

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ім. адм. Макарова

ДОПУЩЕНИЙ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедру ДВЗ У, та ТЕ
к.т.н., доц.

Гогоренко О.А.

" ____ " _____ 2022 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ

Розробка системи подачі газового палива двигуна 6ЧН 28/30

Виконав студент Авраменко А. М. _____
підпис

Керівник Митрофанов О. С. _____
підпис

**Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова**

Інститут, факультет _____ Машинобудівний інститут _____
Кафедра _____ Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації _____
Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр _____
Напрямок підготовки 142 Енергетичне машинобудування _____
(шифр і назва)
Спеціальність Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатація

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О.А. Гогоренко
« ____ » _____ 2022 року

**З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Авраменко Андрій Михайлович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) _____ Розробка системи подачі газового палива двигуна 6ЧН 28/30. _____
керівник проекту (роботи) _____ Митрофанов Олександр Сергійович, д.т.н., доц., _____

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від “ ____ ” _____ 20 ____ року № ____

2. Строк подання студентом проекту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) _____ потужність двигуна $N_e = 1450$ кВт, частота обертів $n = 750$ об/хв. Двигун встановлюється у машинному відділенні порому; на двигуні модернізується паливна система, яка дозволяє використовувати у якості основного палива газ метан.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) _____ 1. Застосування об'єкту дослідження в енергетичній установці на поромі. Визначення вимог до застосування ДВЗ в складі об'єкту використання. 2. Визначення параметрів робочого циклу ДВЗ. 3. Розрахунок динаміки. Розрахунок на міцність деталей КШМ. 4. Модернізація паливної системи ДВЗ з розробкою схеми подачі газового палива. Розрахунок газової форсунки. 5. Розробка заходів з охорони праці

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Загальне креслення порому. 2. Поперечний переріз модернізованого двигуна 6ЧН 28/30. 3. Креслення паливної системи подачі газу. 4. Креслення спроектованої газової форсунки. 5. ПНВТ.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охороні праці	О. С. Митрофанов		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Застосування об'єкту дослідження в енергетичній установці на поромі. Визначення вимог до застосування ДВЗ в складі об'єкту використання.		
2	Визначення параметрів робочого циклу ДВЗ.		
3	Розрахунок динаміки. Розрахунок на міцність деталей КШМ.		
4	Модернізація паливної системи ДВЗ з розробкою схеми подачі газового палива. Розрахунок газової форсунки.		
5	Розробка заходів з охорони праці.		

Студент

(підпис)

Авраменко А.М.

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

Митрофанов О.С.

(прізвище та ініціали)

Анотація

При розробці магістерської роботи було поставлено завдання – модернізація паливної системи суднового двигуна 6ЧН 28/30 (потужність 1450 кВт при 750 об/хв.) виробництва фірми *Caterpillar*, встановленого на автомобільно-пасажирському поромі, з метою використання у якості основного палива метану. Використання газоподібного палива на автомобільно-пасажирському поромі викликано необхідністю зменшення використання традиційних нафтових палив, а також можливістю значного поліпшити показники токсичності відпрацьованих газів головним двигуном.

Перший розділ присвячено стислому опису, основних характеристики автомобільно-пасажирського порому та головного суднового двигуна 6ЧН 28/30. У другому розділі виконано розрахунки робочого циклу при роботі двигуна 6ЧН 28/30 на різних видах палива, а саме дизельному та газовому. Третій розділ магістерської роботи присвячено розрахункам сил що діють на КШМ та розрахункам на міцність основних деталей двигуна таких, як поршень, поршневий палець, шатун й колінчастий вал. У четвертому розділі досліджено шляхи модернізації паливної системи з метою переведення двигуна на роботу з використанням газоподібного палива. Розроблено нову паливну систему та спроектовано її основні елементи.

Робота представлена п'ятьма кресленнями формату А1 та містить 97 сторінок розрахунково-пояснювальної записки.

Креслення (назва, номер):

1. Загальне креслення порому – ДП.142.6221м.01.01;
2. Поперечний переріз двигуна 6ЧН 28/30 – ДП.142.6221м.01.02;
3. Модернізована паливна система – ДП.142.6221м.01.03;
4. Двопаливна форсунка – ДП.142.6221м.01.04;
5. ПНВТ – ДП.142.6221м.01.05.

					ДП.142.6221м.01.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Зміст

- Вступ
- 1.1. Застосування дизельного двигуна 6ЧН 28/30 на пасажирському поромі
- 1.2. Загальний опис конструкції дизельного двигуна типу 6ЧН 28/30
- 1.3. Висновки до розділу
- 2.1. Основні вимоги при модернізації дизельного двигуна 6ЧН 28/30
- 2.2. Розрахунок робочого циклу модернізованого двигуна 6ЧН 28/30
 - 2.2.1. Результати розрахунку робочого циклу двигуна 6ЧН 28/30 при роботі на дизельному пальному
 - 2.2.2. Результати розрахунку робочого циклу двигуна 6ЧН 28/30 при роботі на газовому пальному
- 2.3. Висновки до розділу
- 3.1. Розрахунок динаміки суднового двигуна типу 6ЧН 28/30
- 3.2. Розрахунок на міцність деталей кривошипно-шатунного механізму двигуна 6ЧН 28/30
 - 3.2.1. Розрахунок на міцність колінчастого валу суднового двигуна 6ЧН 28/30
 - 3.2.2. Розрахунок на міцність поршня суднового двигуна 6ЧН 28/30
 - 3.2.3. Розрахунок на міцність шатуна суднового двигуна 6ЧН 28/30
- 3.3. Висновки до розділу
- 4.1. Особливості застосування газового палива у двигунах внутрішнього згоряння
- 4.2. Переведення суднового дизельного двигуна 6ЧН 28/30 на газове паливо
 - Розрахунок та проектування двопаливної форсунки подачі
- 4.3. газового палива суднового дизельного двигуна 6ЧН 28/30
- 4.4. Розрахунок та проектування деталей паливного насоса високого

					ДП.7.05050304.6222зс.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

тиску подачі газового палива суднового дизельного двигуна
6ЧН 28/30

4.5. Висновки до розділу

Охорона праці при експлуатації суднового двигуна 6ЧН 28/30
5.1. при використанні газового палива

Розрахунок амортизаторів для зниження рівня шуму та вібрації
5.2. суднового двигуна 6ЧН 28/30

5.3. Висновки до розділу

Висновок по проекту

Список використаної літератури

					ДП.7.05050304.6222зс.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					ДП.142.6221м.01.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Студент.		Авраменко А.М.			Вступ				Літ.		Арк.	Акрушів
Керівник		Митрофанов О.С.							НУК ім. адм. Макарова			

Вступ

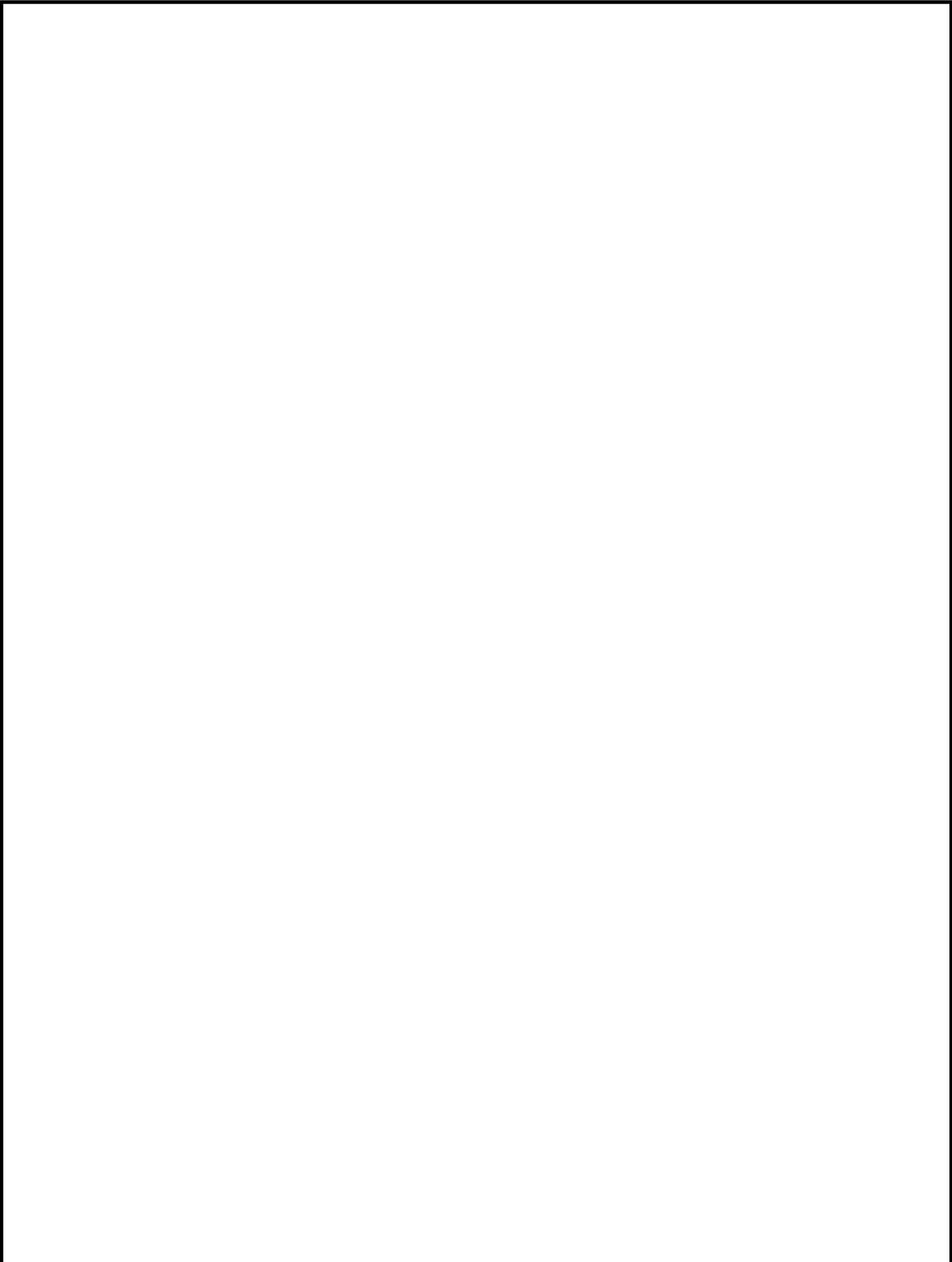
Згідно з завданням кафедри ДВЗ, У та ТЕ, НУК представлено магістерську роботу на тему: «*Розробка системи подачі газового палива двигуна 6ЧН 28/30*».

У проєкті розглядається питання можливості модернізації паливної системи головного суднового двигуна 6ЧН 28/30, що забезпечує використання у якості основного палива метану. Використання метану безсумнівно веде до покращення економічності та екологічності ДВЗ, що є виключно актуальним завданням в наш час, оскільки вартість газу значно дешевша за дизельне паливо.

Метою проєктування є досягнення необхідної потужності (1450 кВт) при заданих оборотах двигуна (750 об/хв.) з одночасним зниженням жорсткості роботи. Для забезпечення поставленої мети необхідно виконати аналіз переваг та недоліків, а також особливостей використання метану у якості палива для дизельних двигунів. Також необхідно провести модернізацію паливної системи головного суднового двигуна 6ЧН 28/30, додати у неї нове паливне обладнання для забезпечення зберігання та подачі газового палива до робочого циліндру.

Для виконання модернізації паливної системи необхідно виконати розрахунок робочого циклу головного суднового двигуна 6ЧН 28/30 при роботі на різних видах палива та отримати енергетичні та економічні показники роботи. Модернізація паливної системи повинна забезпечити не гірші параметри роботи двигуна на номінальному режимі роботи, а також поліпшити екологічні показники.

					ДП.142.6221м.01.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



					ДП.142.6221м.01.01.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Застосування двигуна 6ЧН 28/30 на поромі		
Студент		Авраменко А.М.					
Керівник		Митрофанов О.С.					
					НУК		

1.1. Застосування дизельного двигуна 6ЧН 28/30 на пасажирському поромі

Клас річкових та морських спеціальних транспортних судів включає різні види поромів, транспортних суден та буксирів-штовхачі.

Морські пороми бувають декількох типів, а саме: залізничні, залізнично-автомобільні, автомобільно-пасажирські, а також пасажирські. Пороми призначені для перевезення залізничних вагонів різних типів, автомобільного транспорту, а також пасажирів на поромних переправах, що зв'язують сухопутні транспортні артерії. На сьогодні, широкого поширення набули саме автомобільно-пасажирські пороми для морських подорожей.

Зовні морські пороми досить схожі з пасажирськими суднами та відрізняються присутністю спеціальних вантажних палуб. На рис. 1.1 подано загальний вигляд автомобільно-пасажирського порому «*Torghatten Nord*», а на рис. 1.2 його машинне відділення.

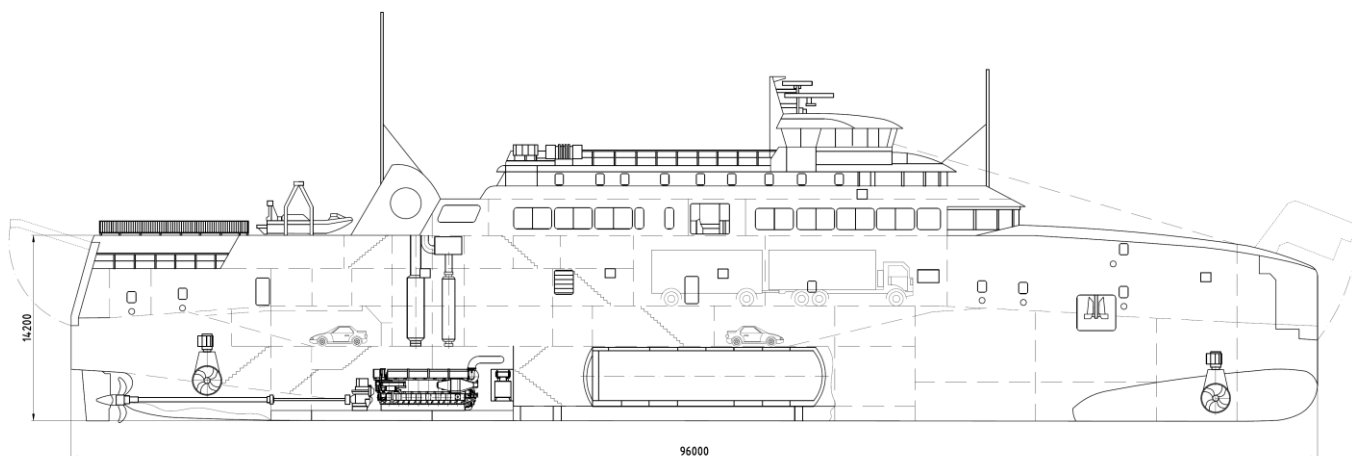


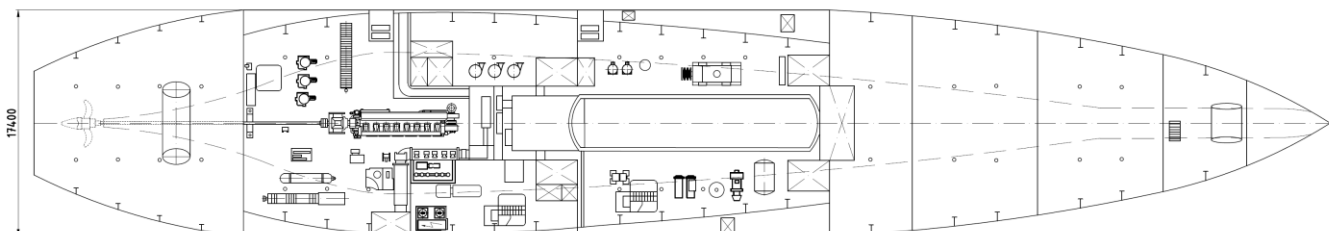
Рисунок 1.1 – Загальний вигляд автомобільно-пасажирського порому «*Torghatten Nord*»

Основні параметри автомобільно-пасажирського порому «*Torghatten Nord*»:

- | | |
|--|-------|
| – довжина по осі (внутрішні/зовнішні), м | 93/96 |
| – довжина ахтерпик, м | 90 |

					ДП.142.6221м.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– ширина найбільша, м	16,8
– ширина крайня, м	17,4
– висота борту до головної палуби, м	5,5
– надводний, м	27,4
– кількість пасажирів	390
– кількість екіпажу	9
– кількість автомобілів 1,85х4,30, м	120
– кількість причепів 2,6х19,5, м	12
– дедвейт, т	650
– загальна місткість, т	5695
– чистий тоннаж, т	2507
– об'єм баку для зберігання СПГ, м ³	150
– об'єм баку для зберігання дизельне палива, м ³	30
– об'єм прісної води, м ³	50
– стабілізатором поперечної стійкості бак (морська вода), м ³	100



*Рисунок 1.2 – Машинне відділення автомобільно-пасажирського порому
«Torghatten Nord»*

Залізничні поромами мають тільки одну вантажну палубу, а автомобільні пороми – одну чи дві. Але так як завантаження автомобільного транспорту на палубу порому здійснюється зазвичай з берега на рівні однієї з палуб, то для переведення їх на іншу палубу порому використовують спеціальний ліфт або похилі з'їзди – пандуси.

					ДП.142.6221м.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На залізничні поромами в'їзд на вантажну палубу здійснюють з корми, на автомобільних в'їзд з корми, носу або борту. Вхідні отвори (лацпорти) закривають відкидними кришками. На деяких поромах автомобільного транспорту частина конструкції корпусу відкидається у носі – так званий відкидний ніс.

Пасажирські приміщення порому включають у себе сидячі та спальні місця (в залежності від тривалості рейсу), а також салон, бар, ресторан, які на судах-поромах розміщуються в надбудові. Пороми мають зазвичай два поста керування – у носі та кормі, заспокоювачі качки та підрулючі пристрої для забезпечення гарної маневреності при виконанні швартовках.

Вантажопідйомність сучасних поромів знаходиться у межах 200...60 000 т. Автомобільно-пасажирський пором середнього розміру вміщує близько 200 автомобілів та 1000 пасажирів, залізничний – до 50 вагонів різного призначення.

1.2. Загальний опис конструкції дизельного двигуна типу 6ЧН 28/30

Найбільшими середньооборотовим двигуном компанії *Caterpillar* є двигуни серії 3600, загальний вигляд якого представлено на рис 1.3 та поперечний перетин – 1.4.

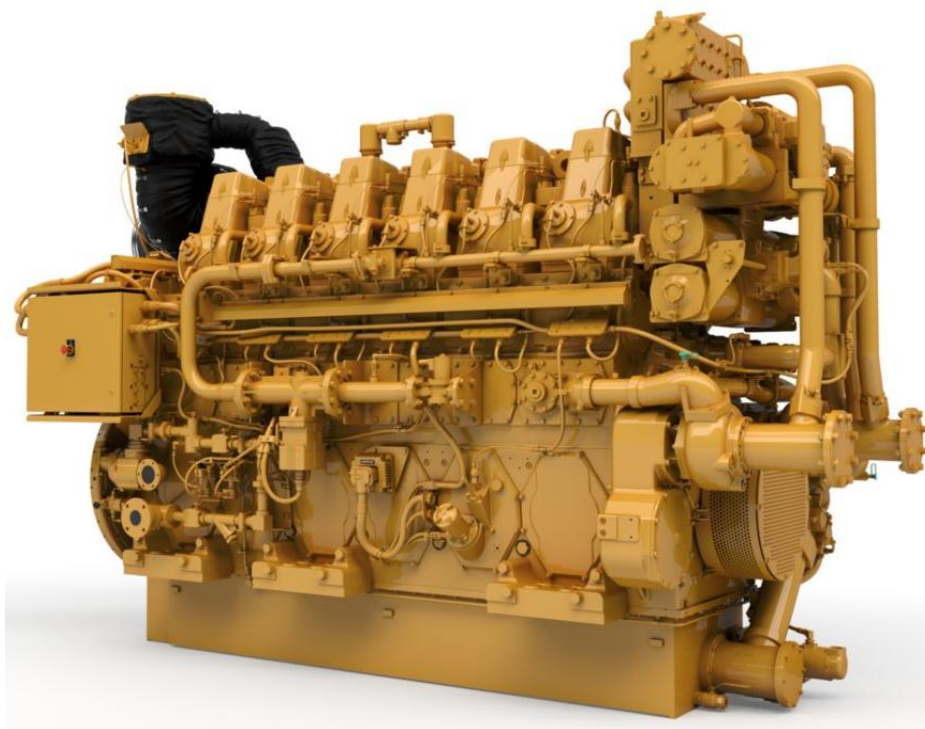


Рисунок 1.3 – Двигун фірми Caterpillar серії 3600 (6ЧН 28/30)

					ДП.142.6221м.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Технічна характеристика дизеля 6ЧН28/30 виробництва фірми Caterpillar:

– тип двигуна	дизельний, з турбонаддувом та ОНВ
– кількість робочих циліндрів	6
– діаметр циліндра, мм	280
– хід поршня, мм	300
– робочий об'єм двигуна, л	111
– ступінь стиснення	13
– номінальна потужність при частоті обертання 750 хв ⁻¹ , кВт	1420
– мінімальна частота обертання холостого ходу, хв ⁻¹	250
– швидкість поршня, м/с	7,5
– маса сухого двигуна, кг	15680
– маса рідин: масло, кг	634
вода, кг	400

З моменту своєї появи на ринку на початку 1980-х років, двигуни 3600 серії активно застосовується на торгових судах та військових кораблях, а також як дизельні електростанції, локомотивні дизелі й у інших галузях промисловості. Розроблені версії дизелів у 1990-х більш швидкісні та більш легкі застосовуються на швидкохідних поромках різного типу. Програма двигунів серії 3600 охоплює 6-ти та 8-ми циліндрові рядні, а також 12-ти, 16-ти й 18-ти циліндрові V-подібні дизелі, потужністю у межах 1490...4020 кВт при 750...1000 об/хв.

Блок циліндрів двигуна 6ЧН28/30 суцільнолитий з сірого чавуну та має ребра для забезпечення жорсткості конструкції. Впускний колектор дизеля проходить по всій довжині, забезпечуючи рівномірний розподіл свіжого повітря у робочі циліндри.

					ДП.142.6221м.01.01.ПЗ	Архив
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

нчастого валу дизеля 6ЧН 28/30 є ідентичними для підключення споживача до будь-якого кінця дизеля.

Шатуни дизеля 6ЧН 28/30 ковані з подальшою термічною та дробоструминневою обробкою подано на рис.1.5. Чотирьох-болтова спеціальна конструкція кріплення кришки шатуна дозволяє збільшити термін служби підшипників колінчастого валу та підвищує жорсткість й міцність.

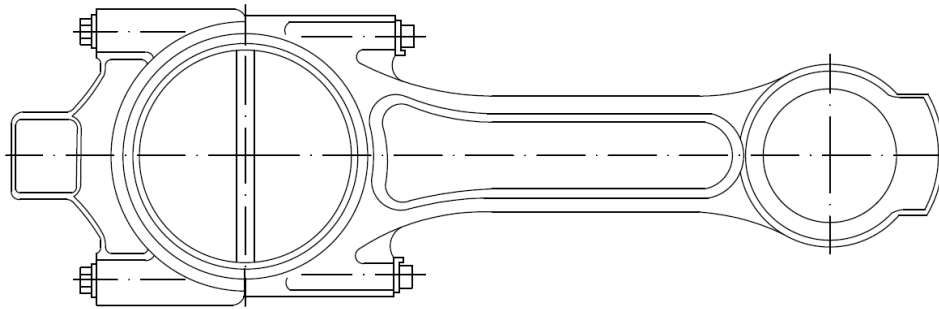


Рисунок 1.5 – Конструкція шатун дизеля 6ЧН 28/30

Втулки дизеля 6ЧН 28/30 виготовлено з чавуну з подальшим індукційним загартуванням з водяною сорочкою на усю їх висоту подано на рис.1.6.

