

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

_____ 2023 р.
« ____ » _____

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення технічних показників 4-тактного двигуна потужністю 240 кВт за рахунок зміни виду палива та розробки конструкції шатуна.
Прототип - 6ЧН 18/22.

Виконав:

студент групи 54-ЕМ-20з

_____ ***Допілко Д. І.***

(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ ***Нестеренко В.В.***

(підпис)

Первомайськ - 2022 р.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання, спроектовано газовий двигун з наддувом потужністю 240 кВт на базі прототипу 6СПЧН18/22 та розроблено конструкцію шатуна.

Здійснено загальний опис об'єкта, на якому встановлено двигун, та детальний опис його силової установки – двигуна-прототипу 6ЧСПН 18/22.

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, на основі отриманих результатів якого побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграми. Визначено величини складових зовнішнього теплового балансу двигуна, а також сили та моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна.

Проаналізовано існуючі типи шатунно-поршневого механізму. Для забезпечення високих ресурсних показників запроєктованого двигуна та надійності його роботи змінено тип шатуна. Підібрано оптимальне конструктивне виконання шатуна та виконано розрахунок шатуна на міцність.

В проєкті розглянуто основні проблеми щодо захисту навколишнього середовища та охорони праці під час експлуатації двигуна. Проаналізовано можливі небезпеки при експлуатації та під час обслуговування дизельного двигуна, проведені розробки заходів з охорони праці та навколишнього середовища. Визначено рівні шуму та вібрації проєктованого двигуна.

В графічній частині виконано креслення: поперечний розріз двигуна, складальне креслення шатуна, робоче креслення стержня шатуна; індикаторної діаграми та діаграм сил, що діють в шатунно-поршковому механізмі.

Annotation

In the qualifying work, in accordance with the task, a 240 kW supercharged gas engine was designed based on the 6SPChN18/22 prototype and the connecting rod design was developed.

A general description of the object on which the engine is installed and a detailed description of its power plant - the 6ChSPN 18/22 prototype engine - were made.

The parameters of the engine operating cycle were calculated, based on the obtained results, theoretical and actual indicator diagrams were constructed. The values of the components of the external heat balance of the engine, as well as the forces and moments acting in the crank-connecting mechanism of the engine, were determined.

The existing types of connecting rod-piston mechanism are analyzed. The type of connecting rod has been changed to ensure high resource performance of the designed engine and the reliability of its operation. The optimal design of the connecting rod was selected and the strength of the connecting rod was calculated.

The project considers the main problems of environmental protection and labor protection during engine operation. Possible dangers during the operation and maintenance of the diesel engine were analyzed, labor and environmental protection measures were developed. The noise and vibration levels of the designed engine were determined.

Drawings are made in the graphic part: cross-section of the engine, assembly drawing of the connecting rod, working drawing of the connecting rod; indicator diagram and diagrams of forces acting in the connecting rod-piston mechanism.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1. Інформація про об'єкт використання двигуна	6
1.2. Опис конструкції базового двигуна	8
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	
2.1 Вимоги до проектного двигуна	13
2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна	14
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна	25
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	30
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	34
2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	41
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА	
3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів	43
3.2 Розрахунок проектного шатуна на міцність	50
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, створених проектованим двигуном	59
4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації	64
4.3 Висновок по розділу 4	65
ВИСНОВКИ	66
ЛІТЕРАТУРА	67

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ								
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата									
Розробив		Допілко Д.І.			Пояснювальна записка		Літера		Лист		Листів		
Перевірів		Нестеренко В.В						н		3	67		
							54-ЕМ-20з						
Н. контр		Нестеренко В.В											
Затвердив		Нестеренко В.В.											

ДОДАТКИ:

Додаток 1 Специфікації складальних креслень

Додаток 2 Двигун 6ГЧСПН18/22 – поперечний переріз

Додаток 3 Шатун

Додаток 4 Стержень шатуна

Додаток 5 Діаграми індикаторна та сил, що діють в КШМ

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Дизельні двигуни і агрегати на їх базі представляють складну техніку, яка може бути виготовлена тільки за участю суміжних галузей промисловості (електротехнічна, приладобудівна, металургійна, турбобудування та ін.).

Світове дизелебудування розвивається дуже інтенсивно і має цілий ряд важливих напрямів, які властиві і вітчизняному дизелебудуванню:

- підвищення циліндрових і агрегатних потужностей за рахунок форсування по середньому ефективному тиску і частоті обертання;
- підвищення паливної і масляної економічності;
- оснащення дизелів і агрегатів на їх базі ефективними системами автоматизації на базі мікропроцесорної техніки, адаптивними механізмами;
- зниження питомої маси та ін..

Усе це вимагає вирішення питань організації високоефективного робочого процесу, зниження теплової напруженості циліндрово-поршневої групи, зниженні тертя, забезпечення якісного охолодження, впровадження нових технологічних процесів для забезпечення ресурсів і надійної роботи поршневих кілець, клапанів, підшипників і колінчастого валу, ущільнення газового стику і так далі, створення спеціалізованих підприємств. Але розвиток конструкції ДВЗ в теперішній час відбувається в умовах інтенсивного виснаження світових запасів нафти і жорстоких вимог до екологічних характеристик двигуна: токсичності, рівня шуму і вібрацій. Це ускладнює вирішення задачі про вдосконалення технічних характеристик ДВЗ. Одним з основних напрямків подальшого розвитку двигунобудування є переобладнання двигунів, що працюють на дорогому дизельному паливі, на двигуни, які працюватимуть на більш дешевшому паливі – природному газі.

В даній кваліфікаційній роботі планується реалізувати завдання з проектування чотиритактного газового двигуна потужністю 240 кВт на базі двигуна-прототипу 6ЧСПН 18/22. Крім того, в ході роботи на проектом необхідно розглянути питання щодо вдосконалення конструкції шатуна.

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна

В якості об'єкта для постановки проектного агрегату прийнято пасажирський річковий теплохід типу "ОМ" з однодечної надбудовою, призначений для масового перевезення пасажирів на місцевих приміських і міжміських лініях.



Рисунок 1.1 Пасажирський теплохід типу "ОМ" проекту 935

Під серійною назвою «ОМ» будувалися судна декількох проектів: 252, 623, 780, 780-03, 935, 950, 1570. Будівництво судів здійснювалося з 1952 по 1970 рік. Всього було побудовано більше трьох сотень одиниць суден. Окрім перевезення пасажирів судна використовувалися як роз'їзні і науково-дослідні, а також учбові. Нині велика частина суден списана і утилізована, але в деяких регіонах вони досі працюють і використовуються по первинному призначенню, а також після кардинального переобладнання і підвищення комфортабельності, використовуються для приватних і замовлених прогулянок, свят і виїздів за місто.

Проект переобладнання теплохода "ОМ" передбачає перепланування приміщень в корпусі судна для підвищення комфортності, монтаж нової надбудови сучасного дизайну, дообладнання судна новими пристроями і системами, установку газового агрегату.

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

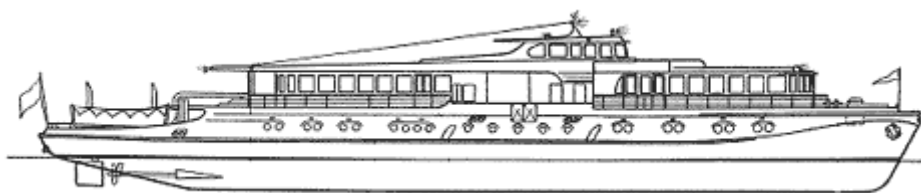


Рисунок 1.2 Стандартний теплохід типу "ОМ"

На борту розміщена каюта "люкс" з санітарним блоком, холлом і спальнею, а також - чотири гостьові каюти і каюти екіпажа.

В кормовій частині судна розташована сауна з холлом, душовою, туалетом і ванною "джакузі".

Для пасажирів обладнані салон з баром і ресторан.

Передбачений солярій і відкрита палуба.

Пасажиромісткість судна при короткочасних виходах тривалістю до 8-ми годинника складає 70 чоловік, а при рейсах тривалістю 5 - 6 діб - 12 чоловік.

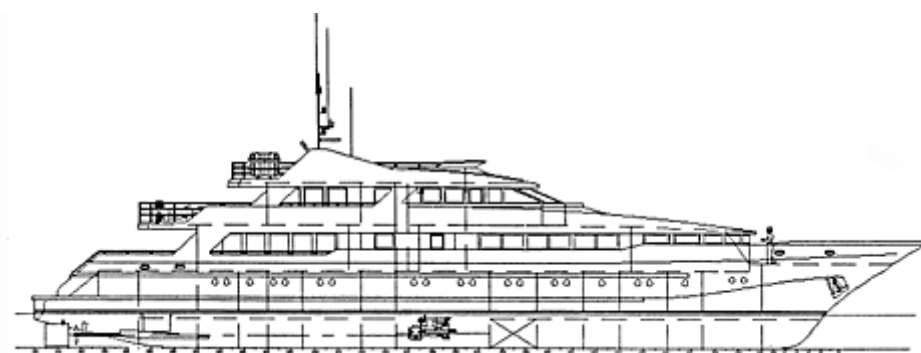


Рисунок 1.3 Переобладнаний теплохід типу "ОМ"

Основні характеристики:

- довжина: 42,5 м;
- ширина: 7,12 м;
- висота надводна : 6,05 м;
- осідання: 1,5 м (при повному завантаженні), 1,25 м (середнє);
- надводна висота: 6,7 - 8 м;

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

- водомісткість без завантаження: 156,5 тонн;
- пасажиромісткість: 242 чоловік (носовий трюм: 86, кормовий трюм: 42, носовий салон верхньої палуби: 50, кормовий салон верхньої палуби : 64)
- швидкість: 20-21 км/год.;
- двигун: 6ЧСПН 18/22, 1шт. (240 кВт);
- клас реєстра : О.

1.2 Опис конструкції базового двигуна

6ЧСПН 18/22 - поширений тип судових дизельних двигунів, що випускалися з 1950-х років до 2006 року. Застосовуються головним чином в якості основного або допоміжного судового двигуна.

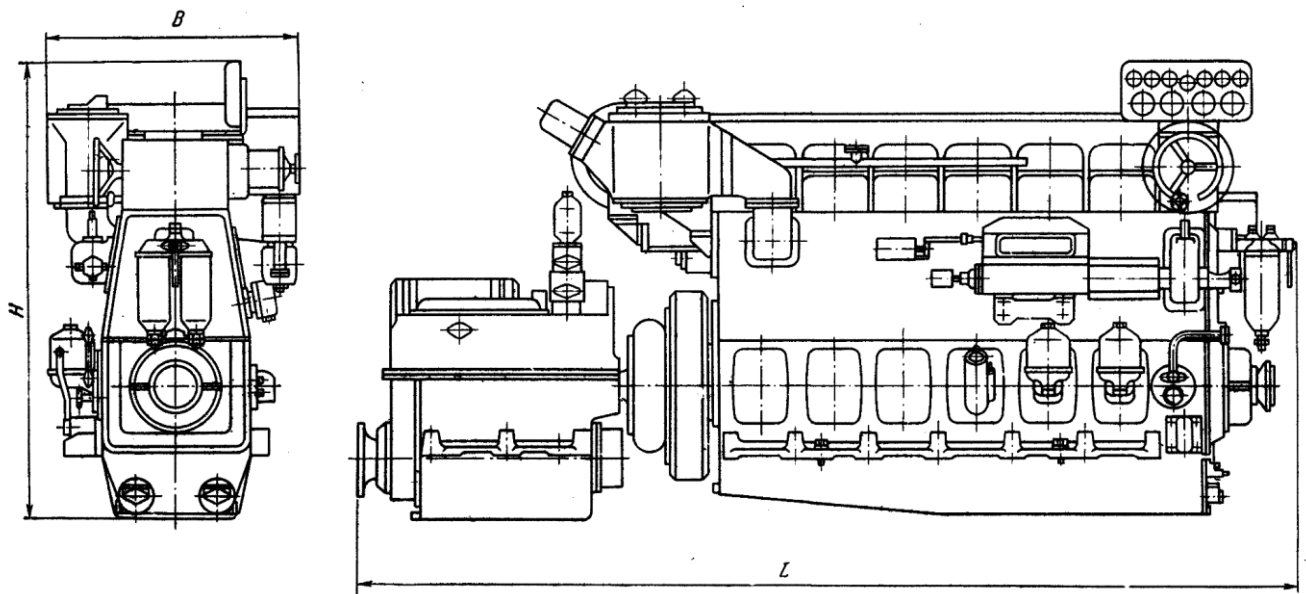


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд дизеля 6ЧСПН18/22

Дизелі ряду 6Ч18/22 чотиритактні, простого дії, вертикальні, однорядні з напіврозділеною камерою згоряння (камера в поршні), нереверсивні випускаються декількох модифікацій. Залежно від призначення дизелі мають деякі конструктивні відмінності: дизелі без наддуву – 6Ч18/22, з наддувом -

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

6ЧН18/22 для привода генератора потужністю відповідно 155 і 225 кВт; дизелі з реверс-редукторною передачею.

Особливістю двигуна є його автономність. На ньому установлені всі допоміжні агрегати, необхідні для роботи двигуна й установки в цілому, крім фільтра тонкого очищення масла, пневмонасосу передпускового прокачування масла, охолоджувачів води й масла. Дизель також обладнаний системою захисту, контролю й аварійно-попереджувальної сигналізації, що забезпечує місцевий і дистанційний контроль за режимом роботи дизельної установки.