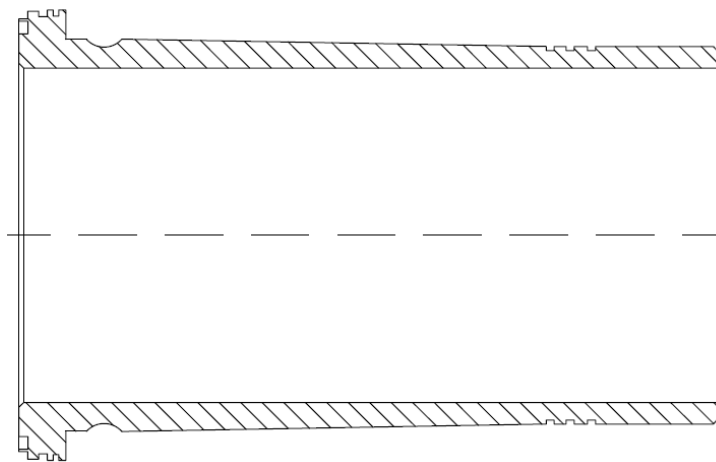


Рисунок 1.6 – Конструкція втулки робочого циліндра дизеля 6ЧН 28/30

Поршні дизеля 6ЧН 28/30 (рис.1.7) складаються з двох частин та мають охолодження. Матеріал головки поршня дизеля сталь, а тронка – кований алюміній. Поршень має чотири кільця. Два кільця розташовано на голівці поршня двигуна, та ще два кільця на тронці. Верхні компресійні кільця мають бочкопо-

					ДП.142.6221м.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дібну форму та загартовані для підвищення їх жорсткості. Два середніх поршневих кільця мають трапецієподібну форму з покриттям хромом, а нижнє – маслослос’ємне кільце підпружининне, має форму двотавру, та теж хромоване.

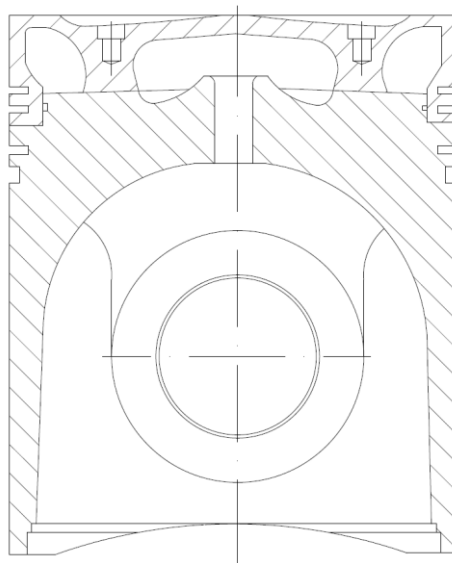


Рисунок 1.7 – Конструкція поршня дизеля 6ЧН 28/30

Клапани дизеля 6ЧН 28/30 розміщено у змінних індукційно-загартованих направляючих втулках. Поворотний пристрій клапану дозволяє підвищити термін служби робочого клапану, підтримуючи у ньому рівномірні температуру та характер зносу по поверхням та сідлу клапана. Особливу увагу приділяють підвищенню терміна служби, саме, випускних клапанів. Завдяки використанню у клапанах сплаву *Nimonic 80A* та зменшена температури вихлопних газів до 400 °C значно знижена ванадій-індукована корозія. Низька температура клапанів підтримується за рахунок використання перекриття клапанів, водяного охолодження вставки сідла та застосуванням керамічного покриття для клапанів.

Високоєфективний **турбокомпресор** дизеля 6ЧН 28/30 (на рядні моделі серії 3600 встановлюється один турбокомпресор, на V-подібних дизелях – два) оснащений радіальним компресором та осьовою турбіною. Турбокомпресор має водяне охолодження, а підшипники змащуються моторним маслом. Сучасні турбокомпресори у поєднанні з великими циліндрами та ефективним охолодженням надувочного повітря дозволяють отримувати високі значення співвід-

					ДП.142.6221м.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ношення повітря / паливо. У результаті чого відбувається більш повне згоряння палива, що дає змогу досягти максимальної ефективності енергоперетворення.

Система охолодження дизеля 6ЧН 28/30 двоконтурна та обслуговується за допомогою двох водяних насосів. Спочатку холодна вода направляється до ОНП та масляного радіатора, а далі гаряча вода поступає для охолодження сорочки дизеля. На деяких моделях дизелів даного типу можлива установка окремого контуру охолодження для рекуперації тепла.

Система змащення дизеля 6ЧН 28/30 містить масляний насос та клапан, який регулює тиск масла у маслопроводі. Таким чином, змащення підшипників дизеля буде відбуватися навіть у разі засмічення масляних фільтрів. Здвоєні масляні фільтри зі змінними елементами дозволяють виконувати обслуговування без зупинки дизеля.

Паливна система дизеля 6ЧН 28/30 фірми *Caterpillar* зарекомендувала себе на відмінно як при використанні легких, так і важких дизельних паливах. Ефективному згорянню палива у робочому циліндрі дизеля сприяє високий тиск упорскування (до 140 МПа), а також точне його дозування. Монтаж блоку паливної форсунки безпосередньо у кришці блоку робочих циліндрів дозволяє знизити тиск у зовнішніх паливопроводах до 0,5 МПа, тим самим зменшуючи небезпеку обриву ліній подачі палива. Індивідуальні стійки керування для кожного робочого циліндру сприяють точному моменту упорскування дизельного палива та мінімізації його втрат.

Впускна та випускна системи дизеля 6ЧН 28/30. Стиснуте повітря з турбокомпресора надходить до ОНП, а потім поступає у впускний колектор. Вихлопна система дизеля екранована для забезпечення низької температури поверхонь.

Елементи систем такі, як насоси, фільтри та охолоджувачі змонтовані на дизелі. Розширювальний бак системи охолодження, теплообмінники, панелі приладів, обігрівачі та інші допоміжні елементи дизеля зроблені модульними для спрощення їх установки. Навісне обладнання дизеля може бути змонтовано на двигуні, або встановлено на відстані до 8 м від дизеля.

					ДП.142.6221м.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дизельні двигуни серії 3600 фірми *Caterpillar* розроблені для роботи на паливі з в'язкістю, яка відповідає класу *K55* (700 cSt при температурі 50 °C) відповідно до СІМАС, при швидкості не більше ніж 800 об/хв., та класу *G35* (380 cSt) – більше за 800 об/хв. Відмінними особливостями дизеля що працює на важкому паливі від дизеля що працює на легкому є: робочі клапани з водяним охолодженням; випускні клапани двигуна з керамічним покриттям; паливні форсунки, які призначені для високої в'язкості палива. Пуск дизеля виконується стисненням повітрям.

Особливості роботи дизеля 6ЧН 28/30 на споживач енергії. Особливість роботи дизеля обумовлена умовами експлуатації двигуна та метою застосування судна, на якому він встановлений.

Дизель 6ЧН 28/30 повинен мати можливість досить тривалий час працювати на номінальному режимі роботи у випадку, якщо судно буде реалізовувати рейси далекого плавання, що вимагає безперервної роботи дизеля, його надійності та економічності. Особливістю експлуатації дизеля 6ЧН 28/30 є те, що судно, на якому встановлений двигун даного типу, може перебувати в різних кліматичних умовах. Судно може знаходитися у жорстких погодних умовах, що відображаються на роботі дизеля. При збільшенні хвиль дизель постійно отримує додаткові зовнішні навантаження на його опори або взагалі може змінювати своє положення відносно горизонту, що порушує нормальну роботу систем паливоподачі та охолодження дизеля.

1.3. Висновки до розділу

Дизельний двигун 6ЧН 28/30 виробництва фірми *Caterpillar* (поперечний перетин дизеля 6ЧН 28/30 представлено кресленням формату А1) відповідає усім вимогам експлуатації та цілком може експлуатуватися на автомобільно-пасажирського поромі (загальний вигляд порому та розміщення обладнання енергетичної установки у машинному відділенні представлено кресленням формату А1).

					ДП.142.6221м.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ДП.142.6221м.01.02.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Розрахунок робочого циклу двигуна 6ЧН 28/30	Літ.	Арк.
Студент		Авраменко А.М.					Аркушів
Керівник		Митрофанов О.С.				НУК	

2.1. Основні вимоги при модернізації дизельного двигуна 6ЧН 28/30

Згідно завдання кафедри ДВЗ, У та ТЕ у магістерській роботі здійснюється модернізація дизельного двигуна 6ЧН 28/30 потужністю 1450 кВт при 750 об/хв. виробництва компанії Caterpillar. Зокрема здійснюється конвертація дизельного двигуна, який встановлено на автомобільно-пасажирському поромі на газове паливо – природній газ. Двигун буде працювати за газодизельним циклом тобто працюватиме на природному газі з запаленням дизельним паливом.

Так, як конвертований двигун 6ЧН 28/30 має параметри робочого циклу, відмінні від двигуна-прототипу, що обумовлене використанням газоподібного палива, тому потребує подальшого моделювання його робочого циклу з визначенням основних енергетичних та економічних показників, які стануть основою для подальшого розрахунку нової паливної системи.

Незважаючи на давно відомі переваги газодизелів, вони до цих пір не отримали широкого застосування у якості приводних двигунів для газодизельних електростанцій, суднових енергетичних установок тощо. На сьогодні питаннями використання альтернативного палива у тому числі природного газу, для роботи енергетичних установ займаються багато організацій і фахівців: в Інституті вугільних енерготехнологій, Інституті загальної енергетики, Інституті проблем матеріалознавства, Інституті електрозварювання, Інститут біоорганічної хімії та нафтохімії, Інститут Газу, Національний технічний університет «КПІ», Національний транспортний університет та інших установах.

Газодизелі можуть успішно працювати на різному газовому паливі: на стиснутому природному газі, на попутних газах нафтових і газових місць добичі, на шахтному метані, на біогазі.

Виконаний аналіз існуючих досліджень у даному напрямку показує, що ефективним методом підвищення паливної економічності та зниження токсичності відпрацьованих газів у всьому діапазоні навантажень двигуна є забезпечення оптимальної кількості повітря, що визначає умови спільного згоряння газоповітряної суміші та розпиленого дизельного палива в умовах змінного тиску та об'єму, характерних для поршневих двигунів. Ефективність використання газового

					ДП.142.6221м.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

палива в газодизелях, в перша чергу, залежить від вдосконалення застосованих на них систем автоматичного керування та регулювання сумішоутворення.

При конвертації дизельного двигуна на газове паливо, що передбачає встановлення додаткового обладнання, необхідно забезпечити легкість доступу до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність нового обладнання та деталей, забезпечити вільний демонтаж інших вузлів та агрегатів, а також поршня із шатуном через циліндр. Також модернізований двигун не повинен бути захищений додатковими трубопроводами та кабелями.

Окремо треба врахувати усі вимоги техніки безпеки обслуговуючого персоналу у зв'язку з використанням газоподібного палива. Витоки газу можуть спричиняти утворення вибухонебезпечних концентрацій газу та повітря у приміщенні машинного відділення.

2.2. Розрахунок робочого циклу модернізованого двигуна 6ЧН 28/30

При здійсненні модернізації дизельного двигуна 6ЧН 28/30 потужністю 1450 кВт при 750 об/хв. виробництва фірми *Caterpillar* необхідно мати приблизні економічні та енергетичні параметри сучасних двигунів цього типорозміру й найближчих до нього для здійснення порівняння отриманих параметрів на відповідність їх сучасним показникам. Основні параметри аналогів двигуну 6ЧН 28/30 наведені в таблиці 2.1.

Розрахунок робочого циклу при модернізації двигуна 6ЧН 28/30 виконано за допомогою програм розрахунку «*Mix*» та «*Diesel*», розроблених на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ у програмному середовищі *Visual Basic*.

Програма розрахунку робочого циклу «*Diesel*» призначена для розрахунку робочих циклів поршневих двигунів, що працюють на звичайному дизельному паливі, а програма «*Mix*» – для моделювання робочих циклів поршневих двигунів, що працюють на змішаних видах палив (нафтові, газові, спирти).

При розрахунку робочого циклу модернізованого та базового двигунів вихідні дані обиралися на основі рекомендацій зазначених у літературних джерелах [2,11] з урахуванням необхідності забезпечення заданої потужності двигуна при

					ДП.142.6221м.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

максимальній економічності та допустимих навантажень на кривошипно-шатунний механізм.

Ефективна потужність двигуна визначається за залежністю:

$$N_e = 13,1 D^2 S z P_e n i$$

де D – діаметр циліндра, м; S – хід поршня, м; n – частота обертання колінчастого валу двигуна, (об/хв.); z – тактність (2-х, 4-х); i – число циліндрів; P_e – середній ефективний тиск.

Таблиця 2.1. Основні параметри аналогів двигуну 6ЧН 28/30 вітчизняного та закордонного виробництва

Марка, фірма та розмірність двигуна	Циліндрова потужність дизеля, кВт	Частота обертання колінчастого валу, об/хв.	Середня швидкість поршня, м/с	Середній ефективний тиск, МПа	Питома витрата палива, г/(кВт ч)	Маса питома дизеля, кг/кВт	Габаритні розміри дизеля, м		
							Довжина	Ширина	Висота
1Д49, 20ЧН26/26	220,5	1100	9,53	1,74	214	4,3	5,05	1,95	3,05
2А-5Д49, 16ЧН26/26	184	1000	8,67	1,59	208	5,1	4,72	1,95	2,97
1А-5Д49, 16ЧН26/26	219	1000	8,67	1,91	211	6,8	4,72	1,95	2,97
1-2Д49, 12ЧН26/26	184	1000	8,67	1,56	204	5,76	3,63	1,95	2,97
3А-6Д49, 8ЧН26/26	110	1000	8,67	0,96	204	10,9	3,3	1,65	2,97
Дженерал – Моторс G45E3, 16ДН 23,2/25,4	154	900	7,62	0,97	240	7,58	5,37	1,72	2,47
Дженерал – Електрик FDL, 16ЧН 22,9/26,7	179	1050	9,35	1,91	214	6,47	4,9	1,73	2,18
Інгліш – Електрик РКСТ, 16ЧН 25,4/30,5	161	900	9,2	1,38	224	8,57	6,31	1,83	2,32
МАК 12М282, 12ЧН 24/28	147	1000	9,35	1,39	214	6,8	2,83	1,65	2,20
Пільстик 18РА6, 18ЧН 28/29	257	1050	10,15	1,65	224	-	5,05	1,78	2,48
Зульцер АТЛ25, 16ЧН 25/30	220	1000	9,96	1,79	199	-	5,34	1,8	3,10
Купер – Бессемер FVDL16Т, 16ЧН22,9/26,7	140	1050	9,35	1,49	220	-	4,57	1,66	2,13
Алко 16.251С, 16ЧН22,8/26,7	140	1050	9,35	1,49	220	-	5,34	1,52	2,43

Завдання розрахунків циклу полягає у виборі обґрунтованих вихідних даних та забезпеченні таких параметрів робочого процесу, при яких реалізуватиметься необхідний середній ефективний тиск P_e та економічність. Ряд параметрів дизе-

					ДП.142.6221м.01.02.ПЗ				Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

ля, як правило, приймається згідно даних заводу-виробника та при необхідності уточнюється при розрахунках.

Нижче наведена копія результатів розрахунку робочого циклу двигуна 6ЧН 28/30 пери використанні дизельного палива та при використанні газоподібного – природнього газу.

2.2.1. Результати розрахунку робочого циклу двигуна 6ЧН 28/30 при роботі на дизельному пальному

Вихідні дані для початку розрахунку:

D – діаметра циліндра (м)	0,28
S – хід поршня (м)	0,30
n – число обертів (1 / хв)	750
Z – тактність (2-х, 4-х)	4
i – кількість циліндрів	6
Тиск наддуву P_k (МПа)	0,37
Тиск навколишнього середовища P_o (МПа)	0,1013
Температуру навколишнього середовища T_o (К)	295
Показник політропи стиснення в компресорі n_k	1,8
Втрата тиску в повітроохолоджувачі (МПа)	0,0015
Коефіцієнт втрат тиску на впуску K_{sia}	0,98
Підігрів заряду від стінок циліндра ΔT_a (К)	10
Ступінь стиснення ε	13
Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	0,99
Механічний ККД двигуна η_m	0,90
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння α	2,49
Коефіцієнт продувки φ_a	1,12
Коефіцієнт залишкових газів γ_r	0,01
Температура залишкових газів T_r (К)	750
Частка палива поданого за період затримки самозаймання X_i	0,3

					ДП.142.6221м.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт використання тепла в точці z ξ_z 0,94

Коефіцієнт використання тепла в точці b ξ_b 0,96

4. Масовий склад палива (кг/кг):

$C = 0,87$; $H = 0,126$; $S = 0$; $O = 0,004$. Процентний вміст води в паливі $W_n = 0$

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором T_k 515,99

Температура повітря перед двигуном T_s 339,99

Температура заряду до кінця процесу наповнення T_a 351,31

Тиск повітря перед двигуном P_s 0,374

Тиск заряду до кінця процесу наповнення P_a 0,367

Коефіцієнт наповнення η_n 0,98

Розрахунок процесу стиснення

a_{vc} 19,26159

b_c 0,002501

Теплоємність суміші повітря і залишкових газів на ході стиснення визначається за формулою:

$$C_{vc} = 19,26159 + 0,002501 \cdot T$$

Середній показник політропи стиснення n_1 1,3659

Тиск в кінці стиснення (МПа) 12,202

Температура в кінці стиснення (К) 898,00

Розрахунок процесу згоряння

Справжнє кількість повітря для згоряння L (кмоль / кг) 1,236

Хімічний коефіцієнт молекулярного зміни β_o 1,02558

Дійсний коефіцієнт молекулярного зміни β_a 1,02550

Частка палива, що згоріла в точці z x_z 0,9792

Коефіцієнт молекулярного зміни в точці z β_z 1,02662

a_{vz} 19,73414

					ДП.142.6221м.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

b_z 0,002931

a_{vb} 19,74419

b_b 0,002940

Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z визначається за формулою

$$C_{vz} = 19,73414 + 0,002931 \cdot T$$

Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b визначається за формулою:

$$C_{vb} = 19,74419 + 0,002940 \cdot T$$

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ 1,287

Максимальний тиск згорання P_z (МПа) 15,7082

Максимальна температура сгорання T_z (К) 1 791,0

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення ρ_o 1,588

Ступінь подальшого розширення 8,186

Середній показник політропи розширення n_2 1,29044

Температура в кінці процесу розширення T_b (К) 971,00

Тиск в кінці процесу розширення P_b (МПа) 1,0419

Індикаторні показники

Теоретичне середнє індикаторне тиск P'_i (МПа) 2,3486

Дійсне середнє індикаторне тиск P_i (МПа) 2,3251

Індикаторний питома витрата палива b_i кг (кВт год) 0,1700

Індикаторний η_i 0,4962

Ефективні показники

Середнє ефективне тиск P_e (МПа) 2,0926

Питома ефективна витрата палива b_e кг / (кВт год) 0,1889

Ефективний ККД двигуна η_e 0,446

Потужність для даного двигуна N_e (кВт) 1 450,70

На основі виконаного розрахунку робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН 28/30 будується згорнута індикаторна діаграма (рис.2.1). Побудова згорну-

					ДП.142.6221м.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тої індикаторної діаграми виконується з використанням програм виконаної у середовищі *Excel*. Для виконання розрахунку заповнюється таблиця вихідних даних (таблиця 2.3), на підставі яких генерується таблиця координат точок діаграми (таблиця 2.4).

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними відомими залежностями:

– для процесу стиснення робочого тіла

$$p = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення робочого тіла

$$p = \frac{P_z \cdot p^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $V/V_c = \epsilon_x$ – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення у робочому циліндрі.

Таблиця 2.3 – Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми двигуна 6ЧН 28/30

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Показник політропи стиснення n_1	1,3659
2	Показник політропи розширення n_2	1,29044
3	Тиск кінця стиснення P_c , МПа	12,202
4	Максимальний тиск згоряння P_z , МПа	15,7082
5	Ступінь попереднього розширення ρ	1,588
6	Ступінь стиснення ϵ	13

Таблиця 2.4 – Координати індикаторної діаграми двигуна 6ЧН 28/30

№ з.п.	Параметр		
	(V/V_c)	$P_{ст}$	$P_{разш}$
1	1,00	15,71	
2	1,00	12,20	15,71
3	1,59	6,49	15,71
4	2,16	4,27	10,57
5	2,73	3,10	7,81
6	3,30	2,39	6,11
7	3,87	1,92	4,98
8	4,44	1,59	4,17
9	5,01	1,35	3,56

10	5,58	1,17	3,10
11	6,15	1,02	2,74
12	6,72	0,90	2,44
13	7,29	0,81	2,20
14	7,86	0,73	1,99
15	8,44	0,66	1,82
16	9,01	0,61	1,67
17	9,58	0,56	1,55
18	10,15	0,52	1,43
19	10,72	0,48	1,34
20	11,29	0,45	1,25
21	11,86	0,42	1,17
22	12,43	0,39	1,10
23	13,00	0,37	1,04
24	13,00	0,37	0,37

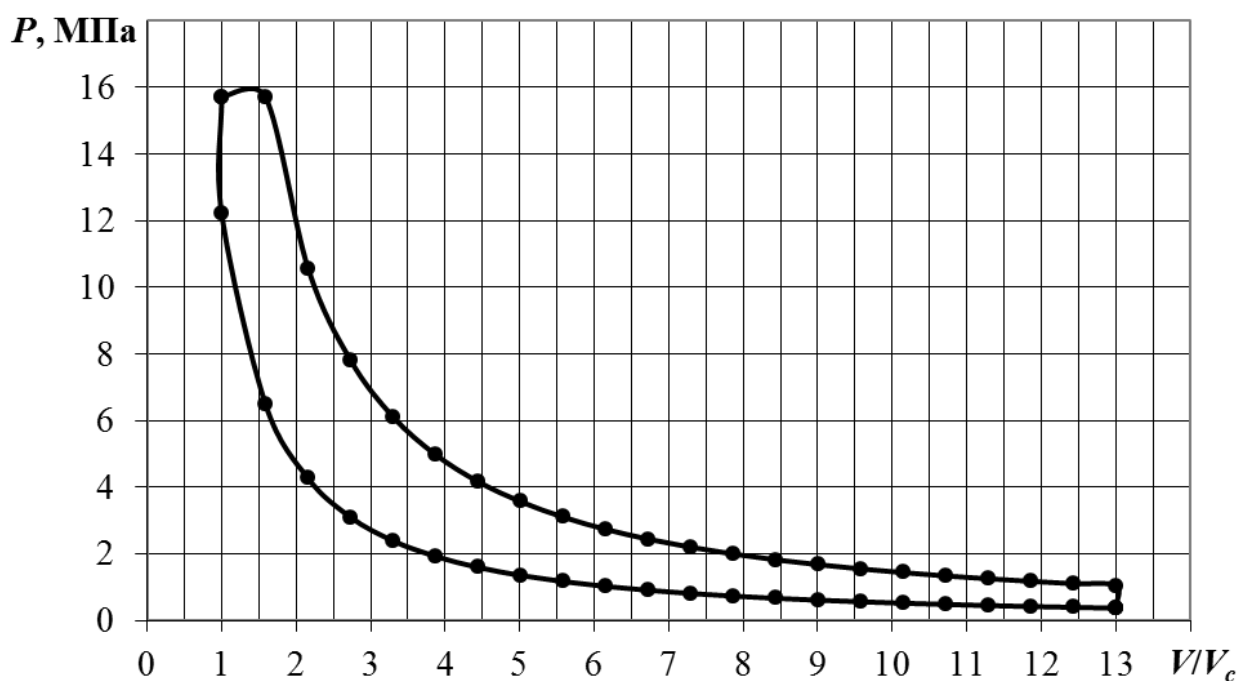


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма двигуна 6ЧН 28/30
при роботі на дизельному паливі

2.2.2. Результати розрахунку робочого циклу двигуна 6ЧН 28/30 при роботі на газовому пальному

Вихідні дані для початку розрахунку:

D – діаметр циліндра (м) 0,28

S – хід поршня (м) 0,30

n – частота обертання (1/хв) 750

					ДП.142.6221м.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

z – тактність (4-х)	0,5
i – число циліндрів	6
Тиск наддуву P_k (МПа)	0,32
Тиск навколишнього середовища P_o (МПа)	0,103
Температура навколишнього середовища T_o (К)	295
Показник політропи стиснення в компресорі n_k	1,8
Частка ходу поршня втрачена на газообмін ϕ_n	0
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння α	1,8
Коефіцієнт продувки ϕ_a	1,129
Коефіцієнт залишкових газів γ_r	0,01
Коефіцієнт використання тепла в точці ξ_z	0,805
Коефіцієнт використання тепла в точці ξ_b	0,97
Ступінь стиснення ε	13
Ступінь підвищення тиску при згорянні λ	1,35
Підігрів заряду від стінок циліндра ΔT (К)	10
Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ	0,98
Коефіцієнт втрати тиску в впускному колекторі ΔP	0,98
Механічний ККД двигуна η_m	0,9
Втрата тиску в повітроохолоджувачі ΔP_{ox} (МПа)	0,0015
Зниження температури в повітроохолоджувачі ΔT_{ox} (К)	150
Температура залишкових газів T_r (К)	750

Склад палива

Складова | Частка в суміші

Рідке нафтове паливо..... 0,15

Газоподібне паливо

Рідке нафтове паливо: Вуглець $C = 0,87$; Водень $H_2 = 0,126$; Сірка $S = 0$;

Кисень $O_2 = 0,004$. Процентний вміст води $W = 0$

Масовий склад газового палива : Метан $CH_4 = 1$

Розрахунок процесу наповнення:

					ДП.142.6221м.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура повітря за компресором T_K (К)..... 476,6
Температура заряду перед двигуном T_s (К)..... 326,6
Температура заряду до кінця процесу наповнення T_a (К)..... 338,0
Тиск повітря перед двигуном P_s (МПа)..... 0,319
Тиск заряду до кінця процесу наповнення P_a (МПа)..... 0,312
Коефіцієнт наповнення η_n 0,98

Розрахунок процесу стиску:

a_{vc} 19,2622

b_c 0,00250

Теплоємність газоповітряної суміші і залишкових газів на ході стиснення визначається за формулою:

$$c_{vc} = 19,2622 + 0,00250 \cdot T$$

Показник політропи стиснення n_1 1,3725

Тиск в кінці стиснення P_c (МПа) 10,5493

Температура в кінці стиснення T_c (К) 878,8

Розрахунок процесу згоряння:

Хімічний коефіцієнт молекулярного зміни β_o 0,7456

Дійсний коефіцієнт молекулярного зміни β 0,7465

Частка палива сгоревшая в точці z x_z 0,8299

Коефіцієнт молекулярного зміни в точці z β_z 0,7896

a_{vz} 19,7214

b_z 0,00301

a_{vb} 20,0675

b_b 0,00315

Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z визначається за формулою:

$$c_{vz} = 19,7214 + 0,00301 \cdot T$$

Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b визначається за формулою:

$$c_{vb} = 20,0675 + 0,00315 \cdot T$$

					ДП.142.6221м.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальна температура згоряння T_z (К) 2335,0

Максимальний тиск згоряння P_z (МПа) 14,242

Розрахунок процесу розширення:

Ступінь попереднього розширення ρ 1,554

Ступінь подальшого розширення δ 8,365

Середній показник політропи розширення n_2 1,2081

Температура в кінці процесу розширення T_b (К) 1 499,0

Тиск в кінці процесу розширення P_b (МПа) 1,0942

Індикаторні показники:

Теоретичне середнє індикаторне тиск P'_i (МПа) 2,3717

Дійсне середнє індикаторне тиск P_i (МПа) 2,3242

Індикаторний ККД η_i 0,4316

Індикаторний питома витрата газу b_{ig} , $\text{м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ 0,20

Індикаторний питома витрата рідкого палива b_{ineft} , $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$... 0,0293

Індикаторна потужність двигуна N_i , кВт 1611,3

Ефективні показники:

Середній ефективний тиск P_e (МПа) 2,0918

Ефективний ККД двигуна η_e 0,3885

Ефективний питома витрата газу b_{eg} , $\text{м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ 0,22

Ефективний питома витрата рідкого палива b_{eneft} , $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$... 0,0326

Ефективна потужність двигуна N_e , кВт 1450,2

Нижча теплотворна здатність нафтового палива Q_H , $\text{кДж}/\text{кг}$ 42 664,4

Нижча теплотворна здатність газового палива Q_g , $\text{кДж}/\text{м}^3$ 36083,8

На основі виконаного розрахунку робочого циклу двигуна 6ЧН 28/30 при роботі на газоподібному паливі будується згорнута індикаторна діаграма (рис.2.2). Побудова згорнутої індикаторної діаграми виконується з використанням програм виконаної у середовищі *Excel*. Для виконання розрахунку запов-

					ДП.142.6221м.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

нюється таблиця вихідних даних (таблиця 2.4), на підставі яких генерується таблиця координат точок діаграми (таблиця 2.5).

Таблиця.2.4 – Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми двигуна 6ЧН 28/30

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Показник політропи стиснення n_1	1,3725
2	Показник політропи розширення n_2	1,2081
3	Тиск кінця стиснення P_c , МПа	10,5493
4	Максимальний тиск згоряння P_z , МПа	14,242
5	Ступінь попереднього розширення ρ	1,554
6	Ступінь стиснення ε	13

Таблиця 2.5 – Координати індикаторної діаграми двигуна 6ЧН 28/30

№ з.п.	Параметр		
	(V/V _c)	$P_{ст}$	$P_{разш}$
1	1,00	14,24	
2	1,00	10,55	14,24
3	1,55	5,76	14,24
4	2,13	3,75	9,75
5	2,70	2,70	7,31
6	3,27	2,07	5,80
7	3,84	1,66	4,77
8	4,42	1,37	4,03
9	4,99	1,16	3,48
10	5,56	1,00	3,05
11	6,13	0,88	2,71
12	6,70	0,77	2,44
13	7,28	0,69	2,21
14	7,85	0,62	2,01
15	8,42	0,57	1,85
16	8,99	0,52	1,71
17	9,57	0,48	1,59
18	10,14	0,44	1,48
19	10,71	0,41	1,38
20	11,28	0,38	1,30
21	11,86	0,35	1,22
22	12,43	0,33	1,16
23	13,00	0,31	1,09
24	13,00	0,37	0,31

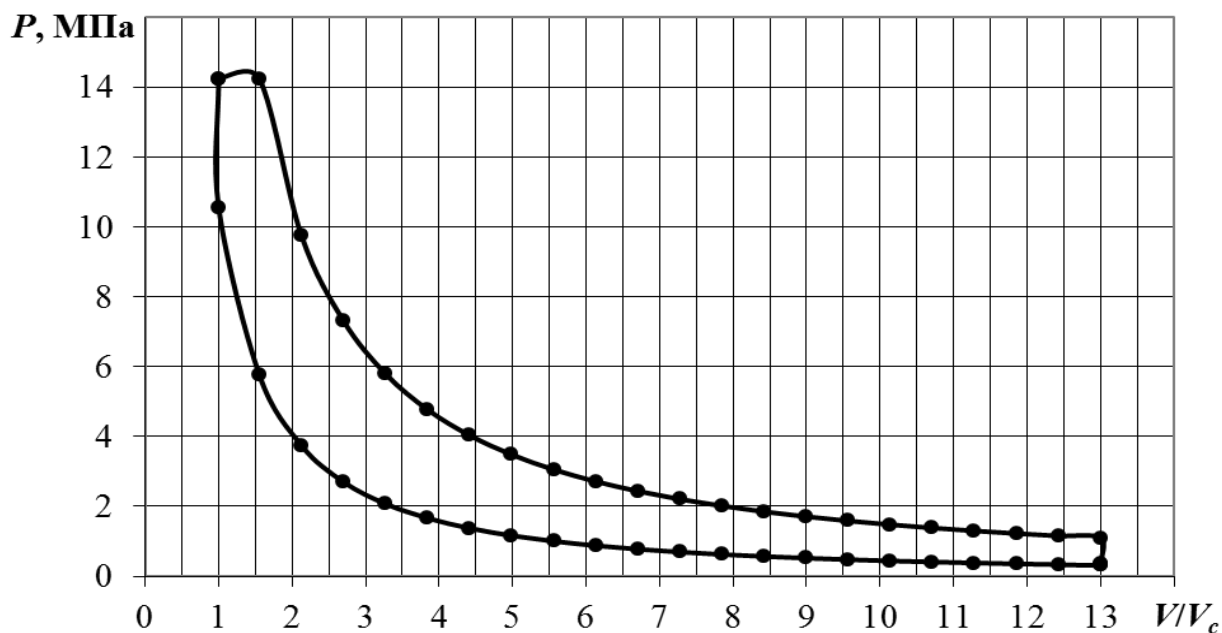


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма двигуна 6ЧН 28/30
при роботі на метані з запальною порцією дизельного палива

2.3. Висновки до розділу

У результаті виконаних у розділі розрахунків робочого циклу двигуна 6ЧН 28/30 виробництва фірми *Caterpillar* при використанні дизельного палива та газового палива – метану, отримані усі основні параметри, які необхідні для подальших розрахунків модернізованої паливної системи. Потужність двигуна 6ЧН 28/30 при роботі на газовому паливі становить 1450,2 кВт, при цьому максимальний тиск згоряння знизився на 9,3 %.

					ДП.142.6221м.01.03.ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент.		Авраменко А.М.			Розрахунок динаміки та міцності деталей КШМ двигуна 6ЧН 28/30	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Митрофанов О.С.				НУК ім. адм. Макарова		

3.1. Розрахунок динаміки суднового двигуна типу 6ЧН 28/30

При роботі двигуна 6ЧН 28/30 на його кривошипно-шатунний механізм діють сили тиску газів у робочому циліндрі, сили інерції рухомих мас, сили тяжіння, сили тертя у сполучних парах деталей і сили корисного опору на колінчастому валу (рис. 3.1).

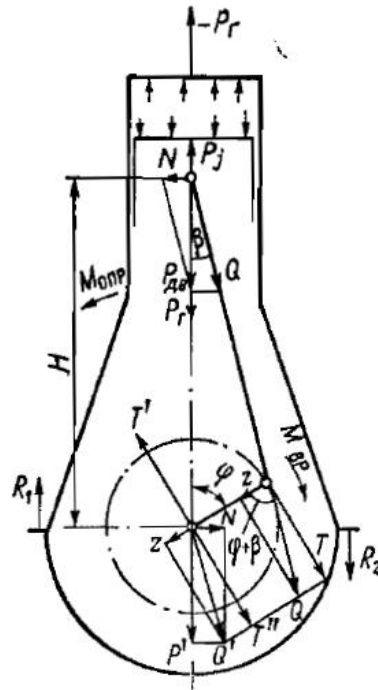


Рисунок 3.1– Дія сил на ланки кривошипно-шатунного механізму двигуна

Сили тертя у сполучних парах деталей в порівнянні з іншими силами незначні та залежать від багатьох факторів, що не підлягають точному врахуванню – це шорсткість поверхонь деталей, що труться, умови змащення їх, тепловий режим роботи, зазори та інше. Відповідно тому при виконанні динамічних розрахунків двигуна 6ЧН 28/30 будемо нехтувати, враховуючи їх механічним ККД двигуна заданим при розрахунку робочого циклу.

Сили тяжіння у середньообертових двигунах яким є двигун 6ЧН 28/30 не враховуються, оскільки вони незначні у порівнянні з іншими діючими силами (сили тяжіння доцільно враховувати у тих випадках, коли їх відносна величина $P_T > 0,015P_z$). У разі необхідності врахування сил тяжіння вони визначаються за масами деталей із робочих креслень або зважуванням. На розрахункових діаграмах динаміки двигуна сили тяжіння представляють у вигляді прямої лінії.

Сили та моменти, що діють на кривошипно-шатунний механізм суднового двигуна типу 6ЧН 28/30, необхідно знати для подальшого розрахунку деталей на міцність, оцінки працездатності підшипників колінчастого валу, визначення нерівномірності обертання колінчастого валу, перевірки врівноваженості дизеля та для вирішення інших задач. Визначати сили та моменти при розрахунку динамічних навантажень зручно у відносних величинах, тобто віднесених до одиниці площі поршня двигуна F_p , що дає змогу оцінювати навантаження дизеля у порівнянні з іншими подібними двигунами.

У динамічних розрахунках кривошипно-шатунного механізму суднового двигуна типу 6ЧН 28/30 дійсні маси частин, що рухаються, для спрощення виконання розрахунків замінюються наведеними масами, зосередженими у тих точках кривошипно-шатунного механізму, закони руху яких відомі. При цьому рухомі маси, зосереджені в одній точці, складаються. При цьому динамічна дія приведених мас має бути еквівалентною дії реальних мас дизеля.

На рис. 3.2 показано динамічні моделі кривошипно-шатунного механізму суднового двигуна типу 6ЧН 28/30 та його окремих частин, закріплених на жорстких невагомих ланках, з кінематичними параметрами, як і у реальному кривошипно-шатунному механізмі, та приведені маси.

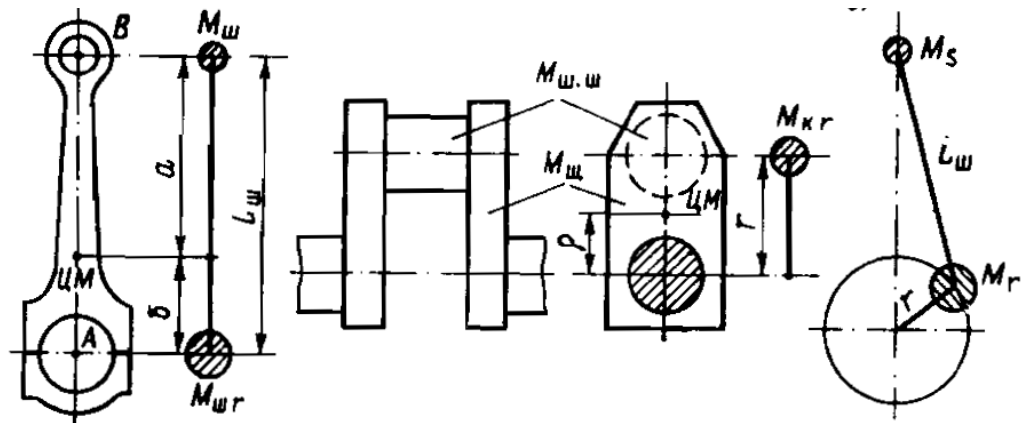


Рисунок 3.2 – Динамічні моделі шатуна, кривошипа та КШМ
двигуна типу 6ЧН 28/30 в загалом

Приведена маса шатуна, що виконує поступальний рух, за умовою статичної еквівалентності визначається, як:

$$M_{us} = M_u \cdot \frac{b}{a+b} = M_u \cdot \frac{b}{L} = 0,3 \cdot 113,5 = 34, \text{ кг};$$

де M_u – маса шатуна, яка складає 113,5 кг.

Тоді, загальна маса елементів кривошипно-шатунного механізму суднового двигуна типу 6ЧН 28/30, що рухаються поступально становить:

$$M_s = M_{\pi} + M_{us} = 75 + 34 = 109, \text{ кг};$$

де M_{π} – маса поршня та деталей поршневої групи, що становить 75 кг.

Відносна маса деталей кривошипно-шатунного механізму, що виконують поступальний рух,

$$m_s = \frac{M_s}{F_n} = \frac{109}{0,0615} = 1772,36, \text{ кг/м}^2;$$

де F_n – площа поршня двигуна типу 6ЧН 28/30.

Постійна кривошипно-шатунного механізму суднового двигуна типу 6ЧН 28/30 складає:

$$\lambda_u = \frac{r}{L_u} = 0,254,$$

де r – радіус кривошипа, м; L_u – довжина шатуна, м.

Кутова швидкість колінчастого валу суднового двигуна типу 6ЧН 28/30 складає:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 750}{30} = 78,5 \text{ с}^{-1}.$$

Підчас роботи суднового двигуна 6ЧН 28/30 від поступово рухомих мас і невірноважених мас, що обертаються на КШМ діють сили інерції (рис. 3.3). Сила інерції від поступово рухомих мас суднового двигуна 6ЧН 28/30 визначається за формулою:

$$P_s = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_u \cdot \cos \varphi), \text{ МПа.}$$

Рушійна сила суднового двигуна 6ЧН 28/30 є рівнодіючою сил, що діють на його поршень [2,11]:

$$P_{руш} = P_{\Gamma} - P_{пп} + P_j + P_T, \text{ МПа,}$$

де P_{Γ} – сили тиску газів у циліндрі; $P_{пп}$ – сили тиску повітря у підпоршневій порожнині; P_j – сили інерції; P_T – сили тяжіння ($P_T = m_s \cdot g$).

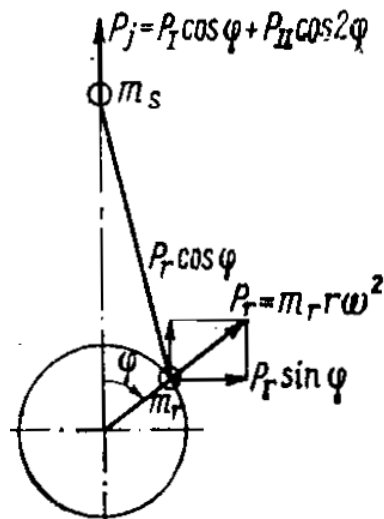


Рисунок 3.3 – Схема дії сил інерції у кривошипно-шатунному механізмі двигуна

Сил тиску газів у робочому циліндри двигуна P_T визначаються за результатами розрахунку робочого циклу у другому розділі магістерської роботи. Рушійна сила $P_{руш}$, що виникає в двигуні розкладається на дві складові:

1. Нормальна сила (рис. 3.1), що діє перпендикулярно осі циліндра й притискає поршень до втулки

$$N = P_{ос} \cdot \operatorname{tg} \beta$$

2. Сила, що діє уздовж осі шатуна (рис. 3.1)

$$Q = \frac{P_{ос}}{\cos \beta}$$

Сила Q перенесена уздовж лінії дії до центра шатунної шийки колінвала розкладається також на дві складові:

1. Радіальна сила, що діє уздовж кривошипа

$$Z = Q \cdot \cos(\varphi + \beta) = P_{ос} \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

2. Дотична сила $T = Q \cdot \sin(\varphi + \beta) = P_{ос} \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$

Основні вихідні дані для виконання розрахунків подано у таблиці 3.1, а результати – у таблиці 3.2. Сам розрахунок виконано за допомогою програми реалізованої у програмному середовищі Excel. За результатами розрахунків будуються графіки дії сил, представлені на рисунках 3.4 та 3.5.

Таблиця 3.1 – Вхідні дані для виконання розрахунку діючих у КШМ сил суднового двигуна 6ЧН 28/30

Діаметр поршня	м	D	0,28
Частота обертання ДВЗ	хв ⁻¹	n	750
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	14,242
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,312
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,32
Тиск ВГ	МПа	P_r	0,264
Постійна КШМ двигуна	—	λ	0,254
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступово	кг	m	109
Радіус кривошипа	м	r	0,15
Ступінь стиснення	—	ε	13
Показник політропи стиснення	—	n_1	1,3725
Показник політропи розширення	—	n_2	1,2081
Ступінь попереднього розширення	—	ρ	1,554
Кількість циліндрів	—	i	6

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку діючих у КШМ сил суднового двигуна 6ЧН 28/30

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3200	-2,0529	-1,7329	0,0000	-1,7329	0,0000
15	0,3200	-1,9414	-1,6214	-0,1067	-1,5385	-0,5228
30	0,3200	-1,6257	-1,3057	-0,1667	-1,0474	-0,7972
45	0,3200	-1,1576	-0,8376	-0,1521	-0,4847	-0,6998
60	0,3200	-0,6106	-0,2906	-0,0650	-0,0890	-0,2842
75	0,3200	-0,0636	0,2564	0,0642	0,0043	0,2643
90	0,3200	0,4158	0,7358	0,1910	-0,1910	0,7358
105	0,3200	0,7838	1,1038	0,2764	-0,5527	0,9947
120	0,3200	1,0265	1,3465	0,3011	-0,9339	1,0155
135	0,3200	1,1576	1,4776	0,2683	-1,2345	0,8551
150	0,3200	1,2098	1,5298	0,1953	-1,4226	0,5958
165	0,3200	1,2212	1,5412	0,1015	-1,5149	0,3009
180	0,3120	1,2213	1,5333	0,0000	-1,5333	0,0000
195	0,3171	1,2212	1,5383	-0,1013	-1,5121	-0,3003
210	0,3334	1,2098	1,5432	-0,1971	-1,4350	-0,6010
225	0,3638	1,1576	1,5214	-0,2762	-1,2711	-0,8805
240	0,4144	1,0265	1,4408	-0,3222	-0,9994	-1,0867
255	0,4967	0,7838	1,2805	-0,3206	-0,6411	-1,1539
270	0,6332	0,4158	1,0490	-0,2723	-0,2723	-1,0490
285	0,8700	-0,0636	0,8064	-0,2019	0,0137	-0,8312
300	1,3095	-0,6106	0,6989	-0,1563	0,2141	-0,6834
315	2,1944	-1,1576	1,0368	-0,1882	0,6000	-0,8662
330	4,0885	-1,6257	2,4628	-0,3145	1,9756	-1,5038
345	7,7165	-1,9414	5,7751	-0,3802	5,4799	-1,8620
360	10,5449	-2,0529	8,4920	0,0000	8,4920	0,0000
375	14,2420	-1,9414	12,3006	0,8098	11,6719	3,9658
390	10,5359	-1,6257	8,9103	1,1377	7,1477	5,4404

405	6,0925	-1,1576	4,9349	0,8960	2,8560	4,1231
420	3,8676	-0,6106	3,2570	0,7282	0,9978	3,1848
435	2,6986	-0,0636	2,6350	0,6598	0,0447	2,7160
450	2,0403	0,4158	2,4561	0,6376	-0,6376	2,4561
465	1,6477	0,7838	2,4315	0,6088	-1,2174	2,1911
480	1,4048	1,0265	2,4312	0,5436	-1,6864	1,8337
495	1,2526	1,1576	2,4102	0,4376	-2,0137	1,3949
510	1,1600	1,2098	2,3699	0,3026	-2,2037	0,9229
525	1,1100	1,2212	2,3312	0,1535	-2,2915	0,4551
540	1,0942	1,2213	2,3155	0,0000	-2,3155	0,0000
555	0,2640	1,2212	1,4852	-0,0978	-1,4599	-0,2900
570	0,2640	1,2098	1,4738	-0,1882	-1,3705	-0,5739
585	0,2640	1,1576	1,4216	-0,2581	-1,1877	-0,8227
600	0,2640	1,0265	1,2905	-0,2885	-0,8951	-0,9733
615	0,2640	0,7838	1,0478	-0,2624	-0,5246	-0,9442
630	0,2640	0,4158	0,6798	-0,1765	-0,1765	-0,6798
645	0,2640	-0,0636	0,2004	-0,0502	0,0034	-0,2066
660	0,2640	-0,6106	-0,3466	0,0775	-0,1062	0,3389
675	0,2640	-1,1576	-0,8936	0,1622	-0,5171	0,7466
690	0,2640	-1,6257	-1,3617	0,1739	-1,0923	0,8314
705	0,2640	-1,9414	-1,6774	0,1104	-1,5917	0,5408
720	0,2640	-2,0529	-1,7889	0,0000	-1,7889	0,0000