Дизелі ЧН18/22 — чотиритактні, тронкові, з вертикальним розташуванням циліндрів, нереверсивні, з газотурбінним наддувом і проміжним охолодженням повітря, правої і лівої моделі, правого і лівого обертання колінчастого валу. Суднові дизелі 6ЧСПН18/22 спільно з РРП є дизель-редукторними агрегатами (ДРА), працюючими на гребний гвинт постійного кроку. ДРА обладнані системою дистанційного автоматизованого керування (ДАУ), а також системою контролю, сигналізації і захисту. ДРА можуть встановлюватися на судновий фундамент або жорстко, або дизель ставиться на амортизаторах, а РРП кріпиться до фундаменту жорстко.

Реверс-редукторна передача 27РРП-230 — зубчаста, механічна, неспівісна, гідравлічного включення, з фрикційною муфтою і однією швидкістю переднього і заднього ходів.

Конструкція

Фундаментна рама лита чавунна. У поперечних перегородках рами розташовані корінні підшипники колінчастого валу. Нижня частина рами є резервуаром для мастила.

Блок циліндрів литий чавунний, симетричний відносно подовжній осі. Одна з бічних порожнин блоку служить ресивером наддувочного повітря, в іншій порожнині розташовані розподільний вал, штовхальники і штанги приводу клапанів. Блок циліндрів сполучений з фундаментною рамою шпильками і болтами, ущільнення здійснене гумовим прокладенням. У передньому відсіку

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

блоку циліндрів розміщений шестерний привід агрегатів і розподільного валу.

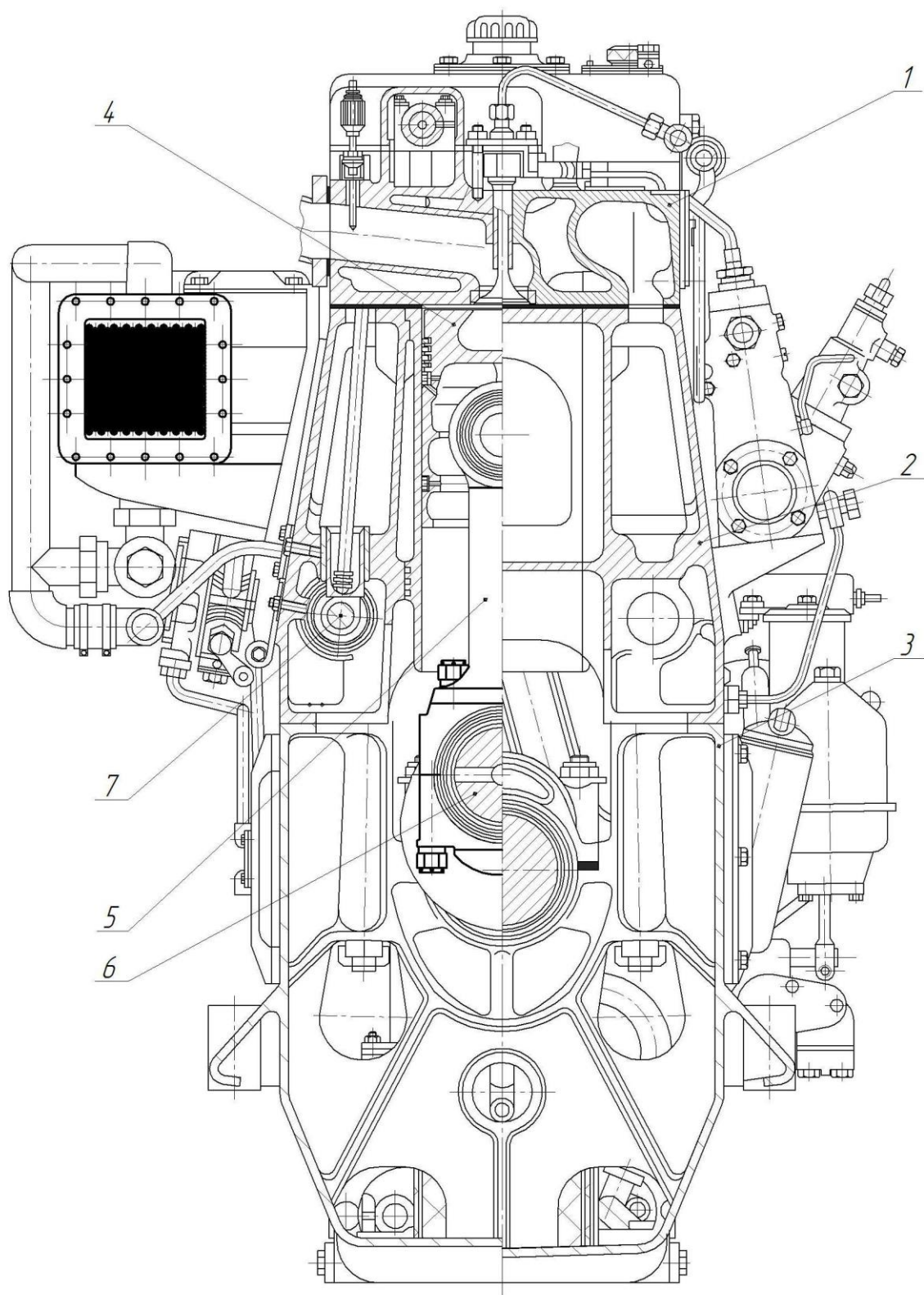


Рисунок 1.2 – Поперечний розріз дизеля 6ЧСПН 18/22

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Втулка циліндрів лита чавунна, з присадкою хрому і нікелю, ущільнюється у верхній частині притиранням бурту до блоку циліндрів, в нижній частині — гумовими кільцями.

Кришка циліндра лита чавунна, індивідуальна на кожен циліндр. У кришці розміщені форсунки, впускні, випускні і пускової клапани. На кришці розташовані коромисла, пружини приводу клапанів і індикаторний кран.

Колінчастий вал сталевий, виготовлений методом гнучкі з висадкою, шийки валу загартовані ТВЧ. На передньому кінці валу закріплена шестерня приводу агрегатів, а у дизелів, працюючих на гребний гвинт, встановлена муфта додаткового відбору потужності. На іншому кінці валу закріплений шків.

Поршень литий чавунний, з присадкою хрому і нікелю, з відкритою камерою згоряння, охолоджуваний. Палець поршня плаваючого типу, порожнистий, сталевий, зацементований і загартований. Поршневі кільця чавунні хромовані.

Шатун сталевий штампований, стержень шатуна двотаврового перерізу. У верхній голівці шатуна запресована бронзова втулка, в нижній роз'ємній голівці розміщені шатунові вкладиші.

Розподільний вал розташований у бічній частині блоку циліндрів, сталевий, впускні і випускні куркульки виконані у згоді з валом, цементовані і загартовані. Привід розподільного валу здійснюється від колінчастого валу через систему шестерень.

Головні судові дизелі обладнані всережимним регулятором швидкості непрямої дії.

Паливна система складається з паливо підкачуючого насосу, насосу високого тиску, насосу гідрозамку, форсунок з гідравлічним замиканням голок, фільтр очищення палива і трубопроводів високого і низького тиску. Трубопроводи високого тиску обладнані захисними кожухами і дренажними пристроєм, що запобігають попаданню палива на можливі джерела займання у разі обриву або порушення ущільнення в трубопроводах високого тиску.

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Система мащення дизеля циркуляційна під тиском з «мокрим» картером. Очищення мастила відбувається в повно потоковому фільтрі тонкого очищення, що встановлюється поза дизелем, і в реактивній центрифугі. Масло охолоджується забортною водою в охолоджувачі, вмонтованому в загальний корпус водо-водяного охолодження. Автоматичне регулювання температури масла виконується терморегулятором.

Система охолодження двоконтурна: внутрішній контур — прісна вода. Втулки циліндрів, кришки циліндрів і турбокомпресор охолоджуються прісною водою. Прісна вода охолоджується у водо-водяному охолоджувачі забортною водою при автоматичному регулюванні температури прісної води терморегулятором. Забортною водою також охолоджуються наддувочне повітря і масло. Насоси водяні внутрішнього і зовнішнього контурів змонтовані на загальному корпусі приводу і мають загальний приводний вал.

Пуск дизеля виконується стислим повітрям. Наддування дизеля здійснюється турбокомпресором, на вході повітря в турбокомпресор встановлений глушник шуму, на виході - охолоджувач наддувочного повітря, перед охолоджувачем повітря встановлюється граничний регулятор з повітряною заслінкою.

Блок-картер литий з чавуну. У нижній частині блок-картер має перегородки з ліжками для верхніх вкладишів корінних підшипників колінчастого валу. Нижні вкладиші встановлюються в підвісках, які кріпляться до гнізд блок-картера за допомогою шпильок, гайок і стяжних болтів.

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вимоги до проєктованого двигуна.

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацьовування параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий індикаторний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і т.д.

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

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

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

Двигун не повинний бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити дизель, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні параметри двигуна прототипу та двигунів інших марок.

Двигун проектується на базі дизеля 6ЧСП 18/22 (заводська марка ДД01, ДД02), його основні параметри (по технічному опису та інструкції по експлуатації) наведено в таблиці 2.1.

Технічна характеристика двигунів ряду 18/22 Таблиця 2.1

Найменування	Головний судовий дизель	
1	2	3
Позначення	6ЧСП 18/22	6ЧСП Н18/22
Заводська марка	ДД01, ДД02	ДД101, ДД102
Номінальна потужність на валу дизеля, кВт	150	225
Частота обертання, об/хв, номінальна	750	750
Число циліндрів	6	6
Хід поршня, мм	220	220
Дійсний ступінь стиску	13,4	12,1
Максимальний тиск згоряння при номінальній потужності, кгс/см ² , не більше	60	75
Середній ефективний тиск при номінальній потужності, кгс/см ²	5,4	8,1
Паливо	Дизельне по ГОСТ 4749-73, ГОСТ 305-73 с температурою спалаху не нижче 60°C	
Питома витрата Палива з теплотворною здатністю 10200 ккал/кг при номінальній потужності, віднесеної до вала двигуна, г/к.с. г.	162+8	158+8
Маса, кг		
дизеля сухого	3300	3300
води в дизелі	80	80
масла в дизелі	115	115

* При температурі усмоктувального повітря 20°C, відносної вологості 70%, барометричному тиску 760 мм рт. ст., опорі в газовихлопному трубопроводі не більше 350 мм вод. ст., розрідженні на усмоктуванні не більше 200 мм вод. ст. і температурі забортної води на вході в дизель не більше 32°C

2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна.

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості.

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння вміщена в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також мають місце теплові та аеродинамічні втрати.

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в теперішній час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

В даному дипломному проєкті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і вдосконалена Є. К. Мазінгом. Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження. На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву об основних параметрах циклу та факторах, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, який проходить в двигуні, описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд дослідних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	240	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	750	хв^{-1}
Діаметр циліндра	$d =$	180	мм
Хід поршня	$S =$	220	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,65	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$p_b =$	200	кПа
Тиск навколишнього середовища	$p_a =$	101,3	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	195	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,5	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,37	
розширення	$n_2 =$	1,25	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,96	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	33350	кДж/м ³

Природний газ

Склад:	в %		В об'ємних долях	
метан	$\text{CH}_4 =$	95,4	$R_{\text{CH}_4} =$	0,954
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 =$	2,6	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} =$	0,026
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 =$	0,3	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} =$	0,003
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} =$	0,2	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} =$	0,002
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} =$	0,2	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} =$	0,002
вуглекислота	$\text{CO}_2 =$	0,2	$R_{\text{CO}_2} =$	0,002
оксид вуглецю	$\text{CO} =$	0	$R_{\text{CO}} =$	0
азот	$\text{N}_2 =$	1,1	$R_{\text{N}_2} =$	0,011

кисень	$O_2 =$	0	$R_{O_2} =$	0
водень	$H_2 =$	0	$R_{H_2} =$	0

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m)C_nH_m - O_2] \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 9,73 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_1 = 17,05 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\begin{aligned} \text{Кількість } CO_2: \quad M_{CO_2} &= CO + \sum (nC_nH_m + CO_2), \text{ кмоль} \\ M_{CO_2} &= 1,043 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } H_2O: \quad M_{H_2O} &= H_2 + \sum (0.5mC_nH_m), \text{ кмоль} \\ M_{H_2O} &= 2,02 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} &= 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль} \\ M_{O_2} &= 1,328 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} &= 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2, \text{ кмоль} \\ M_{N_2} &= 12,692 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 17,083 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль}$$

$$\Delta M = 0,031 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,0018$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_\epsilon = T_a \times \left(\frac{P_\epsilon}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K$$

$$T_B = 378,1 K$$

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 70^\circ \text{K})$$

число з інтервалу = 40

$$\Delta T_{\text{int}} = 338,1 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0}, \text{ K}$$

$$T_{\text{см}} = 321,1 \text{ K}$$

де $T_r = 310 \text{ K}$ - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r}$$

де $P_d = 0,95 \times P_\varepsilon$

$$P_d = 190,0 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,048$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_\varepsilon} \times \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\varphi_n = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

$$T_d = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ K}$$

$$T_d = 350 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ кПа}$$

$$P_c = 4761,9 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ K}$$

$$T_c = 835,9 \text{ K}$$

$$t_c = 562,9^\circ \text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0017$$

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						18
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_Z \cdot mCp_{m_Z} \cdot t_Z - (mCv_{m_{cm}} + 8.314\lambda) \cdot t_C$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{MCO_2}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = 0,0611$$

$$R_{H_2O} = \frac{MH_2O}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,1182$$

$$R_{O_2} = \frac{MO_2}{M_2}$$

$$R_{O_2} = 0,0777$$

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2}$$

$$R_{N_2} = 0,7430$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

$$mCv_{me} = R_{O_2} \cdot mCv_{O_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2} + R_{H_2O} \cdot mCv_{H_2O} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2}$$

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{me} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_Z$$

де:

$$a = 22,47$$

$$b = 610,83$$

теплоємність газового палива.

$$mCv_{zn} = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \times \\ \times mCv_{C_4H_{10}} + R_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_5H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

$$mCv_{ch_4} = 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{c_2h_6} = 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{c_3h_8} = 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

$$mCv_{c_4h_{10}} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{c_5h_{12}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{N_2} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{CO_2} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{гп} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 12,60$$

$$b = 5237,536$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mCv_{см} = \frac{mCv_{гп} + mCv_{пов} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{ме} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки отримаємо рівняння.

$$mCv_{см} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 20,04$$

$$b = 509,22$$

де $mCv_{пов} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$ - мольна теплоємність повітря.

середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mCvm_{см} = a_{см} + \frac{b_{см}}{2} \cdot 10^{-5} t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCvm_{см} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 20,04$$

$$b = 254,61$$

мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z"

$$mCp_z = 8,314 + 19,86 + \frac{1,68}{\alpha} + \left(427,38 + \frac{184,36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{см} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 29,192$$

$$b = 539,113$$

середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z".

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

$$mC_{pm_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} t_z$$

$$a = 29,192$$

$$b = 269,557$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \cdot 10^{-5} \times t_z^2 + B \times t_z - C = 0$$

де:

$$A = 270,024$$

$$B = 29,243$$

$$C = 56980,01 \quad 81263,2$$

Звідки:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}}, K$$

$$t_z = 1686,0 \text{ C} \quad T_z = 1959,0 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c, \text{ кПа}$$

$$p_{\max} = 11180,0 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = P_{\max} / P_c$$

$$\lambda = 2,35$$

$$\Delta\lambda = 6,09 \%$$

$\Delta\lambda$ повинна бути в межах 10%

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_e = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ кПа}$$

$$p_e = 591,5 \text{ кПа}$$

		.			ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Температура в кінці розширення.

$$T_{\varepsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_B = 1088,3 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{cp.\varepsilon} = \frac{T_{\varepsilon}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_{\varepsilon}} \right]$$

$$T_{cp.r} = 867,0 \text{ К}$$

де $K' = 1,4$; $K'' = 1,35$ - емпіричні коефіцієнти.

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_B}{\sqrt{\frac{P_B}{P_r}}}$$

$$T_r = 751,8 \text{ К}$$

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% = 0,24 \%$$

Перевірка:

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1252,92 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} \cdot 4,186$$

$$\eta_i = 0,44$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{М}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

$$g_i = 0,25 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \times V_{п.ср} \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Середня швидкість поршня.

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{п.р.} \times n}{30}, M/C$$

$S_{п.р.} = 0,22$ - хід поршня, м

$$V_{п.ср.} = 5,5 \text{ м/с}$$

$$P_m = 107,0 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{кПа}$$

$$P_{me} = 1145,89 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,91$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,400$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{g_i}{\eta_m}, M^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год}).$$

$$b_e = 0,270 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

$$B = b_e \times P_e, M^3 / \text{год}$$

$$B = 64,8 \text{ м}^3 / \text{год}$$

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e \times 10^3}{P_{me} \times n}, \text{л}$$

$Z = 4$ - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 33,51 \text{ л}$$

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{л}$$

$$V_s = 5,59 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

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

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,18 \text{ м}$$

$$m = 1,222222$$

$$d = 179,9 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 219,9 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 180 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 220 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 33,57 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}$$

$$V_s = 5,60 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3}, \text{ кВт}$$

$$P_{ep} = 240,4 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{еср}} \times 100\%$$

$$P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{еср} = 240,2 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,18 \%$$

Так як значення $\Delta P_e < 5\%$, то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний вірно.

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	240,4 кВт
частота обертання колінвалу	$n =$	750 хв-1
діаметр циліндру	$D =$	180 мм
хід поршня:	$S =$	220 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	33350 кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_r =$	64,8 $m^3 / год$
Індикаторний к.к.д.:	$h\eta_i =$	0,44
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,40
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	17,052 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	17,083 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	867,0 К
температура на початку стиску	$T_d =$	350,2 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC_v =$	24,55 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'_v =$	21,85 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1252,92 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{II} = Q_e + Q_B + Q_r + Q_M + Q_{н.в.}$$

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

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{II} = B \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_{II} = 600,4 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 240,4 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

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

$$q = 40,0 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 240 \text{ кВт}$$

Виравуємо похибку

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

$$\Delta = 0,18 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{T.II} + Q_{e.H.}$$

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

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

$Q_{e.H.}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насоса.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{CT} + W_{T.P.} + W_{eun}) \cdot Q_n$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,25 \quad 0,17$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01-0,07 \quad 0,05$$

$$Q_w = 132,1 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

де $a = 0,088$ $b = 0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

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

$$C_m = 5,5 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 152,9 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 91,74 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{ср.т.} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z)$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

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

$$V_s = 0,0056 \text{ м}^3$$

$$P_n = 19,2 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 19,2 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається через стінки втулки циліндру та утворюється при терті поршнів двигуна:

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 151,3 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_e \cdot C_{me} \cdot \Delta T_e}$$

$K = 1,2-1,5$ - коефіцієнт запасу.

$$K = 1,5$$

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

$C_{me} = 4,19 \text{ кДж/(кг*град)}$ - середня теплоємність води.

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

$$\Delta T_e = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0054 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_B \cdot \Delta P_e / \eta_{в.н.}$$

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

$\eta_{в.н.} = 0,6 - 0,7$ - к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{в.н.} = 0,6$$

$$P_{в.н.} = 0,88 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{в.н.} = 0,88 \text{ кВт}$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_e = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_e = 152,2 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_e = 25,35 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

$$Q_r = \frac{B_r}{36 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p'')^{T_{cp2}} \cdot T_{cp2} - M_1 \cdot (mC_p')^{T_d} \cdot T_d \right]$$

$mC_p'' = 8,314 + mC_p'v$ ізобарна теплоємність продуктів згорання

$mC_p' = 8,314 + mC_p'v$ ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p'' = 32,86 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$mC_p' = 30,17 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$Q_r = 246,4 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_r = Q_r / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_r = 41,04 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{MD} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_v$$

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0533$$

тоді

$$Q_{MD} = 32,0 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 11,9 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

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

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

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

$T_M = 6 - 15 \text{ K}$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$\Delta T_M = 8 \text{ K}$$

$$V_M = 0,0012 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

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

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

$$P_0 = 400000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,7 - 0,9$ -механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,7$$

$$P_{M.H.} = 0,68 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 0,7 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 12,6 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,09 \%$$

Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 51,2 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 8,53 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 1

Таблиця 1 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	240,4	40,0
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	152,2	25,4
теплота, яка виноситься випускними газами	246,4	41,0
теплота, яка відводиться маслом	12,6	2,1
невраховані теплові втрати	51,2	8,5
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	702,9	100,0

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,253 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,1900 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,370	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	10,500	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	11,180 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,250	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,000	Ступінь попереднього розширення.
$m_p =$	0,040 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.
$\xi =$	0,960	

Таблиця 2

Результати розрахунку.

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$	$P_{cp}, \text{МПа}$
1	4,762	119,0	11,180	279,5	6,418
1,25	3,508	87,7	8,459	211,5	4,951
1,5	2,732	68,3	6,735	168,4	4,002
1,75	2,212	55,3	5,554	138,9	3,342
2	1,842	46,1	4,701	117,5	2,858
3	1,057	26,4	2,832	70,8	1,775
4	0,713	17,8	1,976	49,4	1,264
5	0,525	13,1	1,495	37,4	0,970
6	0,409	10,2	1,191	29,8	0,782
7	0,331	8,3	0,982	24,5	0,651
8	0,276	6,9	0,831	20,8	0,555
9	0,235	5,9	0,717	17,9	0,483
9,5	0,218	5,4	0,670	16,8	0,452
$P_{mi}^D =$					1,305

Об'єм камери згорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ мм}$$

$$V_s = [AB] = 180 \text{ мм}$$

$$V_c = 18,947 \text{ мм}$$

Приведений робочий об'єм

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^{\mathcal{I}}|}{P_{mi \text{ ср}}} \times 100\%$$

$$P_{mi \text{ ср}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^{\mathcal{I}}}{2}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi \text{ ср}} = 1,279 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{mi} = 4,08$$

Похибка не перевищує 5%

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						31
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Побудова дійсної індикаторної діаграми.

$C', \text{ДоВМТ}$ точка подачі іскри.

$f, \text{ДоВМТ}$ Визначається кутом випередження запалювання точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ^\circ \text{ПКВ}$

$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$ кут після ВМТ, де тиск максимальний

$b', \text{ПісляВМТ}$ точка відкриття впускного клапану

$r', \text{ДоВМТ}$ точка відкриття впускного клапану

$r'', \text{ПісляВМТ}$ точка закриття впускного клапану

$d', \text{ДоВМТ}$ точка закриття впускного клапану

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

Z_d точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

$\lambda_L =$	0,268	Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB] =$	180	мм Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta\varphi_1 =$	10	$^\circ \text{ПКВ}$ Кут затримки згорання.
$P_r =$	0,195	МПа Тиск залишкових газів.
$m_p =$	0,040	МПа/мм Масштаб тиску.
$S =$	220	мм Хід поршня.
$P_c =$	4,762	МПа Тиск в кінці стиску.
$P_{\max} =$	11,180	МПа Максимальний тиск.

Таблиця 3 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

Позначка точки $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Постійна $X = (1 - \cos\phi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\phi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
$C', \text{ДоВМТ}$	15	0,043	3,9
$f, \text{ДоВМТ}$	5	0,005	0,4
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	10	0,019	1,7
$b', \text{ПісляВМТ}$	130	1,721	154,9
$r', \text{ДоВМТ}$	10	0,019	1,7
$r'', \text{ПісляВМТ}$	30	0,167	15,1
$d', \text{ДоВМТ}$	150	1,900	171,0

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 4,9 \quad \text{мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

$$P_c'' = (1.15 - 1.25) \times P_c$$

1,2 Число з інтервалу.

$$\begin{aligned} P_c'' &= 5,71 \quad \text{МПа} \\ P_c'' &= 142,9 \quad \text{мм} \end{aligned}$$

Максимальний тиск згорання.

для карбюраторних і газових двигунів: $P_{zd} = P_{\max} * 0,85$

$$\begin{aligned} P_{zd} &= 9,50 \quad \text{МПа} \\ P_{zd} &= 238 \quad \text{мм} \end{aligned}$$

Поправка Брікса

$$OO = \frac{R \cdot \lambda_L}{2}, \text{ мм}$$

$$OO' = 21,3 \quad \text{мм}$$

Масштаб переміщення

$$M_s = \frac{S}{AB}$$

$$M_s = 1,89$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 11,3 \quad \text{мм}$$

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						33
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

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

Вихідні дані:

d=	0,18	м - діаметр циліндра
s=	0,22	м - хід поршня
λ_L =	0,268	- кривошипно-шатунне відношення
r=	0,11	м - радіус кривошипа
n=	750	хв ⁻¹ - частота обертання
m_s =	15,0	кг - маса деталей, що рухаються зворотно-поступально
m_F =	1,00	кН/мм - масштаб сил
m_p =	0,05	МПа/мм масштаб тиску.

Кутова швидкість

$$\varpi = \frac{\pi \times n}{30}$$

$$\omega = 78,5 \quad \text{с}^{-1}$$

Площа днища поршня

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

$$A = 0,025 \quad \text{м}^2$$

Сила тиску газу

$$F_z = (P_c - P_a) \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

$$F_u = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_L \cos 2\varphi), H$$

Сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_z \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

$$F_n = F_d \times \operatorname{tg} \beta, H$$

Радіальна сила.

$$F_r = F_d \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Дотична сила.

$$F_{\kappa} = F_d \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються обертально.

$$F_{u_{об}} = -m_R r \omega^2, H$$

$$F_{иоб} = -6,7 \text{ кН}$$

$$F_{иоб} = -6,7 \text{ мм}$$

Маса деталей, що рухаються обертально

$$m_R = 9,87 \text{ кг}$$

Тиск газів в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$\text{для } \varphi = 10 \dots 180^\circ \quad P_{\kappa} = P_d$$

$$\text{для } \varphi = 190 \dots 350^\circ \quad P_{\kappa} = P_d \left(\frac{V_a}{V_f} \right)^{n_1}$$

$$\text{для } \varphi = 360^\circ \quad P_{\kappa} = \frac{P_{\max} + P_c}{2}$$

$$\text{для } \varphi = 370^\circ \quad P_{\kappa} = P_{\max}$$

$$\text{для } \varphi = 380 \dots 530^\circ \quad P_{\kappa} = P_{\max} \left(\frac{V_c \cdot \rho}{V_f} \right)^{n_1}$$

$$\text{для } \varphi = 540^\circ \quad P_{\kappa} = \frac{P_b + P_d}{2}$$

$$\text{для } \varphi = 550 \dots 720^\circ \quad P_{\kappa} = P_r$$

Робочий об'єм

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S = 0,00560 \text{ м}^3$$

Об'єм камери сгорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} = 0,00070 \text{ м}^3$$

Повний об'єм

$$V_a = V_s + V_c = 0,006295 \text{ м}^3$$

Перемінний об'єм циліндра в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$V_f = A r \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} (1 - \cos \varphi) \right] + V_c, \text{ м}^3$$

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Таблиця 4

Результати динамічного розрахунку.