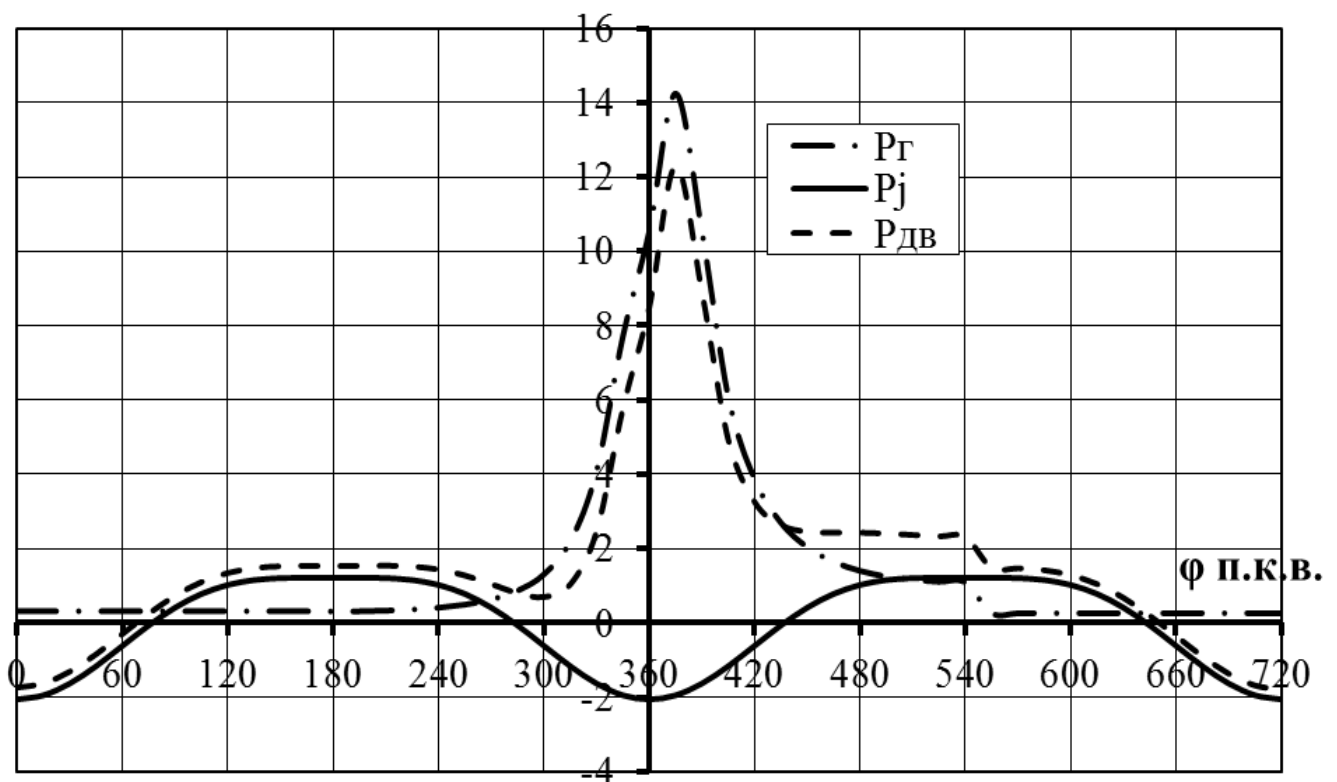


Рисунок 3.4 – Діаграми сил P_{Γ} , P_j , $P_{\text{дв}}$, що діють у двигуні 6ЧН 28/30

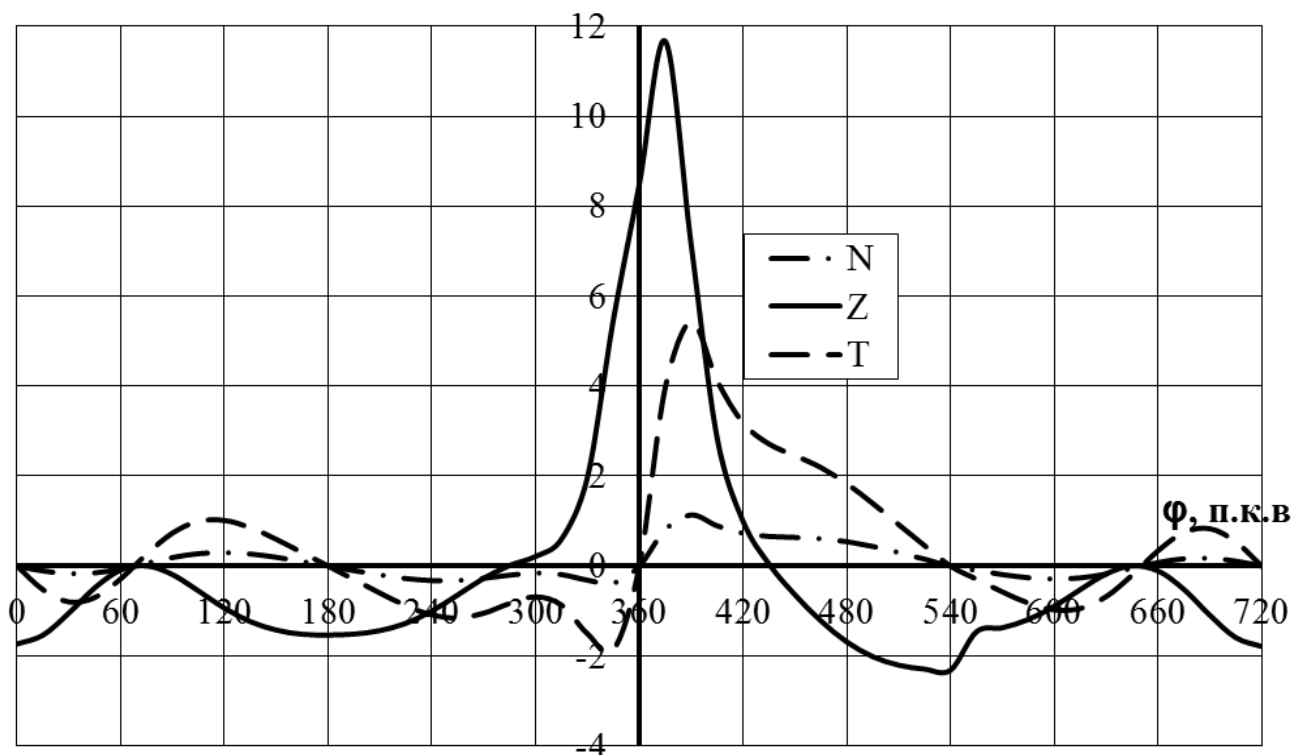


Рисунок 3.5 – Діаграми сил N , Z , T , що діють у двигуні 6ЧН 28/30

Сумарна дотична сила що діє у двигуні 6ЧН 28/30 визначається табличним методом виходячи з кута заклинки кривошипів колінчастого валу, який складає 120° . Результати розрахунку подано у таблиці 3.3, а графік дії сили на рис. 3.6.

Таблиця 3.3 – Визначення сумарної дотичної сили, що діє у судновому двигуні 6ЧН 28/30

φ°	T_Σ						T_Σ	T_{Σ}^{cp}
	Номер циліндра							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,000	1,016	-1,087	0,000	1,834	-0,973	0,79	2,29
15	-0,523	0,855	-1,154	3,966	1,395	-0,944	3,59	2,29
30	-0,797	0,596	-1,049	5,440	0,923	-0,680	4,43	2,29
45	-0,700	0,301	-0,831	4,123	0,455	-0,207	3,14	2,29
60	-0,284	0,000	-0,683	3,185	0,000	0,339	2,56	2,29
75	0,264	-0,300	-0,866	2,716	-0,290	0,747	2,27	2,29
90	0,736	-0,601	-1,504	2,456	-0,574	0,831	1,34	2,29
105	0,995	-0,880	-1,862	2,191	-0,823	0,541	0,16	2,29
120	1,016	-1,087	0,000	1,834	-0,973	0,000	0,79	2,29
							18,29	

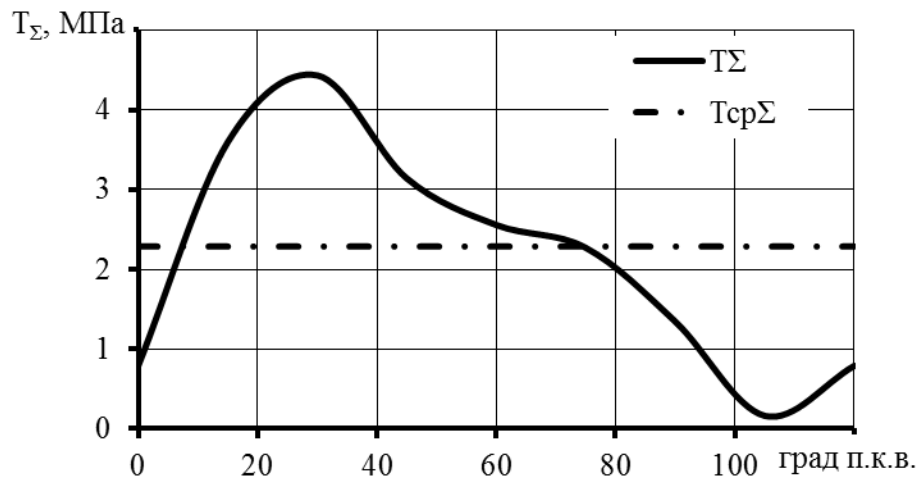


Рисунок 3.6 – Графік сумарної дотичної сили,
що діє у судовому двигуні 6ЧН 28/30

Середнє значення сумарної дотичної сили $T_{\Sigma cp}$ складає:

$$T_{\Sigma cp} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3-\Delta\varphi} T_{\Sigma\varphi} \cdot \Delta\varphi / \varphi_3 = 18,29 \cdot \frac{15}{120} = 2,29 \text{ МПа.}$$

Сумарний обертаючий момент судового двигуна 6ЧН 28/30:

$$M_{BP} = T_{\Sigma} \cdot r \cdot F_n = 21,1 \text{ ,кН}\cdot\text{м.}$$

3.2. Розрахунок на міцність деталей кривошипно-шатунного механізму двигуна 6ЧН 28/30

3.2.1. Розрахунок на міцність колінчастого валу судового двигуна 6ЧН 28/30

Колінчастий вал судового середньо обертового двигуна 6ЧН 28/30 є однією з найбільш відповідальних, напружених та дорогих у виконанні деталей. Він сприймає змінні періодичні навантаження від сил тиску газів та сил інерції рухомих мас. Діючі сили викликають знос шийок та підшипників валу, втомні руйнування, як правило, у місцях концентрацій напруг (наприклад у галтелях), а також крутильні, згинальні та осьові коливання.

Основні вимоги до колінчастого валу судового двигуна 6ЧН 28/30:

- висока надійна міцності, жорсткість та зносостійкість при відносно невеликій масі;
- висока точність виготовлення шатунних та корінних шийок;
- висока твердість та ступінь чистоти обробки поверхні шийок;
- гарна врівноваженість;
- розвантаженість корінних шийок від відцентрових сил та місцевих згинальних моментів.

Розрахунок валу судового двигуна 6ЧН 28/30 здійснюється у трьох положеннях:

- у верхньому мертвому положенні коліна колінвалу двигуна при найбільшому значенні радіальної сили, яка відповідає P_z ;
- у положенні максимального значення тангенціальної сили коліна колінвалу двигуна;
- у положенні колінвалу двигуна, що відповідає найбільшому значенню тангенціальної сили.

Вихідні дані для початку розрахунку колінвалу двигуна 6ЧН 28/30:

Діаметр циліндра	$D := 280 \text{ мм}$
Максимальний тиск згоряння	$P_z := 14.242 \text{ МПа}$
Частота обертання	$n := \frac{об}{750 \text{ мин}}$
Максимальна абсолютна сила інерції	$P_j := 2.0529 \text{ МПа}$
Радіус кривошипа	$r := 150 \text{ мм}$
Дотична сила при P_z	$T_z := 3.9658$
Максимальна дотична сила	$T := 5.4404$
Радіальна сила	$Z := 11.6719$

Розрахунок колінчатого валу двигуна 6ЧН 28/30 у першому положенні

Основні конструктивні параметри колінчатого валу двигуна 6ЧН 28/30

Діаметр та довжина корінної шийки з сторони відбору потужності:

$$d_k := 230 \text{ мм} ; l_k := 110 \text{ мм}$$

Діаметр та довжина корінної шийки з сторони протилежної відбору потужності:

$$d'_k := 230 \text{ мм}; l'_k := 110 \text{ мм}$$

Діаметр шатунної шийки

$$d_{\text{ш}} := 230 \text{ мм}$$

Довжина шатунної шийки

$$l_{\text{ш}} := 110 \text{ мм}$$

Товщина щоки

$$h := 110 \text{ мм}$$

Радіус кривошипа

$$r = 150 \text{ мм}$$

Ширина щоки

$$b := 360 \text{ мм}$$

Відстань між серединами корінних шийок

$$L := 440 \text{ мм}$$

Відстань від середини корінної шийки до середини щоки з сторони відбору потужності:

$$a_1 := 110 \text{ мм}$$

з сторони протилежної відбору потужності:

$$a'_1 := 110 \text{ мм}$$

Відстань від середини корінної шийки до щоки з сторони відбору потужності

$$a := 55 \text{ мм}$$

з сторони протилежної відбору потужності:

$$a' := 55 \text{ мм}$$

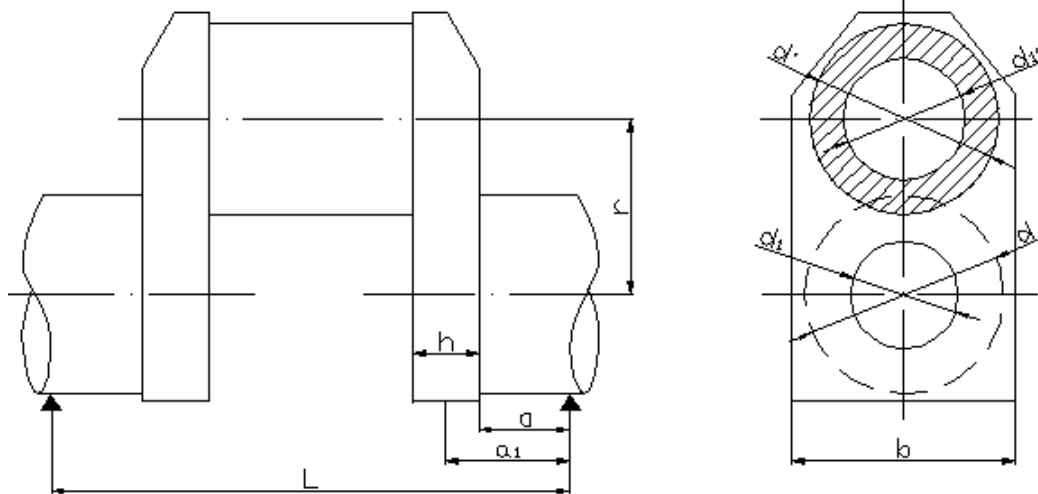


Рисунок 3.7 – Основні розміри коліна колінчатого валу двигуна 6ЧН 28/30

Розрахунок рамової шийки з боку відбору потужності

Згинаючий момент на корінній шийці

$$M_{u1} = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a \quad M_{u1} = 2.412 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Момент опору шийки

діаметр отвору в шийці $d_{k1} := 55 \text{ мм}$

$$W := 0.1 \cdot \frac{d_k^4 - d_{k1}^4}{d_k} \quad W = 1.213 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання

$$\sigma_u := \frac{M_{u1}}{W} \quad \sigma_u = 19.886 \text{ МПа}$$

Момент, який скручує шийку

$$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M_k = 3.663 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Абсолютне значення дотичної сили в момент пуску, МПа

Полярний момент опору перетину шийки

$$W_n := 2 \cdot W \quad W_n = 2.425 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від кручення

$$\tau_k := \frac{M_k}{W_n} \quad \tau_k = 15.102 \text{ МПа}$$

Складне навантаження на шийці

$$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \quad \sigma_c = 36.163 \text{ МПа}$$

Розрахунок рамової шийки з боку протилежного відбору потужності

Згинаючий момент на корінній шийці

$$M_{u2} = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a' \quad M_{u2} = 2.412 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Момент опору шийки

$$W' := 0.1 \cdot d'_k{}^3 \quad W' = 1.217 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання

$$\sigma'_u := \frac{M_{u2}}{W} \quad \sigma'_u = 19.886 \text{ МПа}$$

					ДП.142.6221м.01.03.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Момент, який скручує шийку

$$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M_k = 2.021 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Полярний момент опору перетину шийки

$$W'_n := 2 \cdot W' \quad W'_n = 2.433 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від кручення

$$\tau'_k := \frac{M_k}{W'_n} \quad \tau'_k = 8.304 \text{ МПа}$$

Складне навантаження на шийці

$$\sigma'_c := \sqrt{\sigma'_u{}^2 + 4 \cdot \tau'_k{}^2} \quad \sigma'_c = 25.91 \text{ МПа}$$

Корінна шийка з сторони відбору потужності має більшу довжину, внаслідок застосування на ній підшипника ковзання, тому розрахунок надалі проводиться для неї як для найбільш навантаженої, що підтверджує порівняння складних навантажень корінних шийок.

Розрахунок щоки коліна

Згинаючий момент від реакції P_z на плече a_1

$$M_u = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a_1 \quad M_u = 4.823 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Момент опору щоки

$$W := \frac{b \cdot h^2}{6} \quad W = 7.26 \times 10^5 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання

$$\sigma_u := \frac{M_u}{W} \quad \sigma_u = 66.436 \text{ МПа}$$

Згинаючий момент від тангенціальної сили

$$M'_u := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M'_u = 2.021 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Момент опору щоки коліна

$$W' := \frac{h \cdot b^2}{6} \quad W' = 2.376 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання

$$\sigma'_u := \frac{M_u}{W} \quad \sigma'_u = 8.505 \text{ МПа}$$

Напруга від стиску силою $P_z/2$

$$\sigma_{cm} := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot b \cdot h} \quad \sigma_{cm} = 11.073 \text{ МПа}$$

Сумарне навантаження в щогі

$$\sigma_\Sigma := \sigma_u + \sigma'_u + \sigma_{cm} \quad \sigma_\Sigma = 86.014 \text{ МПа}$$

Розрахунок мотилевої шийки

Згинаючий момент від сили P_z

$$M := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot l_{ш}}{4} \quad M = 2.412 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Момент опору шийки

діаметр отвору в шийці $d_{ш1} := 56 \text{ мм}$

$$W := 0.1 \cdot \frac{d_{ш}^4 - d_{ш1}^4}{d_{ш}} \quad W = 1.212 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання

$$\sigma_u := \frac{M}{W} \quad \sigma_u = 19.891 \text{ МПа}$$

Момент, який скручує шийку

$$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M_k = 2.021 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Полярний момент опору перетину шийки

$$W_n := 2 \cdot W \quad W_n = 2.425 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від кручення

$$\tau_k := \frac{M_k}{W_n} \quad \tau_k = 8.334 \text{ МПа}$$

Складне навантаження на шийці

$$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \quad \sigma_c = 25.951 \text{ МПа}$$

Розрахунок колінчатого валу двигуна 6ЧН 28/30 у другому положенні

Розрахунок рамової шийки з боку відбору потужності

Згинаючий момент на корінній шийці від реакцій T та Z

$$M_{1u} = T \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a \quad M_{1u} = 9.212 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

Максимальне абсолютне значення дотичної сили в МПа

$$M_{2u} = Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a \quad M_{2u} = 1.976 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Значення радіальної сили в МПа, відповідне максимальному значенню T

Сумарний згинаючий момент

$$M_u := \sqrt{M_{1u}^2 + M_{2u}^2} \quad M_u = 2.181 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Момент опору шийки

діаметр отвору в шийці $d_{k1} := 56 \text{ мм}$

$$W := 0.1 \cdot \frac{d_k^4 - d_{k1}^4}{d_k} \quad W = 1.212 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання

$$\sigma_u := \frac{M_u}{W} \quad \sigma_u = 17.985 \text{ МПа}$$

Момент, який скручує шийку

$$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M_k = 2.021 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Полярний момент опору перетину шийки

$$W_p := 2 \cdot W \quad W_p = 2.425 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від кручення

					ДП.142.6221м.01.03.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\tau_k := \frac{M_k}{W_n} \quad \tau_k = 8.334 \text{ МПа}$$

Складне навантаження на шийці

$$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \quad \sigma_c = 24.521 \text{ МПа}$$

Розрахунок щоки коліна

Згинаючий момент від реакції Z на плече a_1

$$M_u = Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a_1 \quad M_u = 3.953 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Момент опору щоки

$$W := \frac{b \cdot h^2}{6} \quad W = 7.26 \times 10^5 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання

$$\sigma_u := \frac{M_u}{W} \quad \sigma_u = 54.447 \text{ МПа}$$

Згинаючий момент від тангенціальної сили

$$M'_u := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M'_u = 2.021 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Момент опору щоки

$$W' := \frac{h \cdot b^2}{6} \quad W' = 2.376 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання

$$\sigma'_u := \frac{M'_u}{W'} \quad \sigma'_u = 8.505 \text{ МПа}$$

Напруга від стиску силою Z/2

$$\sigma_{cm} := \frac{Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot b \cdot h} \quad \sigma_{cm} = 9.074 \text{ МПа}$$

Сумарне навантаження в щоці

$$\sigma_{\Sigma} := \sigma_u + \sigma'_u + \sigma_{cm} \quad \sigma_{\Sigma} = 72.027 \text{ МПа}$$

Момент від скручування щоки силою T на плече a_1

$$M_k := T_Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a_1 \quad M_k = 7.41 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

Полярний момент опору перетину шийки

$$W_n := \frac{2}{9} \cdot b \cdot h^2 \quad W_n = 9.68 \times 10^5 \text{ мм}^3$$

Максимальна напруга на середині широкої сторони щоки

$$\tau'_{\text{к}} := \frac{M_k}{W_n} \quad \tau'_{\text{к}} = 7.655 \text{ МПа}$$

Складне навантаження на середині щоки

$$\sigma'_{\text{с}} := \sqrt{(\sigma'_{\text{u}} + \sigma_{\text{cm}})^2 + 4 \cdot \tau'_{\text{к}}} \quad \sigma'_{\text{с}} = 18.43 \text{ МПа}$$

Для вузької сторони щоки

$$W_n := \frac{2}{9} \cdot h \cdot b^2 \quad W_n = 3.168 \times 10^6 \text{ мм}^3 \quad \tau''_{\text{к}} := \frac{M_k}{W_n} \quad \tau''_{\text{к}} = 2.339 \text{ МПа}$$

$$\sigma''_{\text{с}} := \sqrt{(\sigma'_{\text{u}} + \sigma_{\text{cm}})^2 + 4 \cdot \tau''_{\text{к}}} \quad \sigma''_{\text{с}} = 17.844 \text{ МПа}$$

Розрахунок мотилевої шийки

Шийка згинається моментами у взаємно перпендикулярних площинах

$$M'_{\text{u}} := \frac{T \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot L}{4} \quad M'_{\text{u}} = 3.685 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

$$M''_{\text{u}} := \frac{Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot L}{4} \quad M''_{\text{u}} = 7.906 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Сумарний згинаючий момент

$$M_{\text{u}} := \sqrt{M'^2_{\text{u}} + M''^2_{\text{u}}} \quad M_{\text{u}} = 1.118 \times 10^8 \text{ Нмм}$$

Момент опору шийки

$$W := 0.1 \cdot \frac{d_{\text{ш}}^4 - d_{\text{ш1}}^4}{d_{\text{ш}}} \quad W = 1.212 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання

$$\sigma_u := \frac{M_u}{W} \quad \sigma_u = 92.215 \text{ МПа}$$

Момент, який скручує шийку

$$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M_k = 2.021 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Полярний момент опору перетину шийки

$$W_p := 2 \cdot W \quad W_p = 2.425 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від кручення

$$\tau_k := \frac{M_k}{W_p} \quad \tau_k = 8.334 \text{ МПа}$$

Складне навантаження на шийці

$$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \quad \sigma_c = 93.709 \text{ МПа}$$

3.2.2. Розрахунок на міцність поршня суднового двигуна 6ЧН 28/30

Поршнева група суднового двигуна 6ЧН 28/30 з тронковим КШМ включає поршень, поршневі кільця та поршковий палець.

Поршень двигуна 6ЧН 28/30 сприймає тиск гарячих газів у робочому циліндрі та передає зусилля від цього тиску через поршковий палець та шатун на шатунну шийку колінчастого валу, де в результаті створюється крутний момент. Крутний момент, що знімається з колінчастого валу, передається на гвинт судна або ротор електрогенератора та ін. Поршень є характерною деталлю ДВЗ, що безпосередньо реалізує його термодинамічний цикл.

Крім тиску гарячих газів, що перевищує у деяких випадках 10...15 МПа, на поршень діють теплові навантаження, пов'язані з відведенням в поршень при роботі двигуна значної кількості теплоти від гарячих газів та теплоти, що виділяється у результаті тертя при русі елементів поршневої групи. У швидкохідних двигунах помітної величини досягають інерційні навантаження, що виникають у результаті зворотно-поступального руху поршня зі змінним за величиною та напрямом прискоренням. При високому рівні перерахованих навантажень поршні сучасних двигунів повинні надійно функціонувати поряд з іншими елементами

двигуна в межах заданого тривалого терміну служби. Причому не допускається поява втомних або термовтомних тріщин, а також значних зносів канавок поршневих кілець, бічної поверхні корпусу поршня, отворів під поршневий палець. Тому поршні сучасних двигунів виготовляються з якісних матеріалів з досить високими механічними, теплофізичними та технологічними характеристиками.

Вихідні дані для початку розрахунку поршня двигуна 6ЧН 28/30:

Діаметр циліндра	$D := 0.28 \text{ м}$
Максимальний тиск згоряння	$P_z := 14.242 \text{ МПа}$
Частота обертання	$n := 750 \text{ об/хв.}$
Середній індикаторний тиск	$P_i := 2.3242 \text{ МПа}$

Основні конструктивні параметри поршня двигуна 6ЧН 28/30

Товщина днища поршня	$\delta_{\text{дн}} := 0.022 \text{ м}$
Висота поршня	$H := 0.346 \text{ м}$
Відстань від днища поршня до осі під поршньовий палець	$h_1 := 0.210 \text{ м}$
Висота юбки поршня	$l_y := 0.270 \text{ м}$
Відстань до першої кільцевої канавки	$l_1 := 0.052 \text{ м}$
Діаметр головки поршня	$d_g := 0.278 \text{ м}$
Діаметр юбки поршня	$d_y := 0.28 \text{ м}$
Відстань між торцями боби шок	$b := 0.100 \text{ м}$
Товщина стінки голівки поршня	$s := 0.065$
Висота перемичок	$h_n := 0.01 \text{ м}$
Діаметр поршньового пальця	$d_p := 0.142 \text{ м}$
Довжина пальця	$l_p := 0.268 \text{ м}$
Глибина проточки під кільця:	
— компресійні	$t_1 := 0.006 \text{ м}$
— маслоз'ємні	$t_2 := 0.006 \text{ м}$

Висота проточки під кільця:

– компресійні

$$h_{kk} := 0.004_M$$

– маслоз'ємні

$$h_{km} := 0.004_M$$

Діаметр масляних каналів

$$d_m := 0.002_M$$

Кількість масляних каналів

$$n_m := 12$$

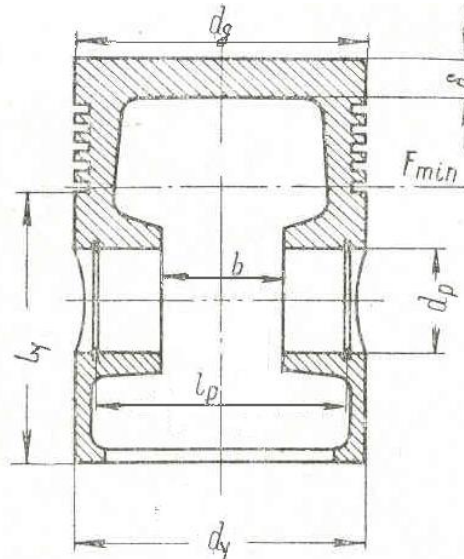


Рисунок 3.8 – Основні розміри поршня двигуна 6ЧН 28/30

Напруга стиску

Мінімальна площа стінок голівки поршня

$$F_{min} := \left[\left[\frac{\pi \cdot \left[(d_g - t_2 \cdot 2)^2 - (d_g - t_2 \cdot 2 - 2 \cdot s)^2 \right]}{4} \right] - S \cdot d_m \cdot n_m \right] F_{min} = 0.0395_{M^2}$$

$$\sigma_c := \frac{P_Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{F_{min}} \quad \sigma_c = 22.21 \text{ МПа}$$

Допустима напруга стиску для сталі складає 80МПа.

Найбільший тиск на юбку поршня

$$N := 1.13 \text{ МПа}$$

Максимальна величина нормальної сили

$$P_y := \frac{N \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{l_y \cdot D} \quad P_y = 0.92 \text{ МПа}$$

Тиск на опорну поверхню в бобишці

$$P_b := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{d_p \cdot (l_p - b)} \quad P_b = 36.76 \text{ МПа}$$

Допустимий питомий тиск для сталі складає 40МПа.

Напруга від згинання

$$\sigma_u := P_z \cdot \frac{3}{16} \cdot \left[\frac{(d_g - s \cdot 2)}{\delta \cdot 2} \right]^2 \quad \sigma_u = 30.213 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги згинання для сталюого днища без ребер становить 45МПа.

Температурні напруги в днищі

– теплове навантаження

$$q := (71000 + 310 \cdot n) P_i \quad q = 705394.7$$

для сталі $a := 0.017$

$$\sigma_t := q \cdot \delta \cdot a \quad \sigma_t = 263.818 \text{ МПа}$$

Сумарні навантаження в днищі

$$\sigma_{\Sigma} := \sigma_u + \sigma_t \quad \sigma_{\Sigma} = 294.03 \text{ МПа}$$

Допустиме значення сумарних навантажень складає 400 МПа.

Розрахунок поришньового пальця двигуна 6ЧН 28/30 на міцність

Відстань між серединами опор пальця

$$L := b + \frac{(l_p - b)}{2} \quad L = 0.184 \text{ м}$$

Згинаючий момент відносно небезпечного перетину I-I (рис. 3.9)

$$M_u := \frac{P_z \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} - \frac{a}{4} \right) \quad M_u = 34201.215 \text{ Нм}$$

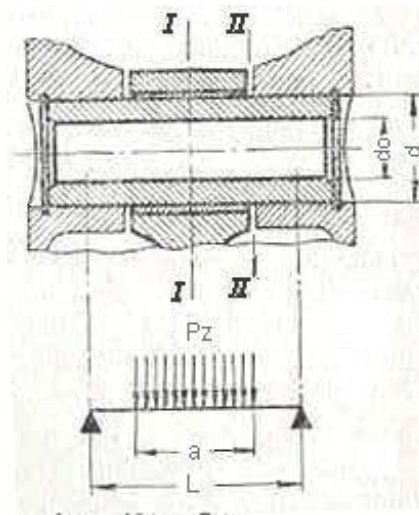


Рисунок 3.9 – Основні розміри та схема розрахунку пальця двигуна 6ЧН 28/30

Момент опору перетину пальця I-I

$$W := 0.1 \cdot \frac{d^3 - d_0^3}{d} \quad W = 1823.002 \text{ м}^3$$

де – $d := 142$ мм зовнішній діаметр пальця; $d_0 := 65$ мм – внутрішній діаметр пальця.

Напруга згинання

$$\sigma_u := \frac{M_u}{W} \quad \sigma_u = 18.7609 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги згинання для пальців з вуглецевої сталі складають 120 МПа.

Площа перетину пальця

$$F := \frac{\pi \cdot (d^2 - d_0^2)}{4} \text{ м}^2 \quad F = 1.252 \times 10^4$$

Напруга зрізу

$$\sigma_{\text{зр}} := \frac{P_z \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{2 \cdot F} \quad \sigma_{\text{зр}} = 35.026 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги зрізу складають 50...60 МПа.

Деформація перетину пальця

Лінійне збільшення діаметру поршня

$$\Delta d := \frac{0.09 \cdot P_z}{E \cdot l_p} \cdot \left(\frac{1 + \frac{d_o}{d}}{\frac{d_o}{d}} \right)^3 \cdot \left[1.5 - 15 \cdot \left(\frac{d_o}{d} - 0.4 \right)^3 \right]$$

$$\Delta d = 0.0007 \text{ мм}$$

де – модуль пружності для вуглецевої сталі, МПа $E := 2 \cdot 10^5$

Відносна деформація пальця

$$\delta := \frac{\Delta d \cdot 1000}{d} \quad \delta = 0.0049$$

Відносна деформація, для забезпечення надійної роботи вузла "шатун-поршень", не повинна перевищувати (0,02 мм/мм)

3.2.3. Розрахунок на міцність шатуна суднового двигуна 6ЧН 28/30

Шатун є однією з деталей кривошипно-шатунного механізму, що перетворює поступальний рух поршня у обертальний рух колінчастого валу. Він багато в чому визначає технічні характеристики двигуна та насамперед його надійність.

Шатун піддається дії змінних навантажень від тиску газів та сил інерції. Обидва види навантажень змінні протягом робочого циклу можуть досягати високих значень. Зруйнування шатунів, що зустрічаються в експлуатації, носять, як правило, втомний характер. Для забезпечення необхідної надійності шатуни повинні мати:

- високу міцність під час циклічних і статичних навантажень, включаючи періодичні допустимі навантаження за частотою обертання. Міцність має бути забезпечена на всіх режимах роботи без появи втомних тріщин;
- необхідну жорсткість, що виключає недопустимі деформації форми, що порушують нормальну роботу шатунних підшипників;
- стабільність розмірів та мале зношування опорних поверхонь протягом заданого терміну служби;
- повну замкнутість роз'ємних нерухомих з'єднань, опор сполучених елементів незворотним змінам та пошкодженням від мікропереміщень (фретинг корозії) на поверхнях стиків, що виникають при циклічних навантаженнях;

мінімальну масу.

Вихідні дані для початку розрахунку шатуну двигуна 6ЧН 28/30:

Діаметр циліндру	$D := 280 \text{ мм}$
Максимальний тиск згорання	$P_z := 14.247 \text{ МПа}$
Частота обертання	$n := 750 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$
Максимальна абсолютна сила інерції	$P_j := 2.0529 \text{ МПа}$
Радіус кривошипа	$r := 150 \text{ мм}$
Діаметр поршньового пальця	$d_p = 142 \text{ мм}$
Внутрішній діаметр верхньої голівки	$d_B = 160 \text{ мм}$
Зовнішній діаметр верхньої голівки	$d_H = 210 \text{ мм}$
Довжина верхньої голівки шатуна	$l_B = 100 \text{ мм}$
Діаметр шатунної шийки	$d_{\text{ш}} = 230 \text{ мм}$
Зовнішній діаметр нижньої голівки	$d_3 = 279 \text{ мм}$
Товщина стінки вкладиша	$t = 2 \text{ мм}$
Відстань між шатунними болтами	$l_6 = 240 \text{ мм}$
Довжина нижньої головки шатуна	$l_H = 110 \text{ мм}$
Розміри двутаврового перетину в середній частині (рис.3.10):	
$H = 125 \text{ мм}; B = 90 \text{ мм}; b = 50 \text{ мм}; h := 60 \text{ мм}$	
Довжина шатуна	$l := 592 \text{ мм}$

Розрахунок на міцність стрижня шатуна

Напруги від стику враховуючі згинання шатуна

Момент інерції середнього перетину стрижня

$$I_x = \frac{B \cdot H^3 - (B - b) \cdot h^3}{12} \quad I_x = 1.393 \times 10^7 \text{ мм}^3$$

$$I_y = \frac{B^3 \cdot H - (B - b)^3 \cdot h}{12} \quad I_y = 7.274 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

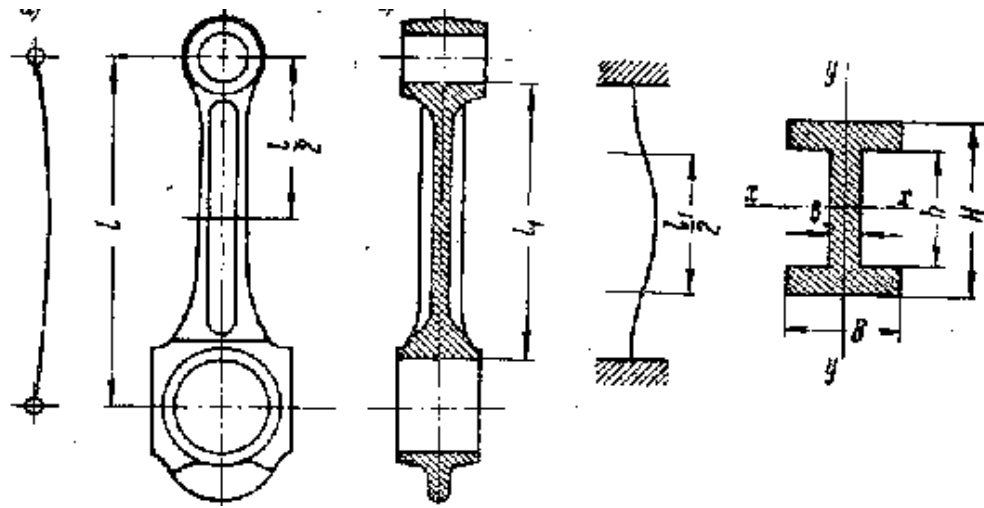


Рисунок 3.10 – Основні розміри та схема розрахунку стрижня шатуна двигуна 6ЧН 28/30

Площа середнього перетину стрижня

$$f = B \cdot H - (b \cdot h) \quad f = 8.25 \times 10^3 \text{ мм}^2$$

Напруги в площині хитання шатуна

$$\sigma_x := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + 0.000526 \cdot \frac{\left[P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot l^2 \right]}{I_x} \quad \sigma_x = 117.945$$

Допустимі напруги в площині хитання шатуна 400МПа.

Напруги в площині перпендикулярній площині хитання шатуна

$$l_1 = l - \left(\frac{d_B}{2} + \frac{d_H}{2} \right) \quad l_1 = 407 \text{ мм}$$

$$\sigma_y = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + 0.000526 \cdot \frac{\left[P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{l_1^2}{2} \right]}{I_y} \quad \sigma_y = 111.589 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги в площині перпендикулярній площині хитання шатуна становлять 400МПа.

Сила інерції елементів стрижня шатуна

$$q = f \cdot \gamma \cdot r \cdot \left(\frac{n}{300} \right)^2 \cdot 9.8 \quad q = 595.005 \text{ Н}$$

де: r – радіус кривошипа мм; $\gamma = 7.85 \cdot 10^{-6}$ питома вага сталі кг/мм³

Максимальний момент, що вигинає шатун

$$M_m = \frac{q \cdot l^2}{16} \quad M_m = 1.303 \times 10^7 \text{ Нм}$$

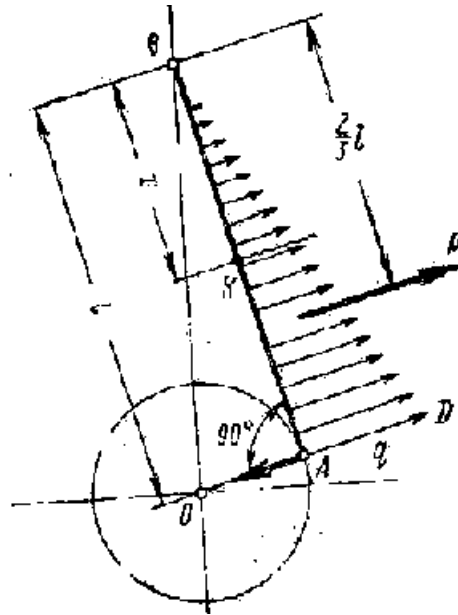


Рисунок 3.11 – Основні розміри та схема шатуна двигуна 6ЧН 28/30 при згинанні його силами інерції

Основні геометричні параметри небезпечного перерізу стрижня шатуна двигуна 6ЧН 28/30, при його згинанні: $H_3 = H$; $B_3 = B$; $b_3 = b$; $h_3 = h$

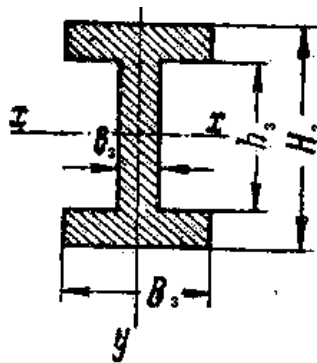


Рисунок 3.12 – Геометричні розміри небезпечного перерізу стрижня шатуна двигуна 6ЧН 28/30

Момент опору небезпечного перерізу стрижня шатуна двигуна 6ЧН 28/30, що відповідає максимальному моменту від його згинання. Небезпечний переріз стрижня шатуна знаходиться на відстані $0,557 l$ від точки B.

$$W_3 = \frac{B_3 \cdot H_3^3 + (B_3 - b_3) \cdot h_3^3}{6 \cdot H_3} \quad W_3 = 2.459 \times 10^5 \text{ мм}^4$$

Напруга від згинання у стрижні шатуна

$$\sigma_u = \frac{M_m}{W_3} \quad \sigma_u = 53.002 \text{ МПа}$$

Сумарні умовні напруги

$$\sigma_\Sigma = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + \frac{M_m}{W_3} \quad \sigma_\Sigma = 159.337 \text{ МПа}$$

Допустимі сумарні умовні напруги для штампованих шатунів малого габариту з легованої сталі складають 220 МПа.

Розрахунок верхньої та нижньої голівки шатуна

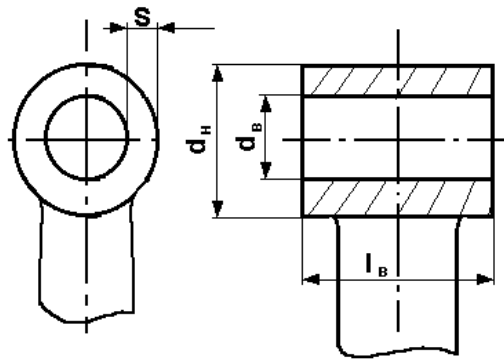


Рисунок 3.13 – Геометричні розміри верхньої голівки шатуна двигуна 6ЧН 28/30

Площа небезпечного перерізу верхньої голівки шатуна

$$f_b = (d_H - d_B) \cdot l_B \quad f_b = 5 \times 10^3 \text{ мм}^2$$

Напруги верхньої голівки шатуна від розтягування

$$\sigma_p = \frac{P_j \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f_b} \quad \sigma_p = 25.282 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги розтягування становлять 40 МПа.

Середній діаметр верхньої голівки

$$d_s = \frac{(d_H + d_B)}{2} \quad d_s = 185 \text{ мм}$$

Момент інерції перетину верхньої голівки

$$I = 0.01 \cdot I_B \cdot (d_H - d_B)^3 \quad I = 1.25 \times 10^5 \text{ мм}^3$$

Відносна деформація верхньої голівки шатуна

$$\delta = 0.017 \cdot \frac{P_j \cdot d_s^2}{E \cdot I} \quad \delta = 4.55 \times 10^{-8}$$

$E := 2.1 \cdot 10^5$ – модуль пружності легованої сталі.

Відносна деформація верхньої голівки шатуна не повинна перевищувати 0,0005 мм/мм.

Робоча довжина вкладиша

$$l_{BK} = l_B - (2 \cdot l_f) \quad l_{BK} = 98 \text{ мм}$$

$l_f = 1$ мм – довжина фаски вкладиша

Максимальний питомий тиск на вкладиш верхньої голівки шатуна

$$K = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{l_{BK} \cdot d_p} \quad K = 63.04 \text{ МПа}$$

Площа небезпечного перерізу нижньої голівки шатуна

$$F = \frac{[d_3 - [d_{ш} + (2 \cdot t)]]}{2} \cdot l_H \quad F = 2.475 \times 10^3 \text{ мм}^2$$

Момент опору небезпечного перерізу нижньої голівки

$$W_H = \frac{\left[\frac{[d_3 - [d_{ш} + (2 \cdot t)]]}{2} \right]^2}{6} \cdot l_H \quad W_H = 9.281 \times 10^3 \text{ мм}^3$$

Сумарні напруги нижньої голівки шатуна від згинання та стиску

$$\sigma'_\Sigma = \left(\frac{0.236 \cdot l_6}{W_H} + \frac{50}{F} \right) \cdot P_j \cdot \frac{\left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{100} \quad \sigma'_\Sigma = 33.2511146 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги складають 80 МПа.

Момент інерції небезпечного перетину нижньої голівки

$$I = \frac{I_H \cdot \left[\frac{[d_3 - [d_{\text{ш}} + (2 \cdot t)]]^3}{2} \right]}{12} \quad I = 1.044 \times 10^5 \text{ мм}^4$$

Відносна деформація нижньої голівки шатуну двигуна 6ЧН 28/30 становитиме

$$\delta = 0.017 \cdot \frac{P_j \cdot l_6^2}{E \cdot I} \quad \delta = 9.168 \times 10^{-8} \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

Таким чином, відносна деформація нижньої голівки шатуну двигуна 6ЧН 28/30 не повинна перевищувати значення у 0,0005 мм/мм.

3.3. Висновки до розділу

У даному розділі магістерської роботи виконано розрахунок та побудовані діаграми основних сил, що діють на двигун 6ЧН 28/30. Здійснено розрахунок на міцність основних деталей кривошипно-шатунного механізму, а саме поршня, поршневого пальця, шатуну та колінчастого валу. За результатами проведених розрахунків можна зробити висновок, що усі діючі механічні навантаження на елементи кривошипно-шатунного механізму двигуна 6ЧН 28/30 при роботі на газовому паливі знаходяться у допустимих межах.

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Модернізація паливної системи двигуна 6ЧН 28/30	Літ.	Арк.
Студент	Авраменко						Аркушів
Керівник	Митрофанов					НУК	

4.1. Особливості застосування газового палива у двигунах внутрішнього згоряння

Останні роки все більше уваги приділяють використанню метану у якості палива для дизельних двигунів. Інтерес до використання газоподібного палива викликано не тільки необхідністю зменшення використання традиційних нафтових палив, а також взагалі заміною їх альтернативними, але й можливістю значного поліпшити показники токсичності відпрацьованих газів, деякі з яких насилу піддаються кардинальному покращенню при роботі двигуна на дизельному паливі.

У значній кількості теоретичних та експериментальних досліджень виконано порівняння метану з іншими відомими моторними паливами, у повній мірі вивчено його фізико-хімічні властивості, процеси подачі до робочого циліндру, розпилювання та згоряння. Проведено безмоторні дослідження систем подачі метану в дизельний двигун, експериментальні дослідження дизелів на метані та його різноманітних сумішах з іншими видами палива – рідкими (дизельні або синтетичні палива, різні спирти, масла) та газоподібними (синтез-газ). Оцінено екологічні властивості дизельних двигунів, що працюють на метані.