φ	V_f	F_r	F_i	F_d	F_N	F_r	F_k	F_r	F_i	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	МЗ	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН	кН
0	0,0007	2,256	-12,893	-10,637	0,000	-10,637	0,000	2,26	-12,89	-10,64	0,00	-10,64	0,00
10	0,0008	2,256	-12,574	-10,318	-0,478	-10,078	-2,265	2,26	-12,57	-10,32	-0,48	-10,08	-2,27
20	0,0009	2,256	-11,642	-9,386	-0,847	-8,524	-4,022	2,26	-11,64	-9,39	-0,85	-8,52	-4,02
30	0,0012	2,256	-10,168	-7,912	-1,025	-6,317	-4,883	2,26	-10,17	-7,91	-1,03	-6,32	-4,88
40	0,0015	2,256	-8,262	-6,006	-0,978	-3,926	-4,665	2,26	-8,26	-6,01	-0,98	-3,93	-4,67
50	0,0019	2,256	-6,062	-3,807	-0,720	-1,835	-3,429	2,26	-6,06	-3,81	-0,72	-1,84	-3,43
60	0,0024	2,256	-3,721	-1,465	-0,306	-0,430	-1,444	2,26	-3,72	-1,47	-0,31	-0,43	-1,44
70	0,0029	2,256	-1,390	0,866	0,192	0,084	0,891	2,26	-1,39	0,87	0,19	0,08	0,89
80	0,0034	2,256	0,795	3,051	0,699	-0,292	3,150	2,26	0,80	3,05	0,70	-0,29	3,15
90	0,0039	2,256	2,725	4,981	1,153	-1,386	4,981	2,26	2,72	4,98	1,15	-1,39	4,98
100	0,0043	2,256	4,326	6,582	1,508	-2,917	6,169	2,26	4,33	6,58	1,51	-2,92	6,17
110	0,0048	2,256	5,565	7,821	1,733	-4,587	6,653	2,26	5,56	7,82	1,73	-4,59	6,65
120	0,0052	2,256	6,446	8,702	1,815	-6,149	6,498	2,26	6,45	8,70	1,81	-6,15	6,50
130	0,0055	2,256	7,009	9,265	1,752	-7,444	5,848	2,26	7,01	9,26	1,75	-7,44	5,85
140	0,0058	2,256	7,316	9,572	1,558	-8,408	4,870	2,26	7,32	9,57	1,56	-8,41	4,87
150	0,006	2,256	7,443	9,699	1,257	-9,055	3,714	2,26	7,44	9,70	1,26	-9,06	3,71
160	0,0062	2,256	7,467	9,723	0,878	-9,443	2,484	2,26	7,47	9,72	0,88	-9,44	2,48
170	0,0063	2,256	7,453	9,709	0,450	-9,640	1,240	2,26	7,45	9,71	0,45	-9,64	1,24
180	0,0063	2,256	7,443	9,699	0,000	-9,699	0,000	2,26	7,44	9,70	0,00	-9,70	0,00
190	0,0063	2,289	7,453	9,742	-0,452	-9,672	-1,245	2,29	7,45	9,74	-0,45	-9,67	-1,24
200	0,0062	2,390	7,467	9,858	-0,890	-9,573	-2,519	2,39	7,47	9,86	-0,89	-9,57	-2,52
210	0,006	2,568	7,443	10,011	-1,297	-9,347	-3,833	2,57	7,44	10,01	-1,30	-9,35	-3,83
220	0,0058	2,836	7,316	10,151	-1,652	-8,918	-5,165	2,84	7,32	10,15	-1,65	-8,92	-5,17
230	0,0055	3,215	7,009	10,224	-1,933	-8,215	-6,454	3,22	7,01	10,22	-1,93	-8,21	-6,45
240	0,0052	3,740	6,446	10,186	-2,124	-7,198	-7,606	3,74	6,45	10,19	-2,12	-7,20	-7,61

Продовження таблиці 4

250	0,0048	4,460	5,565	10,025	-2,222	-5,880	-8,528	4,46	5,56	10,02	-2,22	-5,88	-8,53
260	0,0043	5,450	4,326	9,776	-2,239	-4,332	-9,163	5,45	4,33	9,78	-2,24	-4,33	-9,16
270	0,0039	6,827	2,725	9,552	-2,211	-2,657	-9,552	6,83	2,72	9,55	-2,21	-2,66	-9,55
280	0,0034	8,775	0,795	9,570	-2,192	-0,917	-9,880	8,78	0,80	9,57	-2,19	-0,92	-9,88
290	0,0029	11,588	-1,390	10,198	-2,260	0,994	-10,491	11,59	-1,39	10,20	-2,26	0,99	-10,49
300	0,0024	15,747	-3,721	12,025	-2,508	3,528	-11,849	15,75	-3,72	12,03	-2,51	3,53	-11,85
310	0,0019	22,029	-6,062	15,966	-3,019	7,697	-14,384	22,03	-6,06	15,97	-3,02	7,70	-14,38
320	0,0015	31,624	-8,262	23,362	-3,802	15,270	-18,146	31,62	-8,26	23,36	-3,80	15,27	-18,15
330	0,0012	45,997	-10,168	35,829	-4,642	28,606	-22,110	46,00	-10,17	35,83	-4,64	28,61	-22,11
340	0,0009	65,592	-11,642	53,950	-4,869	48,998	-23,118	65,59	-11,64	53,95	-4,87	49,00	-23,12
350	0,0008	86,013	-12,574	73,439	-3,404	71,729	-16,122	86,01	-12,57	73,44	-3,40	71,73	-16,12
360	0,0007	202,733	-12,893	189,840	0,000	189,840	0,000	202,73	-12,89	189,84	0,00	189,84	0,00
370	0,0008	284,351	-12,574	271,777	12,598	265,450	59,663	284,35	-12,57	271,78	12,60	265,45	59,66
380	0,0009	195,101	-11,642	183,459	16,557	166,619	78,615	195,10	-11,64	183,46	16,56	166,62	78,62
390	0,0012	138,278	-10,168	128,110	16,598	102,285	79,057	138,28	-10,17	128,11	16,60	102,28	79,06
400	0,0015	96,598	-8,262	88,336	14,378	57,740	68,616	96,60	-8,26	88,34	14,38	57,74	68,62
410	0,0019	68,775	-6,062	62,712	11,859	30,233	56,496	68,77	-6,06	62,71	11,86	30,23	56,50
420	0,0024	50,558	-3,721	46,837	9,768	13,740	46,150	50,56	-3,72	46,84	9,77	13,74	46,15
430	0,0029	38,499	-1,390	37,109	8,224	3,618	38,174	38,50	-1,39	37,11	8,22	3,62	38,17
440	0,0034	30,342	0,795	31,137	7,133	-2,984	32,143	30,34	0,80	31,14	7,13	-2,98	32,14
450	0,0039	24,693	2,725	27,418	6,347	-7,627	27,418	24,69	2,72	27,42	6,35	-7,63	27,42
460	0,0043	20,699	4,326	25,025	5,733	-11,089	23,456	20,70	4,33	25,03	5,73	-11,09	23,46
470	0,0048	17,827	5,565	23,392	5,184	-13,721	19,900	17,83	5,56	23,39	5,18	-13,72	19,90
480	0,0052	15,740	6,446	22,187	4,627	-15,678	16,567	15,74	6,45	22,19	4,63	-15,68	16,57
490	0,0055	14,219	7,009	21,228	4,014	-17,056	13,399	14,22	7,01	21,23	4,01	-17,06	13,40
500	0,0058	13,118	7,316	20,434	3,326	-17,950	10,397	13,12	7,32	20,43	3,33	-17,95	10,40
510	0,006	12,342	7,443	19,785	2,563	-18,472	7,576	12,34	7,44	19,78	2,56	-18,47	7,58
520	0,0062	11,827	7,467	19,294	1,741	-18,738	4,930	11,83	7,47	19,29	1,74	-18,74	4,93
530	0,0063	11,533	7,453	18,985	0,880	-18,850	2,426	11,53	7,45	18,99	0,88	-18,85	2,43

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ

Лист

37

Продовження таблиці 4

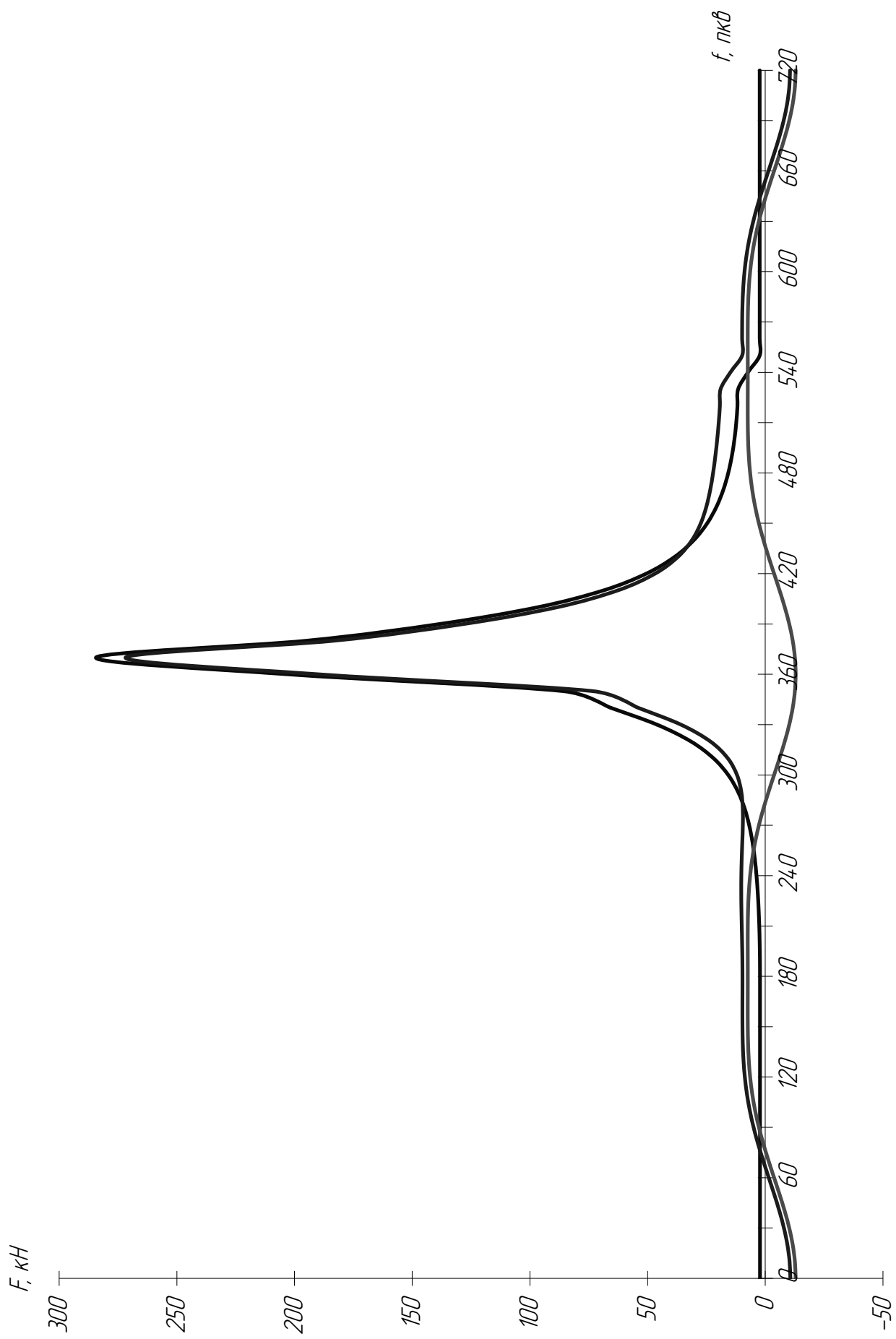
540	0,0063	7,362	7,443	14,805	0,000	-14,805	0,000	7,36	7,44	14,80	0,00	-14,80	0,00
550	0,0063	2,383	7,453	9,836	-0,456	-9,766	-1,257	2,38	7,45	9,84	-0,46	-9,77	-1,26
560	0,0062	2,383	7,467	9,850	-0,889	-9,566	-2,517	2,38	7,47	9,85	-0,89	-9,57	-2,52
570	0,006	2,383	7,443	9,826	-1,273	-9,174	-3,762	2,38	7,44	9,83	-1,27	-9,17	-3,76
580	0,0058	2,383	7,316	9,699	-1,579	-8,520	-4,935	2,38	7,32	9,70	-1,58	-8,52	-4,94
590	0,0055	2,383	7,009	9,392	-1,776	-7,546	-5,928	2,38	7,01	9,39	-1,78	-7,55	-5,93
600	0,0052	2,383	6,446	8,829	-1,841	-6,239	-6,593	2,38	6,45	8,83	-1,84	-6,24	-6,59
610	0,0048	2,383	5,565	7,948	-1,762	-4,662	-6,761	2,38	5,56	7,95	-1,76	-4,66	-6,76
620	0,0043	2,383	4,326	6,709	-1,537	-2,973	-6,289	2,38	4,33	6,71	-1,54	-2,97	-6,29
630	0,0039	2,383	2,725	5,108	-1,182	-1,421	-5,108	2,38	2,72	5,11	-1,18	-1,42	-5,11
640	0,0034	2,383	0,795	3,178	-0,728	-0,305	-3,281	2,38	0,80	3,18	-0,73	-0,30	-3,28
650	0,0029	2,383	-1,390	0,993	-0,220	0,097	-1,022	2,38	-1,39	0,99	-0,22	0,10	-1,02
660	0,0024	2,383	-3,721	-1,338	0,279	-0,393	1,319	2,38	-3,72	-1,34	0,28	-0,39	1,32
670	0,0019	2,383	-6,062	-3,679	0,696	-1,774	3,315	2,38	-6,06	-3,68	0,70	-1,77	3,31
680	0,0015	2,383	-8,262	-5,879	0,957	-3,843	4,566	2,38	-8,26	-5,88	0,96	-3,84	4,57
690	0,0012	2,383	-10,168	-7,785	1,009	-6,216	4,804	2,38	-10,17	-7,78	1,01	-6,22	4,80
700	0,0009	2,383	-11,642	-9,259	0,836	-8,409	3,968	2,38	-11,64	-9,26	0,84	-8,41	3,97
710	0,0008	2,383	-12,574	-10,191	0,472	-9,953	2,237	2,38	-12,57	-10,19	0,47	-9,95	2,24
720	0,0007	2,383	-12,893	-10,509	0,000	-10,509	0,000	2,38	-12,89	-10,51	0,00	-10,51	0,00