Відмінності у фізико-хімічних властивостях метану від дизельного палива призводять до необхідності модернізації існуючої апаратури подачі палива або створення нових її зразків. Враховуючи те, що метан має меншу теплотворну здатність тому, доводиться подавати його у кількості більшою в 1,47 рази за масою або у 1,85 за об'ємом у порівнянні з звичайним дизельним паливом. Також необхідно здійснити підбір паливного насосу високого тиску через підвищену стисність метану. Ситуацію зі зміною у складі паливної апаратури при використанні метану дещо пом'якшує можливість застосування більш низького тиску уприскування. Також, при проектуванні доводиться враховувати значне підвищення витоків газу та прискорення зносу деталей через менше значення в'язкості, яке на порядок нижче. Високе значення тиску насичених парів обумовлює високі вимоги до усіх процесів, де можливе вакуумування: у

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

лінії високого тиску в період між впорскуваннями; у плунжерній порожнині насоса при наповненні; при здійсненні перекачування у лінії високого тиску. Додаткові ускладнення при використанні метану обумовлені сильною та несприятливою залежністю його властивостей від температури. Заправка витратних балонів, зберігання та подача стиснутого метану по лінії високого тиску вимагають забезпечення безпеки експлуатації, шляхом реалізації певних технічних рішень пов'язаних з використанням зріджених та стислих газів. Також необхідно враховувати хімічну активність метану по відношенню до ущільнень та пластмас.

Балон зберігання метану може бути піддавлений стисненням азотом тиском 1 МПа або за допомогою вбудованого паливопідкачуючого насоса. Альтернативним є рішення коли балон має підпор стисненням пропаном. Таку систему підкачки називають «термодинамічним насосом». Він представляє собою балон, який фактично є гідроаккумулятором з роздільною мембраною. У такому гідроаккумуляторі з одного боку мембрани знаходиться пропан під своїм тиском насичених парів, а з другого – метан. Мембрана запобігає проникненню та витраті пропану. Постійний тиск забезпечує знаходження метану у рідкій фазі та гарантовану його подачу до паливного насоса високого тиску (тиск насичених парів пропану більше ніж метану на 50...100 % при температурі – 20 +50 °C). Гідравлічний керуючий модуль уніфікованої системи подачі метану забезпечений спеціальним насосом середнього тиску, який стискає метан до тиску $P = 2...3$ МПа для подачі його в рядний паливний насос високого тиску або до тиску 30 МПа для подачі у паливний акумулятор системи *Common Rail*. У всіх паливних системах присутній виток, що призводить до випаровування метану у атмосферу. Усі витоки збираються у газозбірник та перекачуються спеціальним компресором у основний балон зберігання. Таким чином, зменшується вибухова та пожежна небезпека, так як горюча вибухова суміш утворюється при змішуванні метану з повітрям вже при концентрації метану у 3,5 %.

В усіх системах паливоподачі метану є повернення тобто злив рідкої фази: це або циркуляція, яка необхідна для охолодження та стабілізації наповнення

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

плунжерних порожнин насосу, або витрата на керування, наприклад, у системі *Common Rail*. Злив рідкої фази відбувається під тиском, близьким до тиску у гідравлічному керуючому модулі та становить десь 1 МПа. Процеси перекачування метану, знаходження його у нагрітих елементах апаратури падачі палива, змушують використовувати теплообмінники-холодильники.

У насос форсунках паливної системи для зменшення витоків метану застосовують масляний затвор плунжерної пари. Він є ефективним у процесі роботи двигуна, однак призводить до витоків газу при знятті тиску масла. У рядному паливному насосі високого тиску через великі витoki газу у гарячому стані не вдається досягти необхідної циклової подачі. Ущільнення інших типів, окрім щілинного, не забезпечують надійної роботи при характерних тисках та швидкостях плунжера насосу. Крім того, при нагріванні метану необхідно змінювати активний хід плунжера насосу.

Незважаючи ні на що, безперечними перевагами для подачі метану обладують рядні та індивідуальні паливні насоси високого тиску. До переваг відносять у першу чергу освоєність виробництва та можливість якнайшвидшого впровадження насосу. Та обставина, що необхідний високий тиск утворюється у період не більше 1/20 часу робочого циклу двигуна та те, що паливо може не накопичуватися у великій кількості у лінії високого тиску, в цілому істотно спрощує паливну систему двигуна, та дозволяє знизити негативний ефект. Проблеми, які пов'язані з регулюванням випередження упорскування палива та активного ходу плунжера насосу можуть бути вирішені за рахунок системи електронного керування. Альтернативним підходом може бути підход, який використовується у дослідних паливних системах, а саме – дві незалежні системи уприскування дизельного палива та метану, включаючи наявність самостійних форсунок.

Необхідно враховувати, що при переході на рідке дизельне паливо індивідуальні властивості насосних секцій стають більш суттєвими, а саме – нерівномірність подачі палива по секціях зростає на 5...10 % на номінальному режимі та на 20.. .25 % на часткових режимах роботи двигуна. Аналогічні зміни

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

виникають щодо стабільності паливоподачі по часу. Практично стабілізацію паливоподачі по часу та по робочих циліндрах вдається забезпечити шляхом ретельної укомплектації плунжерних пар насосів, клапанів, розпилювачів форсунок, трубопроводів за їх гідравлічними характеристиками.

Для забезпечення запобігання зносу прецизійних деталей паливної апаратури використовується підхід, який базується на введенні в зону тертя присадок або мало в'язкого палива. У найпростішому випадку це можна забезпечити за рахнок використання масла або дизельного палива. Також для тієї ж мети можуть застосовуватися більш ефективні антизносні присадки такі, як, наприклад, Лубрізол.

При переході роботи двигуна з дизельного палива на метан через різницю у щільності цих видів палив параметри паливоподачі змінюються досить мало, але через відмінності у їх стисненості змінюються циклова подача палива, тривалість подачі та тиск упорскування. Це обумовлено одночасним впливом декількох факторів. У тому числі, підвищенням активного ходу плунжера насосу (при коригуванні значення циклової подачі метану). При подачі газового палива відмічено вплив довжини нагнітального трубопроводу (у межах довжини $L = 0,4 \dots 1,6$ м) на показники паливоподачі. У межах частот обертання колінчастого валу паливного насосу високого тиску $n = 500 \dots 1000$ об/хв показники процесу подачі палива змінюються досить незначно, а при зміні положення рейки паливного насосу високого тиску циклова подача палива та її тривалість змінюються за лінійним законом. Підтверджено значний вплив тиску початку упорскування на параметри подачі палива при постійному активному ході плунжера насосу, такий ефект застосовується для збільшення продуктивності паливної системи подачі метану та компенсації зниження потужності двигуна.

4.2. Переведення суднового дизельного двигуна 6ЧН 28/30 на газове паливо

Для мінімального змінення штатної дизельної паливної апаратури суднового двигуна 6ЧН 28/30 у роботі запропоновано паливну систему, що

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

використовує метан у якості базового палива (рис. 4.1). Запропонована схема паливної системи може застосовуватися в системі комбінованої подачі палива для суднового дизельного двигуна, яка забезпечує подачу палива в двигун двох видів – дизельного та газоподібного, наприклад метану.

Запропонована схема паливної системи двигуна 6ЧН 28/30 забезпечує надійне запалення збіднених газоповітряних сумішей від мінімальних циклових подач запальної дози дизельного палива при роботі двигуна за газодизельним циклом. Цей результат досягається за рахунок того, що двопаливна форсунка представлена на рис. 4.2 для газодизельного двигуна містить корпус паливної форсунки та корпус розпилювача палива, з'єднані між собою накидною гайкою, що забезпечує можливість герметичного їх з'єднання між собою.

Корпус двопаливної форсунки містить штуцер для підведення дизельного палива, штуцер для підведення газового палива (метану), штуцер прокачування дизельного палива, дизельну запірну голку, втулку проміжну, стрижень, пружину дизельної запірної голки палива, канал підведення дизельного палива, газову запірну голку з спеціальною проточкою, втулку проміжну газову, пружину запірної газової голки, канал підведення газоподібного палива, корпус вузла регулювання зі спеціальними регулювальними шайбами й регулювальним гвинтом обмеження, а також калібровану шайбу.

Спеціальна проточка, яка виконана на запірній газовій голці, забезпечує підведення дизельного палива до запірної дизельної голки. Попереднє затягування пружин форсунки запірної дизельної голки та запірної газової голки здійснюється спеціальними регулювальними шайбами, при цьому значення максимального підйому запірної газової голки обмежується корпусом вузла регулювання форсунки, а максимальний підйом запірної дизельної голки обмежує спеціальний регулювальний гвинт обмеження.

Запропонована схема подачі палива та двопаливна форсунка може бути застосована для поліпшення експлуатаційних параметрів дизельних двигунів при роботі їх за газодизельним режимом.

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

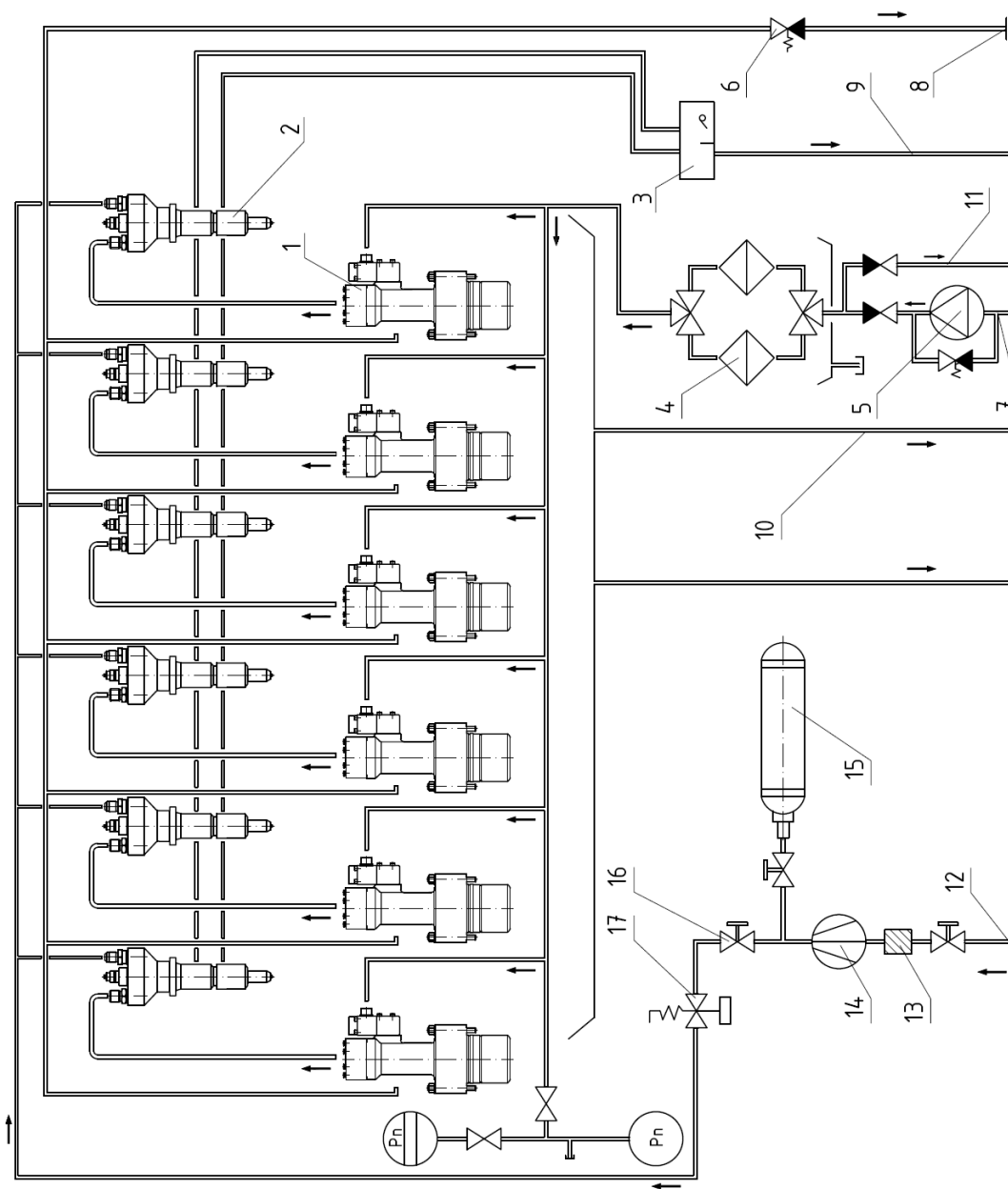


Рисунок 4.1 – Схема модернізованої паливної системи суднового двигуна 6ЧН 28/30:

1 – паливний насос високого тиску; 2 – форсунка; 3 – система збору протічок палива; 4 – фільтр тонкої очистки; 5 – насос підкачки палива; 6 – регулюючий клапан; 7 – подача палива з бака; 8 – злив палива; 9 – злив утічок чистого палива; 10 – злив утічок брудного палива; 11 – перелив палива; 12 – подача газа; 13 – газовий фільтр; 14 – компресор ВТ; 15 – акумулятор; 16 – клапан; 17 – бистродіючий запорний клапан

Наявність вузла регулювання у двопаливної форсунки у вигляді корпусу з спеціальними регулювальними шайбами для попереднього затягування пружин газової запірної голки та дизельної запірної голки, й регулювальним гвинтом обмеження підйому дизельної запірної голки забезпечує герметичність двопаливної форсунки надійним контактом газової та дизельної запірних голок від зусилля попереднього затягування відповідних пружин, а також одержати характеристику подачі дизельного палива близьку до лінійного закону, що поступає з акумулятора палива з постійним тиском, при фіксованому підйомі дизельної запірної голки.

Забезпечення необхідної величини підйому запірної газової голки двопаливної форсунки каліброваною шайбою дозволяє одержати характеристику подачі газоподібного палива близьку до лінійного закону, що надходить з ресивера з постійним тиском, при встановленному підйомі газової запірної голки.

Виконані спеціальні проточки на газовій запірній голці форсунки для підведення дизельного пального до запірної дизельної голки забезпечує підведення дизельного пального до запірної дизельної голки та подачу запальної дози дизельного палива, що дозволяє забезпечити стійке займання бідної, за загальним складом, газоповітряну суміші від осередка горіння утвореного займанням мінімальної порції запального дизельного палива у локально збагаченому газоповітряному середовищі.

Двопаливна форсунка для газодизеля 6ЧН 28/30 складається з корпусу 1 та корпус розпилювача 2, поєднаних між собою накладною гайкою 3, що забезпечує можливість досить герметичного поєднаних, причому корпус двопаливної форсунки 1 містить штуцер підведення дизельного пального 4, штуцер підведення газоподібного палива 5, штуцер прокачування дизельного пального 6, корпус вузлу регулювання 7, спеціальну калібровану шайбу 8, направляючу втулку 9, регулювальний гвинт обмеження 10, запірну газову голку 11 з спеціальною проточкою 12, дизельну запірну голку 13, проміжну газову втулку 14, стрижень 15, пружину запірної дизельної голки 16, канал подачі дизельного

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

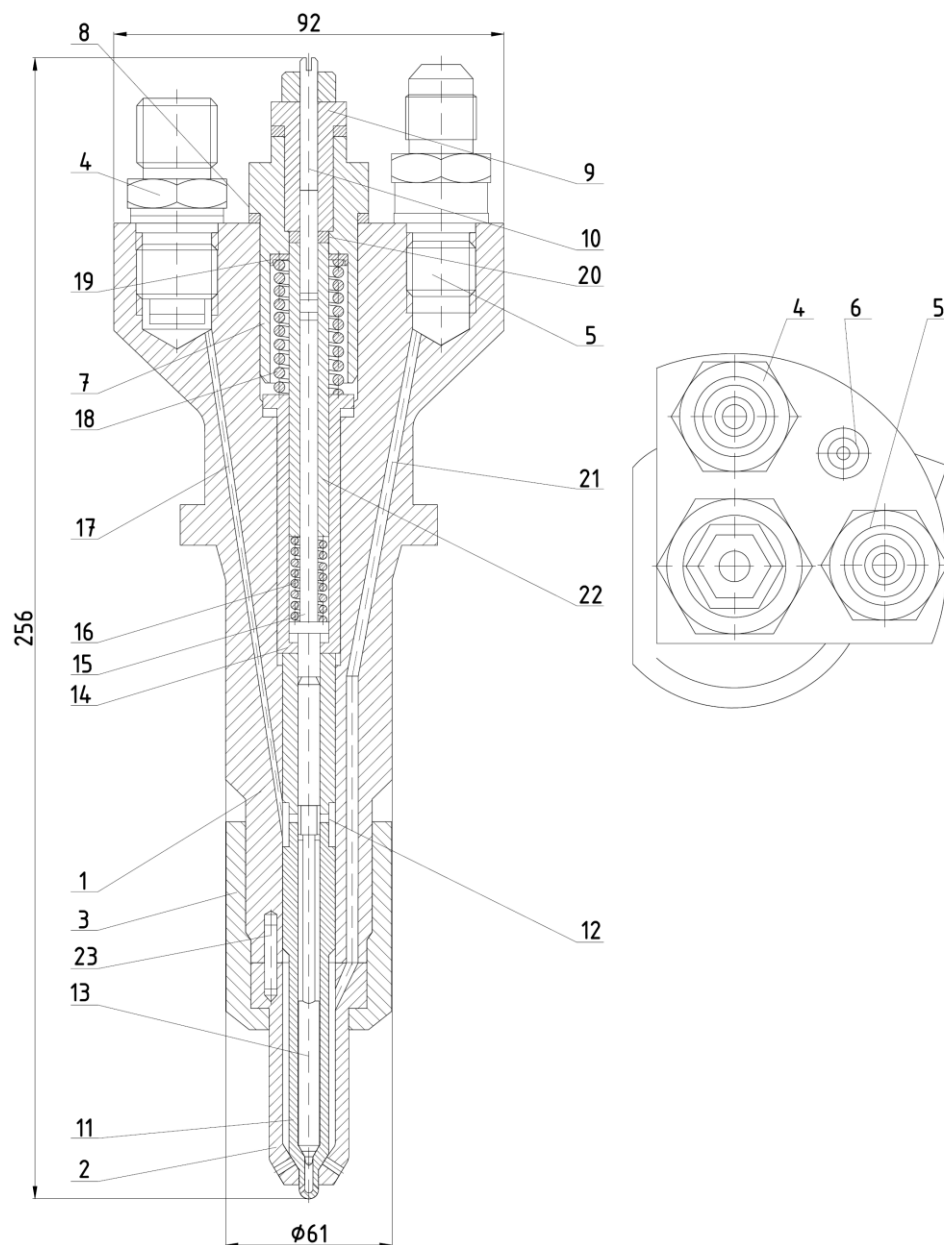


Рисунок 4.2 – конструкція двопаливної форсунки двигуна 6ЧН 28/30:

1 – корпус форсунки; 2 – корпус розпилювача; 3 – накидна гайка; 4 – штуцер підведення дизельного палива; 5 – штуцер підведення газового палива; 6 – штуцер прокачування дизельного палива; 7 – корпус вузла регулювання; 8 – калібрована шайба; 9 – спрямовуюча втулка; 10 – регулювальний гвинт-обмежувач; 11 – газова запірні голка; 12 – проточка; 13 – дизельна запірні голка; 14 – втулка газова проміжна; 15 – стрижень; 16 – пружина дизельної запірної голки; 17 – канал підведення дизельного палива; 18 – пружина газової запірної голки; 19 – шайба регулювальної пружини газової запірної голки; 20 – шайба регулювальне пружини дизельної запірної голки; 21 – канал підведення газового палива; 22 – втулка проміжна; 23 – штифт

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

пального 17, пружину запірної газової голки 18, шайби регулювання пружини запірної газової голки 19, шайби регулювання пружини запірної дизельної голки 20, канал подачі газового пального 21, проміжну дизельну втулку 22, штифт 23, який фіксує від повороту корпус розпилювача ворсунки 2, при з'єднанні його з корпусом 1 накидною гайкою 3.

Двопаливна форсунка суднового двигуна 6ЧН 28/30 працює наступним чином: при відкритті газового керуючого клапану газове паливо з газового ресивера під певним тиском, через штуцер 5 по каналу 21, поступає у газову порожнину форсунки, утворену корпусом розпилювача 2 та газовою запірною голкою 11. Запірна газова голка 11 та проміжна газова втулка 14, долаючи зусилля попереднього зтягу пружини 18, піднімаються до контакту з корпусом вузла регулювання 7 форсунки, та газове паливо починає надходити до циліндра двигуна. При цьому спеціальна проточка 12, яка розташована на запірній газовій голці 11 сполучається з каналом підводу дизельного пального 17. На певному етапі фази подачі газового палива відкривається клапан керування подачі дизельного пального з акумулятора та через штуцер 4, по каналу 17 й через спеціальну проточку 12, дизельне пальне під певним тиском поступає під запірну дизельну голку 13. Долаючи зусилля попереднього зтягування пружини 16, дизельне пальне піднімає голку 13 та починається подача його у камеру згоряння разом зі стікаючими струменями газового пального, утворюючи осередки горіння дизельного пального у локально збагаченому газоповітряному середовищі. Для впорскування запальної дози дизельного пального застосовується акумуляторна паливна система з електронним керуванням або паливним насосом з електронним керуванням (рис. 4.3). Зусилля попереднього зтягу пружин запірних дизельної 16 і газової 18 голок забезпечується підбором регулюючих шайб 19 і 20. Значення максимального підйому запірної дизельної голки 13 регулюється за допомогою регулювального гвинта обмежувача 10, а значення максимального підйому запірної газової голки 11 здійснюється калібруванням шайбою 8.

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

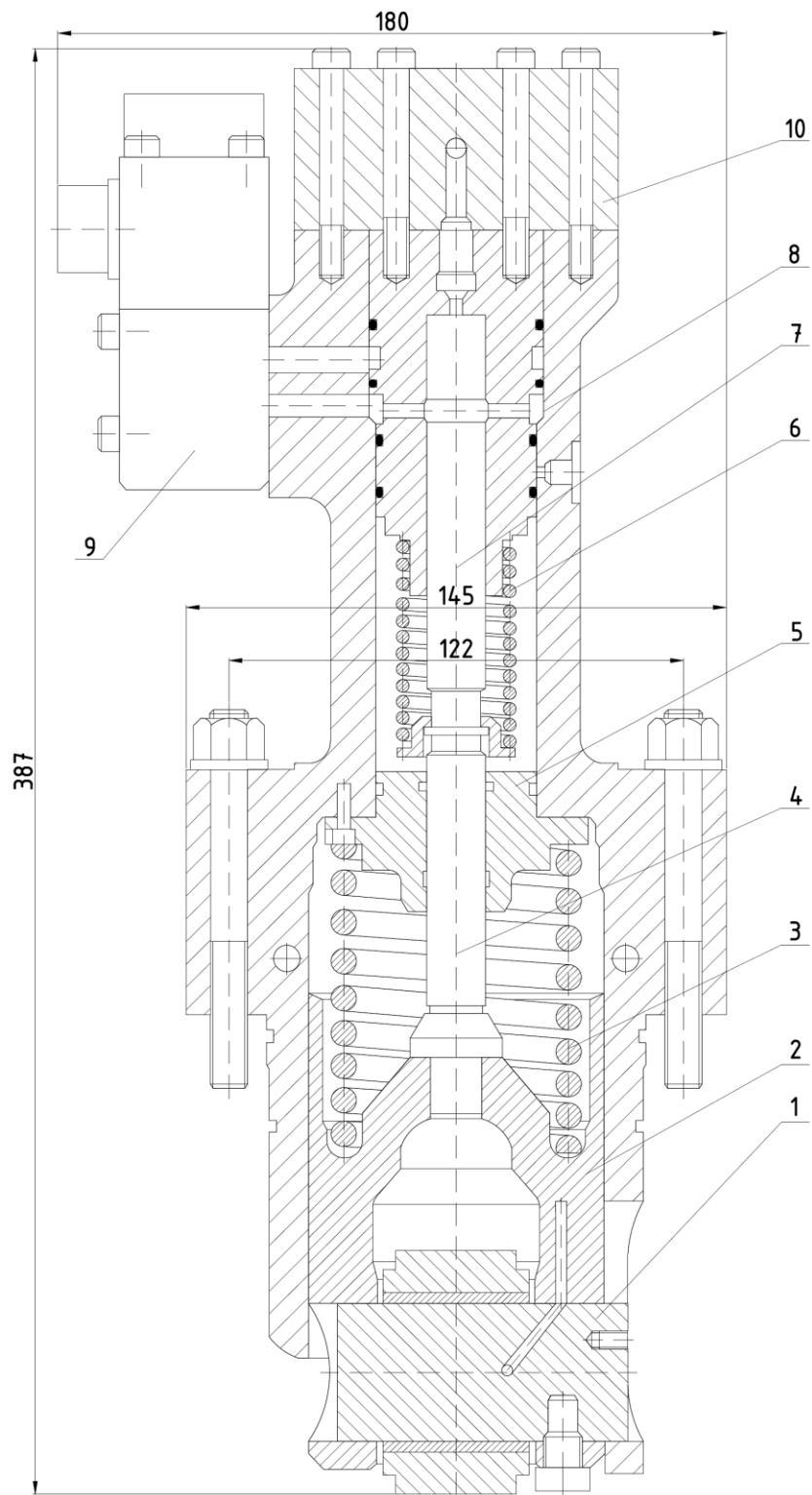


Рисунок 4.3 – паливний насос високого тиску суднового двигуна 6ЧН 28/30:

1 – вісь роліка штовхача; 2 – штовхач; 3 – зворотня пружина штовхача;
 4 – шток штовхача; 5 – розподілча діафрагма з спрямовуючою штока штовхача; 6 – зворотнь пружина плунжера; 7 – плунжер; 8 – втулка плунжера;
 9 – дроселюючий клапан керування подачею; 10 – кришка насосу

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3. Розрахунок та проектування двопаливної форсунки подачі газового палива суднового дизельного двигуна 6ЧН 28/30

Вихідні данні, для розрахунку геометричних розмірів та параметрів роботи форсунки було отримано у другому розділі магістерської роботи у результаті моделювання робочого циклу суднового двигуна 6ЧН 28/30.

Розрахунок пружини двопаливної форсунки двигуна 6ЧН 28/30

Середній діаметр пружини двопаливної форсунки двигуна 6ЧН 28/30 складає $D_{оф} = 8$ мм.

Індекс пружини двопаливної форсунки

$$C_{пр} = \frac{D_{оф}}{d_{пф}} = \frac{8}{2} = 4$$

Число робочих витків двопаливної форсунки

$$I_p = \frac{G \cdot d_{пф}^4}{8 \cdot D_{оф}^3 \cdot K_{п2} \cdot K_{ж}} = \frac{8.16 \cdot 10^{10} \cdot 0.002^4}{8 \cdot 0.004^3 \cdot 1.1111 \cdot 276 \cdot 10^3} = 12$$

приймаємо $i_p = 12$ та підраховуємо нове значення параметру $K_{ж}$:

$$K_{ж} = \frac{G \cdot d_{пф}^4}{8 \cdot D_{оф}^3 \cdot K_{п2} \cdot i_p} = \frac{8.16 \cdot 10^{10} \cdot 0.002^4}{8 \cdot 0.004^3 \cdot 1.11 \cdot 12} = 184 \text{ КН/м.}$$

Повне число витків пружини двопаливної форсунки

$$I_{п} = i_p + i_{оп} = 12 + 2,5 = 14,5.$$

Сила попереднього затягу пружини двопаливної форсунки двигуна 6ЧН 28/30

$$P_1 = p_{нв} F_d = 28 \cdot 10^6 \cdot 3,22 \cdot 10^{-5} = 14,5 \text{ Н.}$$

Оцінка можливості прориву газів через запірний конус розпилювача двопаливної форсунки двигуна 6ЧН 28/30

$$\frac{P_1}{P_{то} + P_{г}} = \frac{901,6}{522,5} = 2,439 \geq 1,3$$

$$\begin{aligned} P_{то} + P_{г} &= 0,785 \cdot [0,5 \cdot (P_z + P_{см}) \cdot d_{к}^2 + P_{то} \cdot (d_{и} + d_{к})] = \\ &= 0,785 \cdot [0,5 \cdot (12 + 7) \cdot 0,0048^2 + 3 \cdot (0,008^2 + 0,0048^2)] = 369,63 \text{ Н} \end{aligned}$$

Сила, яка стискає пружину двопаливної форсунки при підйомі голки до її упору

$$P_{уп} = P_1 + K_{ж} \cdot h_{и} = 901,6 + 137000 \cdot 0,001 = 1085,6 \text{ Н.}$$

Сила, яка діє на пружину двопаливної форсунки у момент відриву її від замикаючого конусу розпилювача

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_2 = \sqrt{P_1^2 + M \cdot V_{MAX}^2 \cdot K_{Ж}} = \sqrt{901,6^2 + 2,28^2 \cdot 137 \cdot 10^3} = 921,4 \text{ Н}$$

$$\text{де } M = m_u + m_{ш} + \frac{m_{п}}{3} = 0,027 + 0,03 + \frac{0,1}{3} = 0,057$$

$$\frac{m_{п}}{3} = 6,45 \cdot 10^{-6} \cdot D_{оф} \cdot d_{пф}^2 \cdot i_{п} = 6,45 \cdot 10^{-6} \cdot 15 \cdot 5^2 \cdot 14,5 = 0,00149$$

$$V_{MAX} = \frac{2 \cdot h_{п}}{t_{п}} = \frac{2 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{8,772 \cdot 10^{-4}} = 2,28, \text{ м/с}$$

$$t_{п} = \frac{\alpha_{п}}{6 \cdot n} = \frac{5}{6 \cdot 950} = 8,772 \cdot 10^{-4}, \text{ с}$$

так як тиск $P_{уп} > P_2$, тоді для проведення подальших розрахунків двопаливної форсунки приймаємо $P_{п} = P_{уп}$.

Значення максимальної сили, що стискує пружину двопаливної форсунки до контакту її витків

$$P_3 = \frac{P_{п}}{1 - \delta_3} = \frac{1177,6}{1 - 0,25} = 1447,45 \text{ Н},$$

де значення відносного інерційного зазору становить $\delta_3 = 0,25$.

Значення напруги кручення матеріалу пружини двопаливної форсунки

$$\tau = \frac{2,55 \cdot D_{оф} \cdot K_{пп} \cdot P}{d_{пф}^3} = \frac{2,55 \cdot 0,015 \cdot 1,58 \cdot P}{0,005^3} = 2014500 \cdot P \text{ МПа.}$$

При початковому зтягуванні пружини двопаливної форсунки

$$\tau_1 = R \cdot P_1 = 483500 \cdot 901,6 \cdot 10^{-6} = 435,992 \text{ МПа},$$

при дійсній робочій силі зтягування пружини двопаливної форсунки:

$$\tau_2 = R \cdot P_p = 483500 \cdot 901,6 \cdot 10^{-6} = 435,992 < 675 \text{ МПа},$$

при стисканні пружини двопаливної форсунки до виникнення дотику її витків

$$\tau_3 = R \cdot P_3 = 483500 \cdot 1110,8 \cdot 10^{-6} = 537,07 < 940 \text{ МПа},$$

Значення напруги від сили кручення не перевищує допустимі значення.

Значення відносного фактору запасу міцності пружини

$$K_{п} = \frac{\alpha_d}{\alpha_{\tau}} = \frac{1,568 \cdot 10^8}{6,589 \cdot 10^7} = 2,758 > 1,2$$

Таким чином, пружина двопаливної форсунки має хороші усталостні характеристики.

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Допустимий рівень коливань пружини двопаливної форсунки:

$$\alpha_{\tau} = 240 \cdot 10^6 - 0,51 \cdot 10^{-9} (\tau_2 - 98 \cdot 10^6) = 182 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

дійсний розмір коливань пружини двопаливної форсунки:

$$\alpha_{\tau} = \tau_1 - \tau_2 = 290,603 - 268,524 = 65,89 \text{ МПа}.$$

Перевірка відсутності зіткнення витків пружини двопаливної форсунки

$$\frac{V_{MAX}}{V_{KP}} = \frac{2,28}{4,765} = 0,479 < 1$$

$$\text{де } V_{KP} = \frac{\tau_3 \cdot \left(1 - \frac{P_P}{P_2}\right)}{\sqrt{2 \cdot G \cdot \rho}} = \frac{669,063 \cdot \left(1 - \frac{1038}{254,755}\right)}{\sqrt{2 \cdot 7,85 \cdot 10^{10} \cdot 7,85 \cdot 10^3}} = 4,765 \text{ м/с},$$

зіткнення витків двопаливної форсунки відсутнє.

Значення деформації пружини двопаливної форсунки:

– попередня деформації пружини

$$F_1 = \frac{P_1}{K_{ж}} = \frac{901,6}{137 \cdot 10^3} = 4,9 \cdot 10^{-3} \text{ , м}$$

– робоча деформації пружини

$$F_P = \frac{P_P}{K_{ж}} = \frac{1038}{137 \cdot 10^3} = 75,9 \cdot 10^{-3} \text{ , м}$$

– максимальна деформації пружини до зіткнення витків

$$F_3 = \frac{P_3}{K_{ж}} = \frac{1384}{137 \cdot 10^3} = 0,01 \text{ , м}.$$

Максимальна деформація одного витка пружини двопаливної форсунки

$$f_3 = \frac{8 \cdot D_{OF}^3 \cdot K_{П2} \cdot P_3}{G \cdot d_{ПФ}^4} = \frac{8 \cdot 0,015^3 \cdot 1,11 \cdot 1384}{7,85 \cdot 10^{10} \cdot 0,005^3} = 8,462 \cdot 10^{-4} \text{ м}.$$

Перевірка пружини двопаливної форсунки на наявність резонансу

$$\frac{n_C}{n_K} = \frac{4,019 \cdot 10^{-4}}{475} = 28,4 > 10$$

відповідно резонанс у пружині відсутній.

Значення нижчої власної частоти коливань пружини:

$$n_C = 2,17 \cdot 10^7 \cdot \frac{d_{ПФ}}{i_P \cdot D_{OF}^2} = 2,17 \cdot 10^7 \cdot \frac{5}{12 \cdot 15^2} = 4,019 \cdot 10^{-4} \text{ , мин}^{-1}.$$

Висота пружини двопаливної форсунки, у стиснутому до контакту витків

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$H_3 = (i_p + 2) \cdot d_\phi = (12 + 2) \cdot 5 = 70 \text{ , мм.}$$

Висота пружини двопаливної форсунки у вільному її стані:

$$H_0 = H_3 + F_3 = 70 + 10 = 80 \text{ мм.}$$

Перевірка пружини двопаливної форсунки на стійкість:

$$\frac{H_0}{D_{\phi}} = \frac{80}{15} = 5,344 < 8$$

пружина двопаливної форсунки двигуна 6ЧН 28/30 стійка.

Висота пружини двопаливної форсунки двигуна 6ЧН 28/30 при попередній її деформації:

$$H_1 = H_0 - F_1 = 80 - 6,615 = 73,385 \text{ мм.}$$

Висота пружини двопаливної форсунки двигуна 6ЧН 28/30 при робочій деформації:

$$H_2 = H_0 - F_p = 80 - 7,615 = 72,385 \text{ мм.}$$

Крок пружини двопаливної форсунки двигуна 6ЧН 28/30

$$t = f_3 + d_{\phi} = 0,8462 + 5 = 5,8462 \text{ мм.}$$

Довжина розгорнутої пружини двопаливної форсунки двигуна 6ЧН 28/30

$$L = 3,2 \cdot D_{\phi} \cdot i_n = 3,2 \cdot 15 \cdot 14,5 = 761,25 \text{ мм.}$$

Розрахунок корпусу розпилювача двопаливної форсунки двигуна 6ЧН 28/30

Корпус розпилювача двопаливної форсунки двигуна 6ЧН 28/30 перевіряється на деформацію від сили затяжки гайки та напруги розриву у перетині отворів розпилювання.

Деформація корпусу розпилювача від сили затяжки гайки двопаливної форсунки

$$\delta_{\text{ДЕ}} = \frac{10^6 \cdot P_3 \cdot l_3}{F_3 \cdot E} = \frac{10^6 \cdot 0,119 \cdot 0,03}{5,1 \cdot 10^{-4} \cdot 2,2 \cdot 10^5} = 31,773 \text{ мкм,}$$

де $l_3 = 0,03 \text{ м}$ – довжина частини корпусу розпилювача двопаливної форсунки, яка затискається; $F_3 = 5,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа поперечного перетину частини корпусу розпилювача двопаливної форсунки, яка затискається; $P_3 = q \cdot F_\gamma = 233 \cdot 5,1 \cdot 10^{-4} = 0,119 \text{ МН}$ – осьова сила затягування накидної гайки двопаливної форсунки; $q =$

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

50...200 МПа – питомий тиск на торці розпилювача двопаливної форсунки, що забезпечує ущільнення його каналу високого тиску (для двигуна прототипу $q = 233$); $F_\gamma = 5.1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа ущільнюючого торця розпилювача двопаливної форсунки.

Значення напруга розриву у перетині отворів розпилення двопаливної форсунки

$$\sigma_{II} = \frac{P_{C\text{MAX}} \cdot (0.785 \cdot d_{KO}^2 + i_p \cdot d_p \cdot l_p)}{0.785 \cdot (d_{HP}^2 - d_{KO}^2) - i_p \cdot d_p \cdot l_p}$$

$$\sigma_{II} = \frac{149,185 \cdot (0,785 \cdot 0,003^2 + 8 \cdot 0,00045 \cdot 0,0017)}{0,785 \cdot (0,006^2 - 0,003^2) - 8 \cdot 0,00045 \cdot 0,0017} = 50,304 \text{ МПа}$$

де $P_{C\text{max}} = 85,32 \text{ МПа}$ – максимальний тиск палива перед отворами розпилення двопаливної форсунки; $d_{ko} = 3 \text{ мм}$; $d_{HP} = 6 \text{ мм}$; $d_p = 0,45$ – відповідно діаметри колодязя розпилювача двопаливної форсунки, зовнішньої частини його носика та отвори розпилення; $i_p = 8$ – число отворів розпилювача двопаливної форсунки; $l_p = 0,0017 \text{ м}$ – довжина отворів розпилювача двопаливної форсунки.

Значення напруги розриву у небезпечному перетині распыливающим отворів розпилювача двопаливної форсунки не перевищує допустимого значення у $[\sigma_p] = 80 \text{ МПа}$.

Розрахунок голки розпилювача двопаливної форсунки двигуна 6ЧН 28/30

Величина питомого навантаження між конусами запирання голки та корпусу розпилювача двопаливної форсунки, МПа

$$K_{II} = \frac{P_{HB} \cdot (d_{II}^2 - d_K^2)}{d_K^2 - d_Y^2} = \frac{28 \cdot (0,008^2 - 0,0048^2)}{0,0048^2 - 0,0044^2} = 311,652 \text{ МПа}$$

де $P_{HB} = 28 \text{ МПа}$ – тиск початку упорскування палива двопаливної форсунки; d_{II} , d_K , d_Y – відповідно діаметр голки розпилювача, замикаючого вершини конуса та замикаючого конуса голки форсунки.

Отримане величина питомого навантаження не перевищує допустимого $[K_{II}] = 350 \text{ МПа}$.

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Сила попереднього затягу пружини двопаливної форсунки

$$P_1 = p_{\text{ив}} F_{\text{жс}} = 28 \cdot 3,22 \cdot 10^{-5} = 9,016 \cdot 10^{-3} \text{ МН},$$

де F_d – площа диференційної площадки, м^2 .

Сила, яка стискає пружину двопаливної форсунки при підйомі голки форсунки до її упору, НМ

$$P_{\text{уп}} = P_1 + K_{\text{жс}} \cdot h_{\text{и}} = 9,016 \cdot 10^{-4} + 0,137 = 1,038 \cdot 10^{-3} \text{ МН};$$

де $K_{\text{ж}}$ – жорсткість пружини двопаливної форсунки, МН/м ; $h_{\text{и}} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ – підйом голки розпилювача двопаливної форсунки;

Величина питомого навантаження на опорні торці поверхні голки двопаливної форсунки при її повному ході

$$K_{\text{ио}} = \frac{P_{\text{лmax}} \cdot d_{\text{и}}^2 - 1,27 \cdot P_{\text{уп}}}{d_{\text{и}}^2 - d_{\text{оп}}^2} = \frac{181,96 \cdot 0,008^2 - 1,27 \cdot 1,038 \cdot 10^{-3}}{0,008^2 - 0,00045^2} = 161,974 \text{ МПа},$$

де $P_{\text{л max}} = 181,96 \text{ МПа}$ – максимальний тиск палива у лінії високого тиску паливної системи двигуна 6ЧН 28/30; $d_{\text{и}}$, $d_{\text{оп}}$ – відповідно діаметр голки та її опорної поверхні, мм .

Величина напруги зминання у сполученні сфери штанги з торцевою поверхнею хвостовика голки розпилювача двопаливної форсунки

$$\sigma_{\text{см}} = 0,616 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{\text{уп}} \cdot E^2}{d_{\text{сш}}^2}} = 0,616 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,038 \cdot 10^{-3} \cdot (2,2 \cdot 10^5)^2}{0,04^2}} = 1940 \text{ МПа}$$

де $d_{\text{сш}} = 0,04 \text{ м}$ – діаметр сфери штанги двопаливної форсунки.

Отримане значення напруга зминання у сполученні сфери штанги з торцевою поверхнею хвостовика голки розпилювача двопаливної форсунки не перевищує допустимого значення у $[\sigma_{\text{см}}] = 2000 \text{ МПа}$.

Розрахунок стрижня штанги двопаливної форсунки двигуна 6ЧН 28/30

Штангу двопаливної форсунки двигуна 6ЧН 28/30 перевіряють на напругу стиску у мінімальному перетині та на запас стійкості від поздовжнього її вигину.

Напруга стиску у мінімальному перетині штанги двопаливної форсунки:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{4 \cdot P_{\text{уп}}}{\pi \cdot d_{\text{шт}}^2} = \frac{4 \cdot 1,038 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,007^2} = 26,856 \text{ МПа},$$

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

де $d_{шт} = 0,007$ м – найменше значення діаметру стрижня штанги двопаливної форсунки.

Напруга від стиску у мінімальному перетині стрижня штанги двопаливної форсунки не перевищує допустимого, яке складає $[\sigma_{сж}] = 300$ МПа.

Момент інерції мінімального поперечного перетину штанги двопаливної форсунки

$$I_{шт} = \frac{\pi \cdot d_{шт}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,007^4}{64} = 1,178 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4.$$

Визначення запасу стійкості штанги двопаливної форсунки від поздовжнього її вигину:

$$n_y = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{шт}}{P_{вл} \cdot l_{шт}^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5 \cdot 1,178 \cdot 10^{-10}}{1,038 \cdot 10^{-3} \cdot 0,13^2} = 14,636$$

де $l_{шт} = 0,13$ м – довжина штанги двопаливної форсунки;

Розрахований запас стійкості штанги двопаливної форсунки двигуна 6ЧН 28/30 від вигину більше допустимого $[n_y] = 2,5$.

4.4. Розрахунок та проектування деталей паливного насосу високого тиску подачі газового палива суднового дизельного двигуна 6ЧН 28/30

Як і для розрахунку двопаливної форсунки, усі вихідні данні, для отримання геометричних розмірів та параметрів роботи паливного насосу високого тиску було отримано у другому розділі магістерської роботи у результаті моделювання робочого циклу суднового двигуна 6ЧН 28/30.

Розрахунок пружини плунжера паливного насосу високого тиску подачі газового палива

Вибір основних розмірів пружини здійснюється таким чином, щоб коефіцієнт (К) перевищення силою пружини сили інерції деталей приводу плунжера які рухаються зворотно-поступально, в момент, коли прискорення плунжера стає негативним, а напруга в ній від вигину і крутіння не перевищувало допустиме. Діаметр проволочки, з якого виготовлена пружина плунжера і її діаметр

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

	$d_{np} =$	5	мм
	$D_0 =$	20	мм
Попередня затяжка пружини плунжера	$f_0 =$	6	мм
Зазор між витками пружини в стислому стані	$\Delta_n =$	1	мм
Допустима напрута від крутіння	$\tau_0 =$	450	МПа
Коефіцієнт	$K =$	1,2	
Модуль пружності зсуву	$G =$	82500	МПа
Максимально допустиме навантаження на пружину			

$$P_{пmax} = \frac{\pi \cdot d_{np}^3 \cdot \tau_0 \cdot 10^6}{8 \cdot D_0} = 1103,91 \text{ Н.}$$

Жорсткість одного витка пружини паливного насосу високого тиску

$$K_{ж1} = \frac{G \cdot d_{np}^4}{8 \cdot D_0^3} = 805664 \text{ Н/м.}$$

Повна деформація пружини паливного насосу високого тиску

$$f_{max} = f_0 + S_n = 7 \text{ мм.}$$

Кількість робочих витків пружини паливного насосу високого тиску

$$i_{pn} = \frac{f_{max} \cdot K_{ж1}}{P_{пmax}} = 4,776 \text{ приймаємо } 5.$$

Жорсткість пружини паливного насосу високого тиску

$$K_{ж} = \frac{K_{ж1}}{i_{pn}} = 100708 \text{ Н/м.}$$

Деформація пружини паливного насосу високого тиску у момент коли прискорення плунжера насосу стає негативним

$$f_w = f_0 + S_w = 0,0065 \text{ м.}$$

Сила пружини паливного насосу високого тиску коли прискорення плунжера насосу стає негативним

$$P_{пw} = f_w \cdot K_{ж} = 657,662 \text{ Н.}$$

Сила інерції деталей приводу плунжера паливного насосу високого тиску, які рухаються зворотно-поступально, в момент, коли прискорення стає негативним

$$P_{и} = m / W_0 = 39,1208 \text{ Н.}$$

Коефіцієнт перевищення силою пружини паливного насосу високого тиску, сили інерції деталей, які рухаються зворотно-поступально

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$K = \frac{P_{nw}}{P_u} = 16,811 \text{ значно вище за } 1,2.$$

Довжина пружини паливного насосу високого тиску у вільному стані

$$L_{np} = (d_{np} + \Delta n) \cdot i_p + f_{max} + i \cdot d_{np} = 45,0439 \text{ мм.}$$

Крок витків пружини паливного насосу високого тиску

$$t = d_{np} + \frac{f_{max}}{i_p} + \Delta n = 7,309 \text{ мм.}$$

Визначення запасу міцності пружини паливного насосу високого тиску

Індекс пружини паливного насосу високого тиску

$$C' = \frac{D_0}{d_{np}} = 4.$$

Поправочний коефіцієнт розподілу крутіння по окружності перерізу витка пружини паливного насосу високого тиску, а також напруги зрізу

$$K_n = \frac{4 \cdot C' - 1}{4 \cdot C' - 4} + \frac{0,615}{C'} = 1,40375.$$

Максимальна сила пружини паливного насосу високого тиску

$$P_{n \max} = f_{max} \cdot K_{ж} = 659,023 \text{ Н.}$$

Максимальна напруга в пружині від згинання та кручення

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot K_n \cdot P_{n \max} \cdot D_0}{\pi \cdot d_{np}^3} = 377,112 \text{ МПа.}$$

Мінімальна сила пружини

$$P_{no} = f_0 \cdot K_{ж} = 604,248 \text{ МПа.}$$

Мінімальна напруга в пружині від згинання та кручення

$$\tau_{\min} = \frac{8 \cdot K_n \cdot P_{no} \cdot D_0}{\pi \cdot d_{np}^3} = 345,768 \text{ МПа.}$$

Середня напруга циклу

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 361,44 \text{ МПа.}$$

Амплітуда напруги циклу

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 15,6719 \text{ МПа.}$$

Для сталі 50 ХФА межа тікучесті $\tau_s = 950 \text{ МПа}$, межа витривалості $\tau_1 = 500 \text{ МПа}$

$$\gamma_{\tau} = 1$$

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Запас міцності

$$n = \frac{1}{\frac{\tau_m}{\tau_s} + \gamma_\tau \cdot \frac{\tau_a}{\tau_{-1}}} = 2,4283$$

Перевірка пружини на резонанс

$$n_c = 2,17 \cdot 10^7 \frac{d_{np}}{i_p \cdot D_0^2} = 33906,3 \text{ хв}^{-1} \frac{n_c}{n_k} = 55,2 > 10,$$

тому коливання пружини не є небезпечними.