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ

Лист

38

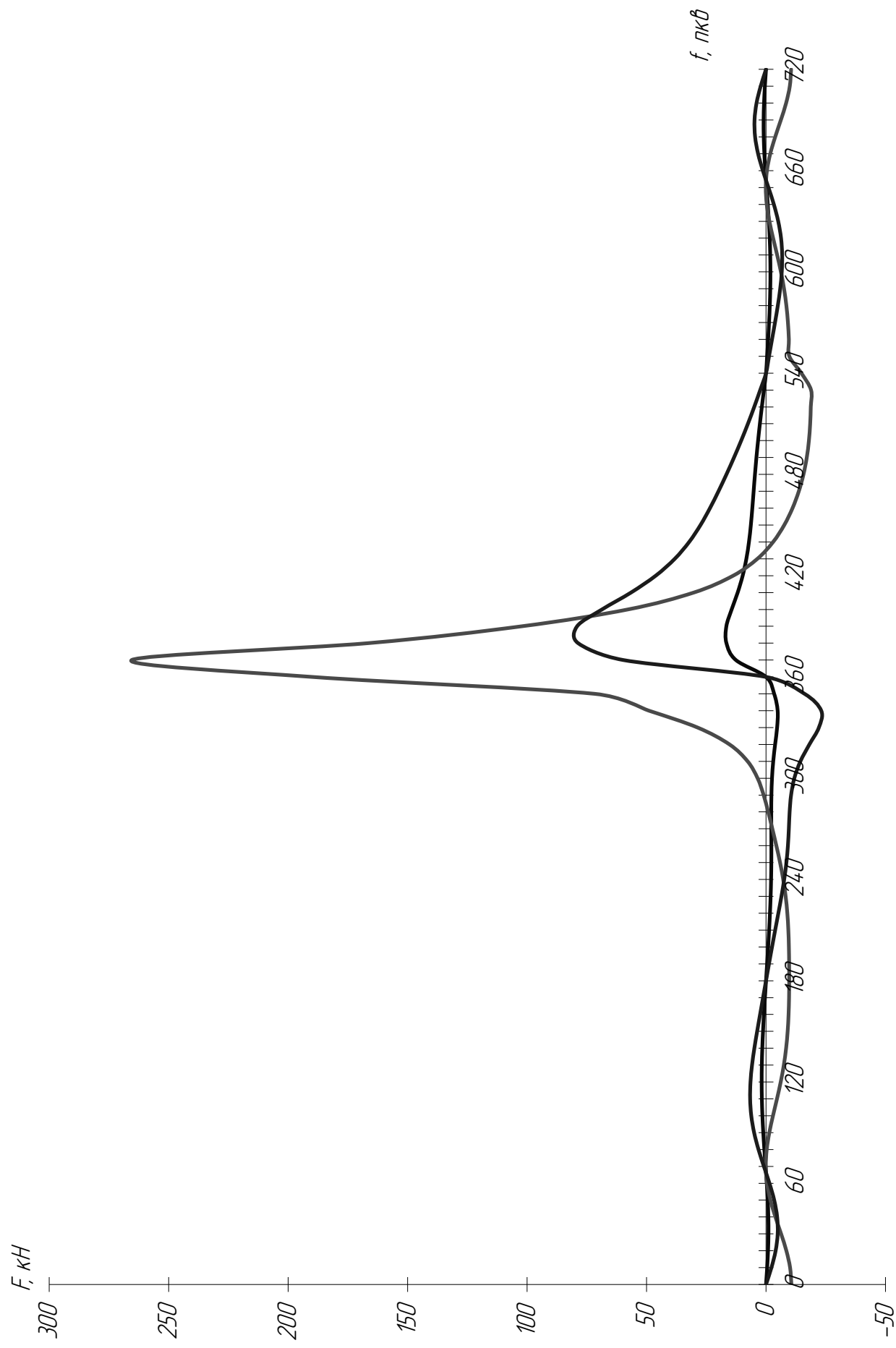


Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ

Лист

39



2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна. Таблиця 2.2

№п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння, у%
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	225	240,2	6,6
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	810	1146	37
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,392	0,4	2,0
4	Механічний ККД	η_m	-	0,87	0,91	4,4
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	МДж	6,928	9,005	23
6	Діаметр циліндру	D	мм	180	180	0,0
7	Хід поршня	S	мм	220	220	0,0

Для порівняння кількості тепла, що використана проектованим двигуном та прототипом було зроблено перерахунок питомої ефективної витрати палива:

1. У дизельного двигуна

$$b_e = 0,158 \cdot 42500 = 6,928 \text{ МДж}$$

2. У проектного двигуна

$$b_e = 0,270 \cdot 33350 = 9,005 \text{ МДж}$$

Відповідно завдання на проектування передбачалось збільшення ефективної потужності проектного двигуна на 15 кВт. Згідно отриманих результатів, наведених у таблиці 2.1 видно що, реальне зростання ефективної потужності дорівнює 15,2 кВт, що у відсотковому співвідношенні сягає 6,6%.

Крім того, відповідно завдання змінено вид палива, що використовується двигуном. Використання природного газу потребує зменшення тиску в камері згоряння для уникнення явищ детонації. Відповідно табл. 2.2 середній ефективний тиск збільшився на 37%, що є наслідком збільшення питомої

ефективної витрати палива на 23%. Результати таблиці 2.2 показують збільшення ефективного ККД двигуна, що проектується, на 2% у порівнянні з прототипом.

Збільшення питомої ефективної витрати палива можна пояснити збільшенням ефективної потужності проектного двигуна, а також зміною виду палива у порівнянні з прототипом. Але кількість теплоти, що виділяється при згорянні палива в циліндрі проектного двигуна є більшою на 23%, що й дозволило збільшити потужність за умови незмінності геометрії циліндру та частоти обертання колінчастого валу

Також необхідно відмітити збільшення механічного ККД проектного двигуна на 4%.

Все вище зазначене дозволяє зробити висновок про необхідність застосування додаткових конструкторських рішень, направлених на збільшення міцності деталей кривошипно-шатунного механізму. Зазначені рішення описано в розділі 3 даної дипломної роботи.

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						42
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.

Рухомими деталями КШМ є деталі шатунно-поршневої групи. Взаємне розташування деталей шатунно-поршневої групи різних двигунів показано на рис. 3.1. Рухомі деталі КШМ дизельного двигуна наведені на рис. 3.1а, а ДВЗ із іскровим запалюванням на рис. 3.1б та в.

В шатунно-поршневій групі рухомих деталей КШМ прийнято виділяти поршкову групу. До поршкової групи відносяться: поршень, поршкові кільця й поршковий палець. Ці деталі працюють в умовах високих механічних і термічних навантажень, тому їхня надійність визначає надійність і ресурс двигуна в цілому.

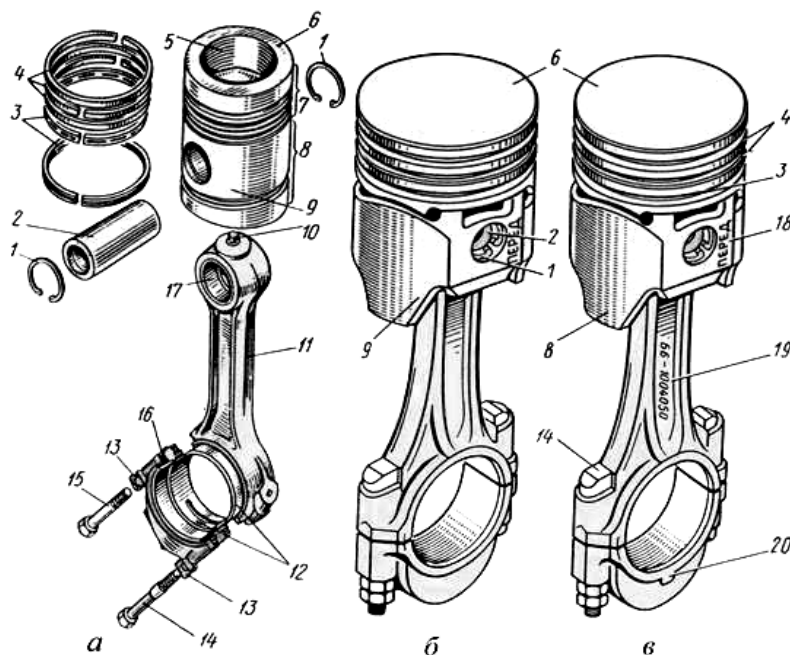


Рисунок 3.1 - Шатунно-поршневі групи КШМ різних ДВЗ:

1 – стопорне кільце поршневого пальця; 2 – поршковий палець; 3 – мастилознімальне кільце; 4 – компресійні кільця; 5 – камера згоряння; 6 – днище поршня; 7 – головка поршня; 8, 9 – спідниця поршня; 10 – верхня головка шатуна; 11 – шатун; 12 – шатунні вкладки; 13, 14, 15 – шатунні болти; 16 – кришка нижньої головки шатуна; 17 – втулка верхньої головки шатуна; 18, 19, 20 – мітки й позначення на поршні й шатуні; 21 – гайка; 22 – шплінт

Шатун передає зусилля від поршневого пальця на шатунну шийку КВ. Різні ділянки шатуна здійснюють у просторі складний рух. Верхня головка рухається поступально, повертаючись на деякий кут щодо осі поршневого пальця. Нижня головка обертається разом із шатунною шийкою КВ, а стержень шатуна робить коливальні рухи щодо осі поршневого пальця. На шатун діють знакозмінні несиметричні циклічні навантаження, у зв'язку з чим, основною характеристикою на витривалість є міцність при циклічних навантаженнях. Крім цього шатун повинен мати високу жорсткість та малу вагу. Загальний вид шатуна в зібраному вигляді представлений на рис. 3.2.

Шатун складається зі стержня, верхньої й нижньої головок. Нижня головка шатуна роз'ємна. У більшості шатунів роз'єднання нижньої головки шатуна виконано прямим по площині перпендикулярній осі шатуна. Іноді, з метою забезпечення монтажу, рознімання нижньої головки виконують під кутом до осі стержня шатуна, який з метою підвищення жорсткості має двотавровий перетин (рис. 3.3).

Радіус переходу верхньої головки до стержня повинен бути якомога більшим. Сприятливе співвідношення досягається, якщо діаметр верхньої головки дорівнює ширині стержня. Стержень має поперечний перетин, і розширюється до нижньої головки, плавно переходячи у нижню головку. Середина нижньої головки та відповідно кришка мають збільшені перетини.

Матеріалами для шатунів є марганцевисті, хромисті, хромонікелеві або хромомолібденові сталі зі змістом вуглецю 0,3% – 0,45%. Заготовки шатунів виготовляють штампуванням із проміжною термообробкою для зміцнення за умови збереження незначної твердості та високої в'язкості та пластичності.

Якщо габаритна ширина нижньої головки шатуна менше діаметра циліндра, то рознімання головки має прямий плоский стик по шліфованих поверхнях. На деяких шатунах застосовують крихкий злам лінії рознімання нижньої головки шатуна, що дає практично ідеальне центрування кришки

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						44
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

нижньої головки шатуна. Іноді кришку центрують за допомогою трикутних шліців (рис. 3.4, б).

Центрування кришок нижньої головки шатуна має особливе значення для забезпечення оптимального режиму роботи шатуна з колінчатим валом. Існують різні варіанти з'єднання нижньої головки шатуна (рис. 3.5, а) – болт запресований в отвір, центрування кришки по циліндричному пояску болта; (рис. 3.5, б) – те ж, але натяг в отворі забезпечений накаткою болта; (рис. 3.5, в) – стягування кришки болтом з гайкою й центрування кришки по втулці; г – те саме, але болт без гайки; д – болт без гайки, центрування кришки по циліндричному пояску болта; е – те саме, але центрування кришки по штифтах.

Широко застосовується центрування кришки відносно циліндричних поясків, болтів, при цьому болти мають фіксацію в шатуні за допомогою гладкої посадки з невеликим натягом або накатки верхньої частини стрижня. Головка цих болтів фігурна (звичайно овальна), або може бути круглою. Іноді зустрічається з'єднання кришки болтами із центруванням по втулках.

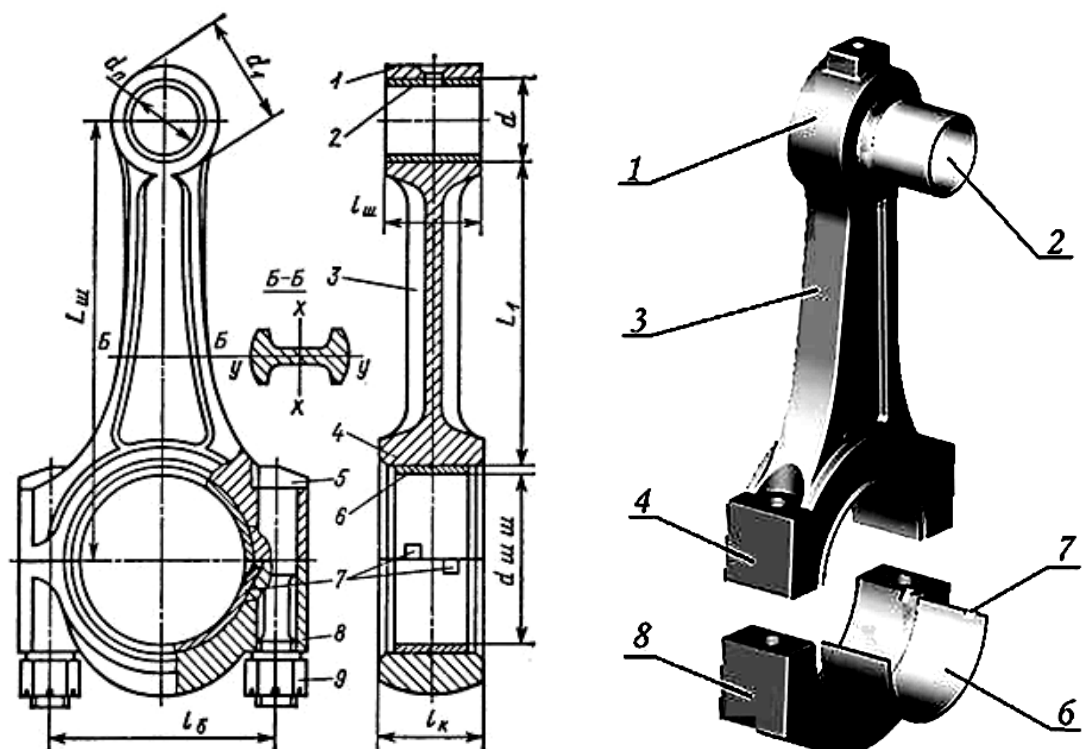


Рисунок 3.2 - Загальний вигляд шатуна:

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

1 – верхня головка шатуна; 2 – втулка верхньої головки шатуна; 3 – стрижень шатуна; 4 – нижня головка шатуна; 5 – шатунний болт; 6 – шатунні вкладиші; 7 – замки шатунних вкладишів; 8 – кришка нижньої головки шатуна

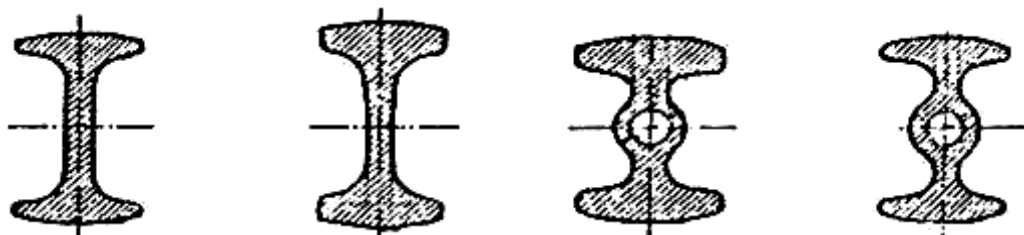


Рисунок 3.3 - Варіанти перетинів стержня шатуна

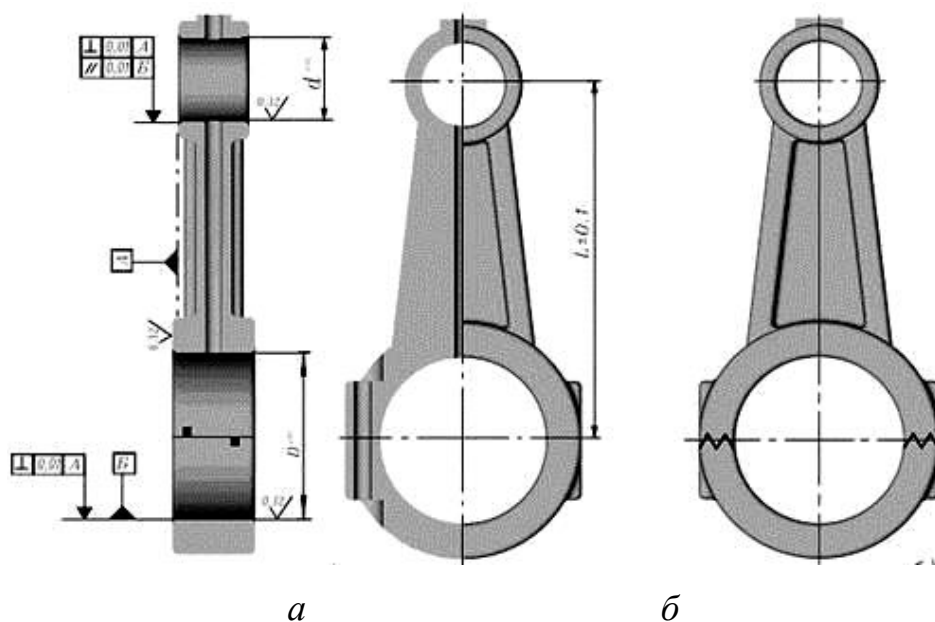


Рисунок 3.4 - Шатуни із прямим розніманням нижньої головки:

a – вимоги до розмірів і поверхонь; *б* – центрування кришки відносно трикутних шліців

Дуже рідко застосовується центрування за допомогою штифтів.

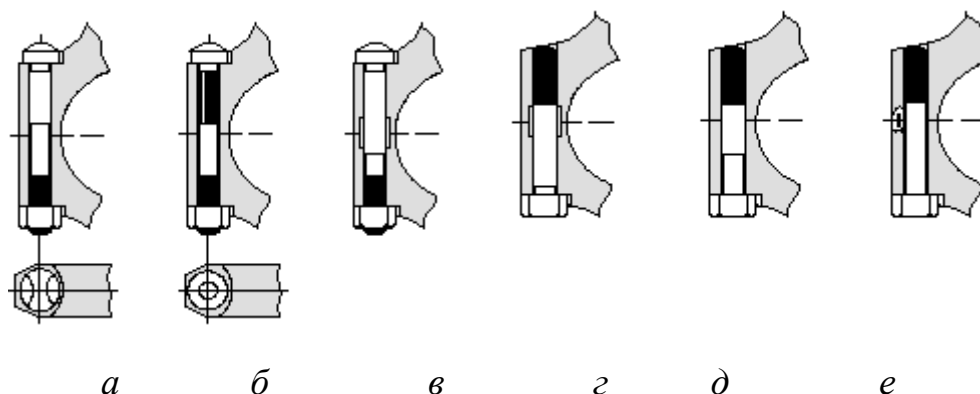


Рисунок 3.5 - Варіанти з'єднання кришки зі стержнем шатуна

Похиłe рознїмання нижньої головки шатуна (рис. 3.6), зумовлене необхідним співвідношенням більшого розміру нижньої головки шатуна та малого розміру циліндра, що характерно, насамперед, для дизельних двигунів. Кришки в таких шатунах центрують по шліцах. Це, в свою чергу, перешкоджає виникненню зусиль, що зрізують шатунні болти.

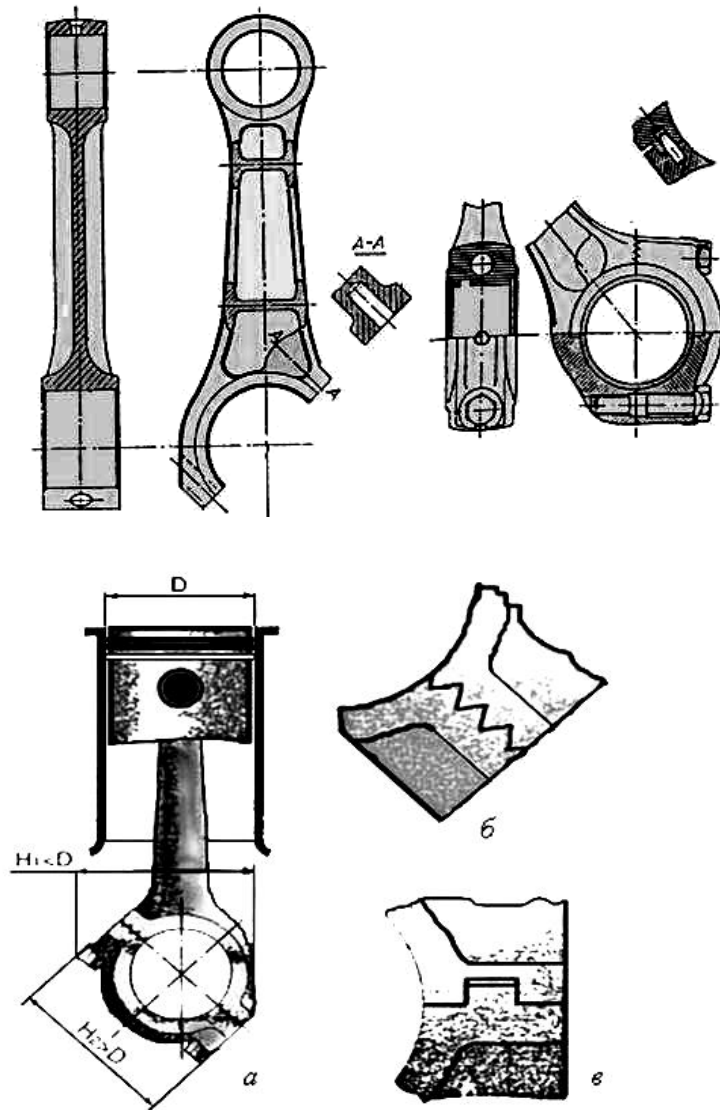


Рисунок 3.6 - Косий стик кришки шатуна зі стержнем:

а – збільшений діаметр шатунної шийки в порівнянні з діаметром циліндра – косий стик кришки дозволяє зібрати шатун, опустивши його в циліндр; б – трикутні шліци; в – прямокутні шліци

Іноді в конструкції шатунів передбачені канали й отвори для подачі змащення. Варіанти виконання цих елементів показані на рис. 3.7.

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Бічні поверхні (площини) нижньої або верхньої головки шатуна призначені для обмеження осьового переміщення шатуна. Вони також є технологічною базою для обробки.

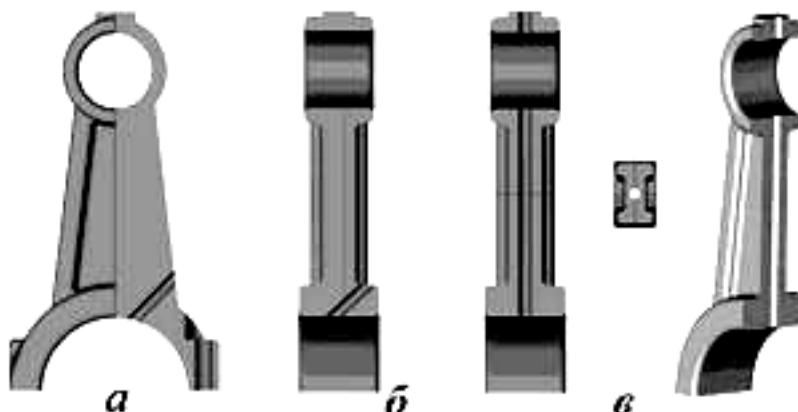


Рисунок 3.7 - Варіанти подачі змащення в шатунах:

а – осьова подача змащення на циліндр у зону дії бічної сили; б – зміщена подача змащення на циліндр; в – подача змащення до верхньої головки шатуна

Поршнева головка (рис. 3.8) має геометричну форму та розміри, що визначаються типом її з'єднання з поршневим пальцем (плаваючим або затисненим). Плаваючий палець встановлюється у верхню головку шатуна, яка має тонкостінну бронзову втулку (іноді без втулки). Затиснений палець фіксують за допомогою гарантованого температурного натягу при складанні. Іноді верхня головка може бути рознімною з болтовим з'єднанням для затягування.

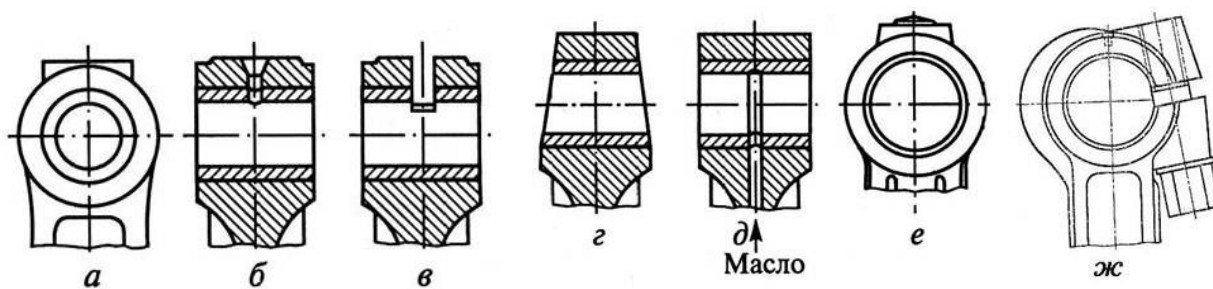


Рисунок 3.8 - Поршневі головки шатунів бензинових ДВЗ (а-в) та дизелів (г-ж)

Матеріал: стержня шатуна — вуглецева і легована сталь; вставних втулок поршневих підшипників тронкових дизелів — сталь 10, 15(їх заливають

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

свинцевою бронзою БрСЗО або відливають цілком з олов'янистої бронзи Брос-8-12, БрОФЮ-1); вкладишів кривошипних підшипників - сталь 15 і 20 (їх заливають високоолов'янистим бабітом, а у форсованій СОД і ВОД - свинцевистою бронзою); шатунові болти виковують або штамнують з катаної або тягнутої сталі (для запобігання розриву подовжніх волокон). Болти МОД виготовляють з вуглецевої сталі, болти ВОД і СОД - із легованої сталі. Масло в поршневий підшипник найчастіше підводиться по свердлінню в шатуні. Для підведення масла до робочої поверхні втулки зазвичай проточують зовнішню кільцеву або напівкільцеву канавку, з якої по радіальних отворах масло поступає в холодильник. Розподіл масла по довжині підшипника в чотиритактних дизелях здійснюється по холодильниках.