Розрахунок кулачка приводу плунжера паливного насоса високого тиску

Визначення контактних напружень на поверхні кулачка приводу плунжера ПНВТ в момент коли тиск палива в надплунжерному об'ємі досягає максимального значення $P_{\text{тmax}}$.

Сила діюча по осі плунжера

$$P = P_T + P_{\Pi} + P_{\text{и}} = 0,00219 \text{ МН.}$$

Сила від тиску палива в надплунжерному об'ємі

$$P_T = p_{\text{нmax}} \cdot F_{\Pi} = 4,6 \cdot 10^{-8} \text{ МН.}$$

Сила пружини

$$P_{\Pi} = (f_0 + S) \cdot K_{\text{ж}} \cdot 10^{-6} = 0,00066 \text{ МН.}$$

Сила інерції деталей приводу плунжера, які рухаються зворотно-поступально

$$P_{\text{и}} = m \cdot W \cdot 10^{-6} = 0,00154 \text{ МН.}$$

Суголось тиску δ в момент коли досягається $P_{\text{т max}}$

$$\varpi_{\kappa} = \frac{\pi \cdot n_k}{30} = 39,25 \text{ с}^{-1}.$$

$$X = R_0 + \rho + S = 0,06001 \text{ м,}$$

$$\delta = \arctan\left(\frac{C}{X \cdot \varpi_{\kappa}}\right) = 0,0594 \text{ (3,4 град).}$$

Сила, що передається роликом на кулачок

$$N = \frac{P}{\cos \delta} = 0,0037 \text{ МН.}$$

Контактна напруга

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

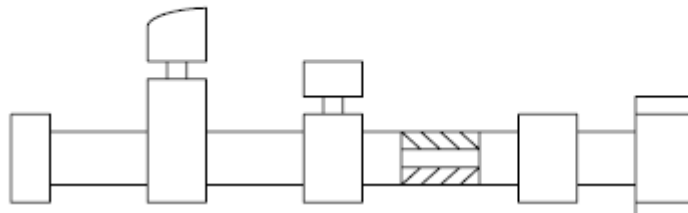
$$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{N \cdot E}{b} \cdot \left(\frac{1}{\rho} + \frac{1}{R} \right)} = 537,882 \text{ МПа} < \sigma_d = [1200 \dots 2000] \text{ МПа/}$$

контактні напруги не перевищують допустимих.

Розрахунок кулачкового вала приводу плунжера паливного насосу високого тиску

Кулачковий вал розраховується на вигин і кручення, а також визначається значення його прогину і кута закрутки.

Геометричні розміри кулачкового вала



a =	0,167 м
b _B =	0,167 м
l =	0,333 м
L =	3 м
d _B =	0,09 м
d _o =	0,04 м

Момент опору згинанню

$$W_{32} = \frac{\pi \cdot (d_B^4 - d_o^4)}{32 \cdot d_B} = 6,9 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

Згинаючий момент

$$M_{32} = \frac{N_{MAX} \cdot a \cdot b_B}{l} = 0,00018 \text{ МН} \cdot \text{м.}$$

Напруга згинання

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W_{32}} = 2,6649 \text{ МПа.}$$

Момент опору крученню

$$W_k = 2 \cdot W_{32} = 0,0001375 \text{ м}^3.$$

Напруга кручення

$$\tau = \frac{M_{KMAX}}{W_K} = 0,0267 \text{ МПа.}$$

Сумарна наведена напруга, що виникає в кулачковому валу від спільної дії згинального і скручуючого моментів, яке визначається по третій теорії міцності

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{II} = \sqrt{(\sigma_{II} + 4 \cdot \tau^2)} = 1,633 \text{ МПа.}$$

Значення сумарної напруги не перевищує допустимого значення в 150 МПа.

Момент інерції поперечного перерізу кулачкового вала

$$I = \frac{\pi \cdot (d_B^4 - d_0^4)}{64} = 3,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4.$$

Прогин прольоту кулачкового вала

$$Y = \frac{N_{MAX} \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I} = 2,5 \cdot 10^{-6}.$$

Прогин прольоту кулачкового вала не перевищує 1% від ходу плунжера.

Полярний момент інерції поперечного перерізу кулачкового вала.

$$I_{II} = 2 \cdot I = 6,187 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4.$$

Модуль пружності зсуву для сталі $G = 81500 \text{ МПа.}$

Кут закрутки в градусах повороту кулачкового вала

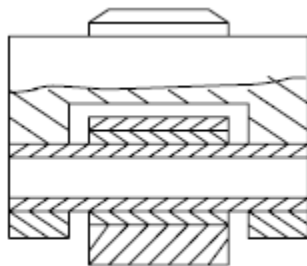
$$\varphi_3 = \frac{M_{KMAX} \cdot L}{G \cdot I_{II}} \cdot \frac{180}{\pi} = 0,00125 \text{ град п.к.в.}$$

Кут закрутки кулачкового вала не перевищує допустимого $[\varphi_3] = 1, \text{ гр.п.к.в.}$

Розрахунок штовхача приводу плунжера паливного насоса високого тиску

Розрахунок осі ролика, втулки ролика, направляючої поверхні штовхача.

Вісь штовхача розраховується на вигин, зріз і питомий тиск на опорах.



Геометричні розміри елементів штовхача

$$\begin{aligned} l_{II} &= 0,068 \text{ м} & d_{To} &= 0,07 \text{ м} \\ l_B &= 0,034 \text{ м} & H_r &= 0,19 \text{ м} \\ b &= 0,03 \text{ м} \\ \alpha &= 0,237 \\ d_{III} &= 0,038 \text{ м} \\ l_o &= 0,015 \text{ м} \end{aligned}$$

Напруга вигину осі штовхача

$$\sigma_{II} = N_{MAX} \cdot \frac{l_{II} + 2 \cdot l_B - 1,5 \cdot b}{1,2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_{III}^3} = 3,0435 \text{ МПа.}$$

Дотичні напруження зрізу в перетинах осі штовхача

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\tau_K = \frac{0,85 \cdot N_{MAX} \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4) \cdot d_{III}^2} = 1,6763 \text{ МПа.}$$

дотичні напруження зрізу в перетинах осі штовхача не перевищують допустимих значень $[\sigma] = 65 \text{ МПа}$.

Питома навантаження в опорах

$$K_o = \frac{N_{MAX}}{2 \cdot d_{III} \cdot l_0} = 1,925 \text{ МПа,}$$

питоме навантаження в опорах не перевищує допустиме значення $[K_o] = 60 \text{ МПа}$.

Питоме навантаження на внутрішні поверхні втулки

$$K_{\text{вв}} = \frac{N_{MAX}}{2 \cdot d_{III} \cdot b} = 0,9628 \text{ МПа,}$$

питоме навантаження на внутрішній поверхні втулки не перевищує допустиме значення $[K_{\text{вв}}] = 70 \text{ МПа}$.

Питоме навантаження на зовнішній поверхні плунжера

$$K_{\text{вн}} = \frac{N_{MAX}}{d_{BT} \cdot b} = 23,284 \text{ МПа,}$$

питоме навантаження на зовнішній поверхні втулки не перевищує допустиме значення $[K_{\text{вн}}] = 50 \text{ МПа}$.

Максимальне навантаження у нижнього краю направляючої поверхні корпусу штовхача

$$K_m = \frac{2 \cdot N_{MAX} \cdot \sin \delta}{d_{TO} \cdot H_T} = 0,00894 \text{ МПа.}$$

Максимальне навантаження у нижнього краю направляючої поверхні корпусу штовхача не перевищує допустиме значення $[K_T] = 18,5 \text{ МПа}$.

Розрахунок плунжера паливного насоса високого тиску

Розрахунок плунжера на стиск в мінімальному перетині і питоме навантаження опорного торця.

Напруга стиснення в мінімальному перетині плунжера якщо мінімальний діаметр плунжера та максимальний однакові

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{СЖ} = \frac{P_T}{F_{ПМН}} = 0,2 \text{ МПа},$$

якщо мінімальний діаметр плунжеру дорівнює площі мінімального поперечного перерізу плунжера

$$K_m = \frac{P_T}{F_{Поп}} = 0,0037,$$

питоме навантаження при плоских торцях плунжера і штовхача не перевищує допустимої $[K_T] = 2000 \text{ МПа}$.

4.5. Висновки до розділу

У розділі розроблено принципову схему паливної системи (представлена кресленням формату А1) для використання метану у якості основного палива для суднового двигуна 6ЧН 28/30, який встановлено на автомобільно-пасажирському поромі. Спроековано та розраховано основні деталі двопаливної форсунки (представлена кресленням формату А1), а також паливного насоса високого тиску (представлений кресленням формату А1).

					ДП.142.6221м.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

					ДП.142.6221м.01.05.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Охорона праці		Літ.	Арк.
Студент	Авраменко							Аркушів
Керівник	Митрофанов						НУК	

5.1. Охорона праці при експлуатації суднового двигуна 6ЧН 28/30 при використанні газового палива

Охорона праці при експлуатації двигунів – це система законодавчих актів, соціально економічних, організаційних, технічних, гігієнічних та лікувально-профілактичних заходів та засобів, що забезпечують безпеку та збереження здоров'я та працездатності обслуговуючого персоналу в процесі експлуатації двигуна.

Завданням охорони праці при експлуатації двигунів – якомога більше мінімізувати можливість травмування обслуговуючого персоналу з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Вирішуючи ці завдання, на робочому місці необхідно впровадити досконалі засоби техніки безпеки та забезпечити сучасні санітарно-гігієнічні умови, що усувають виробничий травматизм та професійні захворювання при експлуатації суднової енергетичної установки. Держава бере на себе обов'язки захисту працівників покращення умов праці, а також робити її безпечною, що реалізується через трудове законодавство.

При роботі енергетичних установок на базі двигунів внутрішнього згоряння у навколишнє середовище виділяються негативні чинники: відпрацьовані гази, пари масла та палива, а також шум та вібрація. При проектуванні та конструюванні енергетичних установок з двигунами внутрішнього згоряння не може повністю ліквідувати усі негативні чинники, але їх можна зменшити за рахунок але певні технічні заходів таких, як удосконалення конструкції деяких вузлів та деталей ДВЗ, застосування нових сортів палив та мастил.

Пари палива та масла, а також відпрацьовані гази, що проникають у навколишнє середовище через нещільність деталей двигуна та трубопроводів, потрапляють у машинне відділення та забруднюють середовище, в якому знаходиться моторист. Для зменшення витоків необхідно застосовувати більш надійні ущільнення, на стиках поверхонь деталей двигуна, щільне з'єднання трубопроводів. Необхідно своєчасно проводити планово-запобіжні огляди та ремонти, застосовувати місцеві відсмоктувачі парів палива та масла. Для

зменшення інтенсивності випаровування необхідно передбачити на двигуні можливість збирання протічок палива.

Працюючий двигуна та допоміжні механізми машинного відділення швидко прогріваються. Для створення нормальних умов праці, мотористів, необхідно передбачити вентиляцію: природну – через водогазонепроникні кріплення, встановлені на кожухах труб та через вентиляційні канали; примусову – за допомогою електровентиляторів. Концентрація шкідливих речовин не повинна перевищувати значень санітарних норм, що встановлюють граничні значення концентрації пилу, газів та інших шкідливих речовин.

Величини граничних концентрацій шкідливих речовин становить:

- дизельного палива $30 \text{ м}^2/\text{м}^3$;
- окису вуглецю $20 \text{ м}^2/\text{м}^3$;
- пилу (механічні відходи горіння) $10 \text{ м}^2/\text{м}^3$.

Для зниження температури повітря у машинному відділенні, паропроводи газопроводи (випускний колектор, глушник і т.д.), повинні бути ретельно ізолювані теплоізолюючими матеріалами, щоб температура поверхні не перевищувала 50°C (ГОСТ 55037–74). Захисними кожухами повинні бути огорожені всі деталі, що обертаються, муфти, вали, маховики. Якщо за умовами експлуатації повинна бути можливість візуального контролю за деталями, що обертаються, то необхідно передбачити їхню огорожу.

При експлуатації двигуна можливі вибухи парів масла у картері двигуна. Для захисту його від руйнування, необхідно, розглянути необхідні пристрої, що запобігають вибухам.

Специфічною особливістю праці моряків є цілодобове, часто багатомісячне перебування у джерелах шуму. На організм людини це несприятливо впливає. Ступінь шкідливого впливу шуму на організм людини визначається його інтенсивністю частотним спектром, тривалістю та сталістю впливу, індивідуальною чутливістю організму. При дії шуму на організм зменшується продуктивність праці. Приміром, збільшення шуму до 96 дБ, продуктивність падає на 3 %; за 100 дБ продуктивність розумової праці падає на 60 %, фізичної на 30 %.

Радикальним рішенням проблеми захисту від шуму є зниження шуму у самому джерелі. Основні засоби – конструктивні. Насамперед, слід використовувати менш гучні двигуни. Крім того, слід застосовувати засоби шумоізоляції дизелів від судових корпусних конструкцій шляхом їх встановлення на гумово-металеві амортизатори, що забезпечують зниження шуму до санітарних норм.

Для зниження аеродинамічних шумів, створюваних двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Застосування глушників дозволяє зменшити загальний рівень шуму на 10...12 дБ.

Для зниження повітряного шуму, що випромінюється зовнішніми поверхнями дизелів, з'єднаних з генератором, використовуються звукоізолюючі кожухи або бокси, що дозволяють зменшити загальний рівень шуму на 10...15 дБ, а допоміжного на 20 дБ і більше.

Для зниження механічного шуму необхідно послабити шумність деталей окремих вузлів агрегатів, зменшувати зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям й покриттям, що шумопоглинають.

У екіпажів суден та пасажирів протягом тривалого часу, що піддаються безперервному впливу вібрації, можуть відбутися різні порушення у функціональному стані організму. Найбільш суттєвим порушенням піддаються екіпажі суден на підводних крилах, де рівень вібраційної швидкості сягає 110 дБ. На морських та річкових пасажирських суднах із рівнем вібрації менше, ніж на суднах на підводних крилах, відхилення у фізіологічних реакціях виражаються менше.

Вплив вібрації на організм визначається фізичними параметрами і тривалістю вібрації, частотним спектром і розташуванням його в межах найбільш високих рівнів енергії коливань. Безпосередній контакт людини з вібраційними поверхнями на суднах створює особливо несприятливі умови.

Заходи запобігання впливу вібрації на членів екіпажу та пасажирів суден здійснюється шляхом зменшення вібрації у самому джерелі її виникнення, попередження поширення коливальної енергії від її джерел та обмеження

шкідливої дії вібрації на організм людини. Для вирішення цих завдань у процесі проектування, виготовлення та збирання двигуна, механізмів, пристроїв та обладнання виконуються заходи конструктивного та технологічного характеру, спрямовані на зменшення вібрації у джерелі, застосовуються відповідних засобів ізоляції, вібропоглинання та віброгасіння для зменшення поширення вібрації по повітрю та конструкціям, використовуються засіб комплексної автоматизації та дистанційного керування енергетичними установками індивідуального захисту від вібрації, організується вахтовий режим праці та медичний контроль.

5.2. Розрахунок амортизаторів для зниження рівня шуму та вібрації суднового двигуна 6ЧН 28/30

Вихідні дані для розрахунку:

1. Потужність двигуна – 1450 кВт.
2. Маса сухого двигуна $M = 15680$ кг.
3. Частота обертання $n = 750$.
4. Число амортизаторів $i = 8$.

У результаті розрахунку повинні бути отримані: діаметр кружка пружини – d , середній діаметр – D , індекс пружини амортизатора – C .

Сумарний рівень вібрації:

$$L_w = L_{w1} + 10 \lg(1 + 10^{0,1(L_{w1} - L_{w2})}) + L_{w3},$$

де L_{w1} – рівень високочастотної вібрації опорного фланця, складає 103,5 дБ; $L_{w2} = 93,5$ дБ; $L_{w3} = 0$ дБ для врівноваженого двигуна.

Тоді $L_w = L_{w1} + 10 \lg(1 + 10^{0,1(L_{w1} - L_{w2})}) + L_{w3} = 113,9$ дБ.

Згідно з ГОСТом 23М46–76, сумарний рівень вібрації не повинен перевищувати 100 дБ. Отже, на вибраному двигуні необхідно встановити амортизатори.

Частота збуджених та вільних коливань:

$$f = \frac{n}{60} = \frac{750}{n} = 12,5 \text{ Гц},$$

$$f_o = \frac{f}{\sqrt{1 + \frac{1}{\eta}}} = \frac{12,5}{\sqrt{1 + \frac{1}{0,04}}} = 2,45 \text{ Гц},$$

де $\eta = 0,04$ – коефіцієнт вібрації.

Жорсткість амортизатору

$$K'_z = \frac{K_z}{i},$$

де K_z – загальна жорсткість усіх амортизаторів.

$$K_z = \frac{G}{9,8} (2\pi f_0)^2 = 3784 \text{ Т/м}$$

$$K'_z = \frac{K_z}{i} = \frac{3784,43}{8} = 473 \text{ Т/м.}$$

Статистичне навантаження на пружину

$$P_{\text{ст}} = \frac{G}{i} = \frac{15680 \cdot 9,8}{8} = 19600 \text{ Н.}$$

Динамічний навантаження на пружину

$$P_{\text{дин}} = K_{\text{уст}} K'_z \frac{G}{mgw^2 K_z} = 1492,8 \text{ Н,}$$

де $K_{\text{уст}}$ – коефіцієнт, який враховує установчий тиск, $K_{\text{уст}} = 1,5$.

Навантаження на амортизатор складає

$$P_a = P_{\text{ст}} + P_{\text{дин}} = 19600 + 1492,8 = 21092,8 \text{ Н.}$$

Діаметр пружини

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{k C P_a}{[\tau]}} = 1,6 \sqrt{\frac{1,25 \cdot 6 \cdot 21092,8}{2 \cdot 2870 \cdot 9,8}} = 2,65 \text{ см,}$$

де $k = 1,25$ – коефіцієнт пружини амортизатора; $C = 6$ – індекс пружини; $[\tau] = 2870 \text{ кг/см}^2$ – гранично допустиме значення дотичної напруги.

Середній діаметр пружини

$$D = C \cdot d = 26,5 \cdot 6 = 159 \text{ мм.}$$

Число витків пружини амортизатору

$$i_1 = \frac{G_{\text{упр}} d}{8 K_z C^3} = 3,18, \text{ приймаємо } i_1 = 4,$$

де $G_{\text{упр}}$ – модуль пружності при зсуві.

Шаг пружини

$$n = K_1 \cdot D = 4,45 \text{ см.}$$

					ДП.142.6221м.01.05.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Піппис	Дата		

Висота пружини амортизатору у навантаженому стані

$$H = i_1 \cdot d + (i_2 - 0,5)d = 15,94 \text{ см.}$$

приймаємо $i_2 = 2,5$.

Статична осадка пружини

$$X_{\text{ст}} = \frac{G}{K_z} = 0,041 \text{ см.}$$

Висота навантаженого амортизатора:

$$H_1 = H - X_{\text{ст}} = 15,89 \text{ см.}$$

Перевірка ефективності амортизації.

Умовою ефективності амортизації є виконання відношення:

$$\frac{H_1}{D} \leq 2 \text{ тоді } \frac{15,89}{15,9} = 0,9997 \leq 2.$$

Таким чином, вісім амортизаторів з пружинами задовольняють умові ефективної амортизації двигуна 6ЧН 28/30 на судновому фундаменті.

5.3. Висновки до розділу

У розділі здійснено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що впливають на обслуговуючий персонал суднового двигуна 6ЧН 28/30, а також розраховано рівень вібрації у машинному відділенні автомобільно-пасажирського порому. Так, як сумарний рівень вібрації від двигуна перевищив допустимі значення у 100 дБ та склав 113,9 дБ, то у розділі було виконано розрахунок потрібних амортизаторів.

					ДП.142.6221м.01.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Студент.		Авраменко А.М.			Висновки				Літ.		Арк.	Акрушів
Консультант												
Керівник		Митрофанов О.С.							НУК ім. адм. Макарова			

Висновок по проекту

Згідно рекомендацій кафедри ДВЗ, У та ТЕ магістерська робота містить усі рекомендовані розділи та креслення.

У першому розділі наведено короткий опис та основні характеристики автомобільно-пасажирського порому (креслення ДП.142.6221м.01.01) та двигуна прототипу 6ЧН 28/30 виробництва фірми *Caterpillar*. Встановлено, що обраний двигун може забезпечити необхідні експлуатаційні параметри автомобільно-пасажирського порому, добре розміщується у його машинному відділенні.

У другому розділі виконано розрахунок робочого циклу суднового двигуна 6ЧН 28/30 (креслення ДП.142.6221м.01.01) при роботі на дизельному та газовому паливі – метані (за газодизельним циклом). Відповідно до отриманих даних потужність двигуна 6ЧН 28/30 при роботі на газовому паливі становила 1450,2 кВт, при цьому максимальний тиск згоряння знизився на 9,3 %.

У третьому розділі виконано розрахунок діючих сил на деталі КШМ та розрахунок на міцність основних деталей суднового двигуна 6ЧН 28/30.

У четвертому розділі виконано аналіз особливостей переведення дизельного двигуна на газове паливо. Розроблено загальну схему нової паливної системи (креслення ДП.142.6221м.01.03), а також виконано проектування та розрахунок основних її елементів (креслення ДП.142.6221м.01.04 та ДП.142.6221м.01.05).

У п'ятому розділі здійснено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що впливають на обслуговуючий персонал суднового двигуна 6ЧН 28/30 встановленого на автомобільно-пасажирському поромі, а також розраховано рівень вібрації у машинному відділенні. Так, як сумарний рівень вібрації від двигуна перевищив допустимі значення у 100 дБ та склав 113,9 дБ, то у розділі також було виконано розрахунок потрібних амортизаторів.

					ДП.142.6221м.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					ДП.142.6221м.01.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент.		Авраменко А.М.			Література		
Консультант							
Керівник		Митрофанов О.С.					
					Літ.	Арк.	Акрушив
					НУК ім. адм. Макарова		

Список використаної літератури

1. Атаманюк В.Г., Ширшев Л.Г., Акимов Н.И. Гражданская оборона: Учебник для вузов / Под ред. Д.И. Михайлика. – М.: Высш. шк., 1986. – 207 с., ил.
2. Ваншейдт В.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение, 1962.
3. Дизели: Справочник / Под ред. В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.
4. Защита объектов народного хозяйства от оружия массового поражения: Справочник / Под ред. Г.П. Демиденко. – К.: Вища шк. Головне вид-во, 1987. – 256 с.
5. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие. – Владимир: Владим. гос. ун-т, 2000. – 256 с.
6. Охрана труда, техника безопасности и пожарная профилактика / В.А. Шнацкий и др. – Л.: Судостроение, 1976.
7. Расчет экономической эффективности новой техники на машиностроительных предприятиях / В.А. Корчагин и др. – К.: Техника, 1980. – 104 с.
8. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / Ю.Я. Фомин, А.И. Горбань, В.В. Добровольский, А.И. Лукин и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с., ил.
9. Хандов З.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – М.: Транспорт, 1969.

					ДП.142.6221м.01.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		