Стержень (тіло) шатуна може мати різну форму поперечного перерізу : кругле і двотаврове. У шатунів двотаврового перерізу жорсткість і міцність більш висока при меншій масі. Найбільший момент, що вигинає, діє в перерізі шатуна, розташованому ближче до нижньої голівки. Тому для збільшення її жорсткості у ВОД переріз тіла шатуна часто поступово збільшують від верхньої голівки до нижньої (шатун рівного опору).

3.1.1 Конструкція шатуна базового двигуна.

Шатун має верхню головку, стрижень і нижню (шатунну) головку. Стрижень шатуна двотаврового перетину має глухий некрізний центральний отвір і два бічних свердління в нижній головці для підведення змащення до головного підшипника. У верхню головку запресована бронзова втулка, що стопориться гвинтом. Нижня головка шатуна рознімна, скріплюється двома болтами що стопоряться сталевими відпаленим дротом. У нижній головці розміщені верхній і нижній вкладиші однакових типорозмірів з біметалічної смуги, плакованої сплавом АСМ.

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Розрахунок проектного шатуна на міцність.

3.2.1 Пропозиції щодо удосконалення проектного вузла.

Темою дипломного проекту є розрахунок 4-тактного газового двигуна потужністю $P_e = 240$ кВт з розробкою конструкції шатуна. Проектований двигун планується встановлювати на пасажирському теплоході типу "ОМ". Виробництво теплоходів такого типу відбувалось до 70-х років минулого сторіччя. В теперішній час їх конструкція є застарілою і не відповідає вимогам, що висуваються до круїзних суден. В той самий час, значна кількість теплоходів зберігає працездатність. З метою подальшої експлуатації суден пропонується їх перебудова. Для здійснення запропонованого проекту необхідно зменшити розміри (висоту) приміщення, в якому розташовано двигуни. На проектованому двигуні пропонується встановити шатун морського типу. У головці морського типу антифрикційний сплав заливається безпосередньо в тіло нижньою і верхньою половин кривошипного підшипника. Для регулювання ступеня стиску між голівкою і п'ятою шатуна встановлюють «компресійне» прокладок. Для забезпечення співвісності тіла шатуна і кривошипної головки і розвантаження шатунових болтів від бічних сил передбачають виступ, що центрує, на верхній половині головки. Кришку підшипника центрують шатуновими болтами. Набір латунних прокладок в роз'ємі підшипника служить для регулювання масляного проміжку. Для закріплення шатунових болтів після зняття їх гайок служать стопорні болти, які одночасно є запобіжними та запобігають випаданню шатунового болта у разі його обриву. Застосування такого шатуна дає змогу при поточному ремонті не розбирати шатунний підшипник, шатун можна виймати разом з поршнем без втулки циліндра.

Переваги шатуна морського типу: можливість заміни всієї головки, регулювання ступеня стиску, підвищення жорсткості колінчастого вала за

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

рахунок збільшення діаметра його шийок; зручність монтажу і демонтажу шатуна.

Недоліки: значна маса підшипника ускладнює його перезаливку, наявність двох роз'ємів і прокладок знижує жорсткість.

3.2.2 Розрахунок на міцність проектного шатуна

Шатуни служать для перетворення прямолінійного зворотно-поступального руху поршня в обертальний рух колінчастого валу і передачі йому сил тиску газів і інерції поступально мас, що рухаються і обертаються. Навантаження шатунів визначаються дією сил тиску газів P_g і сил інерції P_j мас, що рухаються поступально і обертаються. Нижня частина верхньої голівки шатуна і верхня частина нижньої голівки піддаються стисканню сумарною силою $P = P_g \pm P_j$, а стержень стисканню і поздовжньому згинанню. Крім того, в 4-х тактном двигуні при зміні знаку сумарної сили за рахунок зміни напрямку сили інерції мас, що рухаються поступально, P_j , верхня частина верхньої голівки шатуна піддається стисканню, розтягання і згинанню, стержень шатуна — розтягання, нижня частина голівки - стисканню і згинанню.

До конструкції шатунів пред'являють наступні основні вимоги: висока жорсткість і міцність голівок шатуна і його стержня при можливо меншій масі (для зменшення сил інерції); габарити нижньої голівки (у тронкових дизелях) повинні дозволяти демонтаж шатуна разом з поршнем через циліндр; висока втомна міцність, податливість (пружність) і рівнозначна міцність шатунових болтів.

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						51
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2. Розрахунок проектного шатуна на міцність

Розрахунок виконано в програмі Microsoft Excel

Вихідні дані для розрахунку

1. Діаметр поршня	$D =$	0,18	м
2. Хід поршня	$S =$	0,22	м
3. Частота обертання колінчастого валу	$n =$	750	хв^{-1}
4. Максимальний тиск згоряння	$p_{\max} =$	11,18	МПа
5. Маса поршневої групи	$m_{\Pi} =$	31	кг
6. Маса шатунної групи	$m_{\text{ш}} =$	37	кг
7. Конструктивні розміри шатуна:			
- довжина шатуна $L = (1,5 \dots 2,5)S$	$L =$	0,55	м
- діаметр отвору верхньої головки шатуна (діаметр поршневого пальця) $d_{\Pi} = (0,4 \dots 0,5)D$	$d_{\Pi} =$	0,09	м
- зовнішній діаметр втулки верхньої головки шатуна $d = (1,1 \dots 1,25)d_{\Pi}$	$d =$	0,1125	м
- зовнішній діаметр верхньої головки шатуна $d_{\Gamma} = (1,3 \dots 1,8)d_{\Pi}$	$d_{\Gamma} =$	0,117	м
- довжина поршневої головки шатуна $l_{\text{ш}} = (0,33 \dots 0,45)D$	$l_{\text{ш}} =$	0,081	м
- діаметр отвору нижньої головки шатуна (діаметр шатунної шийки) $d_{\text{ш.ш.}} = (0,6 \dots 0,75)D$	$d_{\text{ш.ш.}} =$	0,135	м
- довжина кривошипної головки шатуна $l_{\text{к}} = (0,45 \dots 0,70)d_{\text{ш.ш.}}$	$l_{\text{к}} =$	0,0945	м
- кут поміж площиною роз'єму кривошипної головки та вісью шатуна	$\beta =$	90	°
- відстань поміж шатунними болтами $c = (1,15 \dots 1,4)d_{\text{ш.ш.}}$	$c =$	0,15525	м
- товщина стінки вкладиша шатуна $t_{\text{в}} = (0,03 \dots 0,05)d_{\text{ш.ш.}}$	$t_{\text{в}} =$	0,00675	м
- висота поперечного перерізу стержня шатуна (двотавра) $h = (0,45 \dots 0,55)d_{\Gamma}$	$h =$	0,06435	м

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

- ширина поперечного перерізу стержня шатуна (полки двотавра) $b = (0,60 \dots 0,85)h$

$$b = 0,0547 \text{ м}$$

- товщина стінки двотавра $a = (0,5 \dots 0,6)b$

$$a = 0,02735 \text{ м}$$

- товщина полки двотавра $t = (0,4 \dots 0,5)b$

$$t = 0,02188 \text{ м}$$

8. Матеріал з якого виготовлений шатун - механічні властивості сталі 45:

Сталь 45 ГОСТ1050-84

- границя міцності

$$\sigma_B = 750 \text{ МПа}$$

- границя текучести

$$\sigma_T = 350 \text{ МПа}$$

- границя витривалості при згинанні

$$\sigma_{-1} = 350 \text{ МПа}$$

- границя витривалості при розтягуванні

$$\sigma_{-1P} = 320 \text{ МПа}$$

- коефіцієнт приведення циклу при розтягуванні

$$\alpha_\sigma = 0,23$$

- модуль пружності для сталі

$$E_{ш} = 220000 \text{ МПа}$$

- коефіцієнт лінійного розширення для сталі

$$\alpha_{ш} = 1,2 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

9. Матеріал з якого виготовлена втулка верхньої головки шатуна

Бронза БрАЖ-9-4-Л

- модуль пружності для бронзи

$$E_B = 115000 \text{ МПа}$$

- коефіцієнт лінійного розширення для бронзи

$$\alpha_{ш} = 0,00002 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

10. Монтажний натяг посадки бронзової втулки $\Delta = 0,02 \dots 0,06 \text{ мм}$

$$\Delta = 0,04 \text{ мм}$$

11. Температура верхньої головки шатуна при роботі двигуна $t = 100 \dots 130 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$t = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$$

12. Коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,25 \dots 0,30$

$$\mu = 0,3$$

3.2.1. Розрахунок верхньої головки шатуна (переріз I-I)

1. Кутова швидкість обертання колінчастого валу

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

$$\omega = 78,525 \text{ рад/с}$$

2. Радіус кривошипу $R = S/2$

$$R = 0,11 \text{ м}$$

3. Кривошипне відношення

$$\lambda = R/L$$

$$\lambda = 0,200$$

4. Товщина стінки верхньої головки

$$h_r = 0,5(d_r - d)$$

$$h_r = 0,00225 \text{ м}$$

4. Максимальне напруження пульсуючого циклу в перерізі I-I верхньої головки від сили інерції маси комплекта поршня

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

$$\sigma_{\max} = 69,22 \text{ МПа}$$

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

$$\varepsilon_M = 0,75$$

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

$$\varepsilon_n = 0,7$$

7. Ефективний коефіцієнт концентрації в перерізі I-I

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

$$K_\sigma = 1,263$$

8. Амплітудне та середнє напруження циклу

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

$$\sigma_m = 34,61 \text{ МПа}$$

9. Запас міцності в перерізі I-I визначається по границі витривалості

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

$$n_\sigma = 2,7$$

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

$$\Delta_t = 0,099 \text{ мм}$$

11. Сумарний натяг

$$\Delta_\Sigma = \Delta + \Delta_t$$

$$\Delta_\Sigma = 0,139 \text{ мм}$$

12. Питомий тиск на поверхні контакту втулка-головка

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

$$p = 8,0 \text{ МПа}$$

13. Напруження від сумарного натягу на зовнішній поверхні головки

$$\sigma_z = p \cdot \frac{2 \cdot d^2}{d_z^2 - d^2} \quad \sigma_z = 196,2 \text{ МПа}$$

13. Напруження від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки

$$\sigma_{BH} = p \cdot \frac{d_z^2 + d^2}{d_z^2 - d^2} \quad \sigma_z = 204,2 \text{ МПа}$$

3.2.2. Розрахунок на міцність кривошипної головки шатуна

Точний розрахунок кривошипної головки є досить складним внаслідок неможливості повного врахування впливу всіх конструктивних факторів. Приблизний розрахунок кривошипної головки шатуна зводиться до визначення напруження згинання в середньому перетині II - II кришки головки від сил інерції, що мають максимальне значення в началі впуску.

1. Маса деталей КШМ, що рухаються зворотно - поступально

$$m_j = m_n + 0,3m_{ш} \quad m_j = 42,1 \text{ кг}$$

2. Частина маси шатуна, що здійснює зворотно - поступальний рух

$$m_{ш.п.} = 0,3m_{ш} \quad m_{ш.п.} = 11,1 \text{ кг}$$

3. Частина маси шатуна, що здійснює обертальний рух

$$m_{ш.к.} = m_{ш} - m_{ш.п.} \quad m_{ш.к.} = 25,9 \text{ кг}$$

4. Маса кришки кривошипної головки

$$m_{кр} = (0,20 \dots 0,30)m_{ш} \quad m_{кр} = 9,3 \text{ кг}$$

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

$$F_i = \omega^2 \cdot R \cdot [(m_n + m_{ш.п.}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к.} - m_{кр.})] \quad F_i = 414182 \text{ Н}$$

6. Внутрішній радіус отвору кривошипної головки

$$r_1 = 0,5 \cdot (d_{ш.ш.} + 2t_b) \quad r_1 = 0,071 \text{ м}$$

7. Момент опору розрахункового перерізу

$$W_{зг.} = I_k \cdot (0,5 \cdot c - r_1)^2 / 6 \quad W_{зг.} = 7,2E-07 \text{ м}^3$$

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

8. Момент інерції поперечного перерізу

вкладиша шатунного

$$J_B = I_K \cdot t_B^3 / 12$$

$$J_B = 2,4E-09 \quad \text{м}^4$$

8. Момент інерції поперечного перерізу кришки

шатуна

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

$$J_K = 2,4E-09 \quad \text{м}^4$$

9. Сумарна площа кришки та вкладиша в

розрахунковому перерізі

$$F_K = I_K \cdot 0,5(c - d_{\text{ш.ш.}})$$

$$F_K = 0,00096 \quad \text{м}^2$$

10. Згинальна напруга в кришці та вкладиші

$$\sigma = F_i \cdot \left(\frac{0,023 \cdot c}{\left(1 + \frac{J_B}{j}\right) \cdot W_{3T}} + \frac{0,4}{F_K} \right)$$

$$\sigma = 120,4 \quad \text{МПа}$$

У виконаних двигунах згинальне напруження σ знаходиться в межах 100...300 МПа

3.2.3. Розрахунок стержня шатуна

Стержень шатуна розраховується на втому при циклічних напруженнях в середньому перетині В-В від дії знакозмінних сил інерції та газових сил.

Запас міцності визначається в площині коливання шатуна та в перпендикулярній площині

1. Площа поперечного перерізу стержня шатуна

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

$$A_c = 0,00296 \quad \text{м}^2$$

2. Момент інерції перерізу шатуна відносно осі x

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

$$J_x = 1,2E-06 \quad \text{м}^4$$

3. Момент інерції перерізу шатуна відносно осі y

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

$$J_y = 8,4E-07 \quad \text{м}^4$$

4. Довжина шатуна в площині перпендикулярній

площині його коливання $L_1 = L - 0,5(d + d_1)$

$$L_1 = 0,423 \quad \text{м}$$

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

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

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

$$K_x = 1,259$$

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

$$K_y = 1 + \frac{\sigma_B}{\pi^2 \cdot E_{III}} \cdot \frac{L_1^2}{J_y} \cdot A_C$$

$$K_y = 1,217$$

6. Коефіцієнт концентрації напружень

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

$$K_\sigma = 1,263$$

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

$$F_{cti} = -0,0343 \text{ мН}$$

7. Максимальна сила, що стискує стержень шатуна

$$F_{cm} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{\max} - m_j \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda)$$

$$F_{ct} = 0,250 \text{ мН}$$

7. Максимальне напруження в стержні шатуна від стискаючої сили:

- у площині коливання шатуна

$$\sigma_{x \max} = K_x \cdot \frac{F_{cm}}{A_{cp}}$$

$$\sigma_{x \max} = 106,5 \text{ МПа}$$

- у площині перпендикулярній до площини коливання шатуна

$$\sigma_{y \max} = K_y \cdot \frac{F_{cm}}{A_{cp}}$$

$$\sigma_{y \max} = 102,9 \text{ МПа}$$

8. Мінімальне напруження від сили, що розтягує

$$\sigma_{\min} = \frac{F_{cmi}}{A_{cm}}$$

$$\sigma_{\min} = -11,6 \text{ МПа}$$

9. Середні напруження та амплітуди циклу навантаження стержня шатуна:

$$\sigma_{mx} = \frac{\sigma_{x \max} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{mx} = 47,4 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{my} = \frac{\sigma_{y \max} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{my} = 45,7 \text{ МПа}$$

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

$$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_{x \max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{ax} = 59,0 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_{y \max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{ay} = 57,3 \text{ МПа}$$

10. Запас міцності в перерізі В-В визначається по границі витривалості

$$n_x = \frac{\sigma_{-1P}}{\sigma_{ax} \cdot \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_m \cdot \varepsilon_P} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{mx}}$$

$$n_x = 2,1$$

$$n_y = \frac{\sigma_{-1P}}{\sigma_{ay} \cdot \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_m \cdot \varepsilon_P} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{my}}$$

$$n_y = 2,2$$

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

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, створених проектованим двигуном

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

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

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються:

1. Загально токсичні, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть).
2. Подразнюючі, які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак).
3. Речовини що діють як алергени (формальдегід, різні розчини та інші).
4. Канцерогени, що викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

Пари палива та мастила

Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів. По ГОСТ 12.1.005–88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Висока температура відкритих частин двигуна.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека.

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

Електробезпечність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

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

Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Санітарні норми шуму

Таблиця 4.1

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_o , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Санітарні норми вібрації

Таблиця 4.2

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с·10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/10 2	0,56/10 1	0,56/10 1	0,56/10 1

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні енергетичної установки

Рівень шуму, вироблений двигуном, визначається по формулі:

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

де: n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 750 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 750 \text{ хв}^{-1}$;

Pe – номінальна потужність двигуна, $Pe = 240 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(750 + 240^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 82,96 \text{Дб}$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму.

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для двигуна визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Pe^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + Pe}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Pe}} \right) + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right), \text{Дб}$$

де m – маса двигуна, $m = 3495$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{750 \cdot 240^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 160}{3495} \right)}{1 + \left(\frac{1}{750} \right)^3 \cdot \frac{3495}{160}} \right) + 30 \lg \left(\frac{750}{750} \right) = 74,3 \text{Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір мало гучних підшипників).

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення тремтіння.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермо шоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; CH₄). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

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

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

1. Кількість повітря що приходить повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежебезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						63
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.

Використання газового палива на транспорті, у тому числі на морському й річковому, приводить до виникнення додаткових ризиків, які необхідно мінімізувати. [6]

У роботі представленою Морською адміністрацією Данії на 83-ій сесії Комітету з безпеки на морі Міжнародної морської організації (ІМО), наводяться дані про аварійність судів-газоходів за період 1965- 2005 роки. Протягом цього періоду на судах даного класу було зафіксовано 182 аварійних випадку, з яких 24 не пов'язані з експлуатацією судна (аварії на верфях під час будівлі, ремонту, нападу піратів і т.п.).

На підставі наведеної статистики виділяються наступні види небезпек, обумовлених присутністю на судні СПГ і його випаровувань:

1. Об'ємний вибух газу, що виникає в результаті його витоку в газоподібному стані в замкненому обсязі при наявності джерела запалення (джерелом запалення може служити відкрите полум'я, електрична іскра або поверхня, нагріта вище температури самозапалювання газу (для метану + 540 °));
2. Вибух ємностей для зберігання газу в наслідок підвищення тиску;
3. Пожежа в результаті газу, що розлився, або струминна пожежа в результаті горіння газу під тиском;
4. Газова хмара, у якому може виникнути пожежа;
5. Швидке фазове перетворення при попаданні зрідженого газу у воду, аналогічне вибуху без загоряння;
6. Різде значне збільшення тиску в ємності зрідженого газу в результаті перемішування шарів газу з різною щільністю й різкого збільшення інтенсивності паротворення в танку СПГ;
7. Удушення в результаті попадання людини в хмару газу;
8. Травми від низьких температур у результаті впливу зрідженого газу при контакті зі шкірою людини;

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						64
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9. Забруднення атмосфери в результаті витоку газу.

При розгляді зазначених небезпек стосовно до судів, що використовують зріджений газ у якості палива, мабуть, що для різних типів енергетичних установок і різних способів зберігання газу на судні не всі небезпеки однаково є ймовірні й значимі. У випадку зберігання газу в балонах під тиском у закритому приміщенні небезпеки, відзначені в п.п. 5, 6, 8 практично відсутні, але при цьому зростає ймовірність небезпек, що відповідають п.п. 1 і 7. У випадку зберігання газових балонів на відкритих ділянках судна ймовірність ризиків 1 і 7 суттєво знижується, але при цьому зростає ймовірність виникнення небезпеки, що відповідає п. 9.

Досвід експлуатації судів, що використовують газове паливо, свідчить, що найбільшу небезпеку незалежно від типу енергетичної установки й способу зберігання газового палива представляють витоки газу, що тягнуть за собою вибухи й пожежі.

Найбільш ефективним засобом забезпечення безпечної експлуатації судових енергетичних установок, що працюють на СПГ, є встановлення вимог класифікаційних документів, що стосуються будівництва й експлуатації судів-газоходів, їх енергетичних установок і систем.

Дані вимоги повинні розроблятися й коректуватися з урахуванням досвіду, накопиченого у світовому суднобудуванні, а також і використанням досвіду, наявного в суміжних галузях транспорту й енергетики, що використовують газове паливо.

4.3 Висновок по розділу 4

Таким чином, у даному підрозділі розглянуті джерела забруднення морського середовища й атмосфери, та розроблені заходи щодо запобігання цих забруднень, відповідно до законодавчих актів, спрямованих на забезпечення екологічної безпеки.

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						65
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням на дипломне проектування розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧСПН18/22 з розробкою конструкції стержня шатуна, які оформлені у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 аркуші формату А1

На початку дипломного проекту по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 240 \text{ кВт}$, $n = 750 \text{ хв}^{-1}$) визначено двигун-прототип 6ЧСПН 18/22 і проведені розрахунки параметрів робочого циклу. По результатам розрахунків побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Також було запропоновано застосування шатуна морського типу та виконано його розрахунки на міцність по границі витривалості при циклічних навантаженнях.

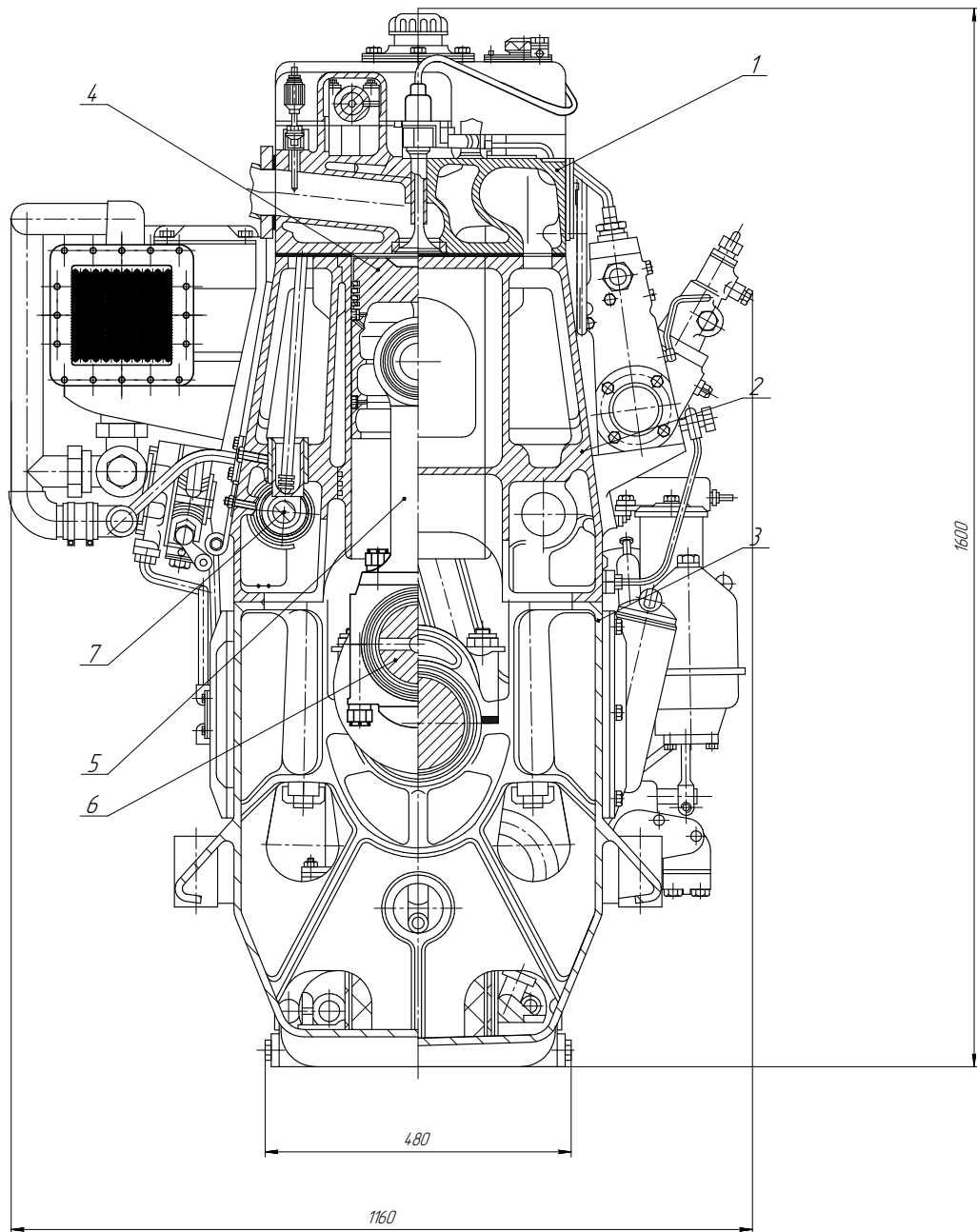
Зважаючи на те, що розроблений двигун є джерелом шуму і вібрації, частину дипломного проекту відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						66
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Дизель судовой 6 ЧН 18/22 и 6 Ч 18/22. Техническое описание и инструкция по эксплуатации.
2. Спецификация судна проект 1844 : 3-д Коминтерн.
3. ГОСТ- 4393- 82 «Дизели судовые, тепловозные и промышленные. Выбросы вредных веществ с отработанными газами. Нормы и методы определения».
4. Байбаран Д.С., Добровольский В.В. Выбор исходных параметров для расчета цикла судовых ДВЗ и порядок его проведения. Учебное пособие- Николаев: НКИ, 1976- 42 с.
5. Ткаченко С.Г. Расчеты двигателей внутреннего сгорания при курсовом и дипломном проектировании. Методические указания. – Николаев: НКИ, 1990- 35 с.
6. Ткаченко С.Г., Коршиков Ю.С. Расчеты динамики ДВЗ, имеющих специальные схемы кривошипно-шатунных механизмов. Учебное пособие- Николаев: НКИ, 1988.- 36с.
7. Фомин Ю.Я., Никонов Г.В., Ивановский В.Г. Топливная аппаратура дизелей: Справочник.- М: Машиностроение, 1982 -168 с.
8. Канне А.Б. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник – 3-е изд.- Л: Судостроение, 1982 -288 с.
9. Васильев Б.В., Кофман Д.И., Эренбург С.Г. Диагностирование технического состояния судовых дизелей / Под ред. Д-ра тех. наук проф. Б.В. Васильева.- М.: Транспорт 1982- 144 с.
10. Жидецкий В.Ц., Джигерей В.С., Мельников А.В. Основы охраны труда – Львов: Афиша, 2000- 351 с.
11. Морской Регистр судоходства. Правила классификации и постройки морских судов, том 2 . 1999 г.
12. Горбань П.Т. Методические указания по выполнению раздела «Охрана труда и охрана окружающей среды в дипломных проектах».

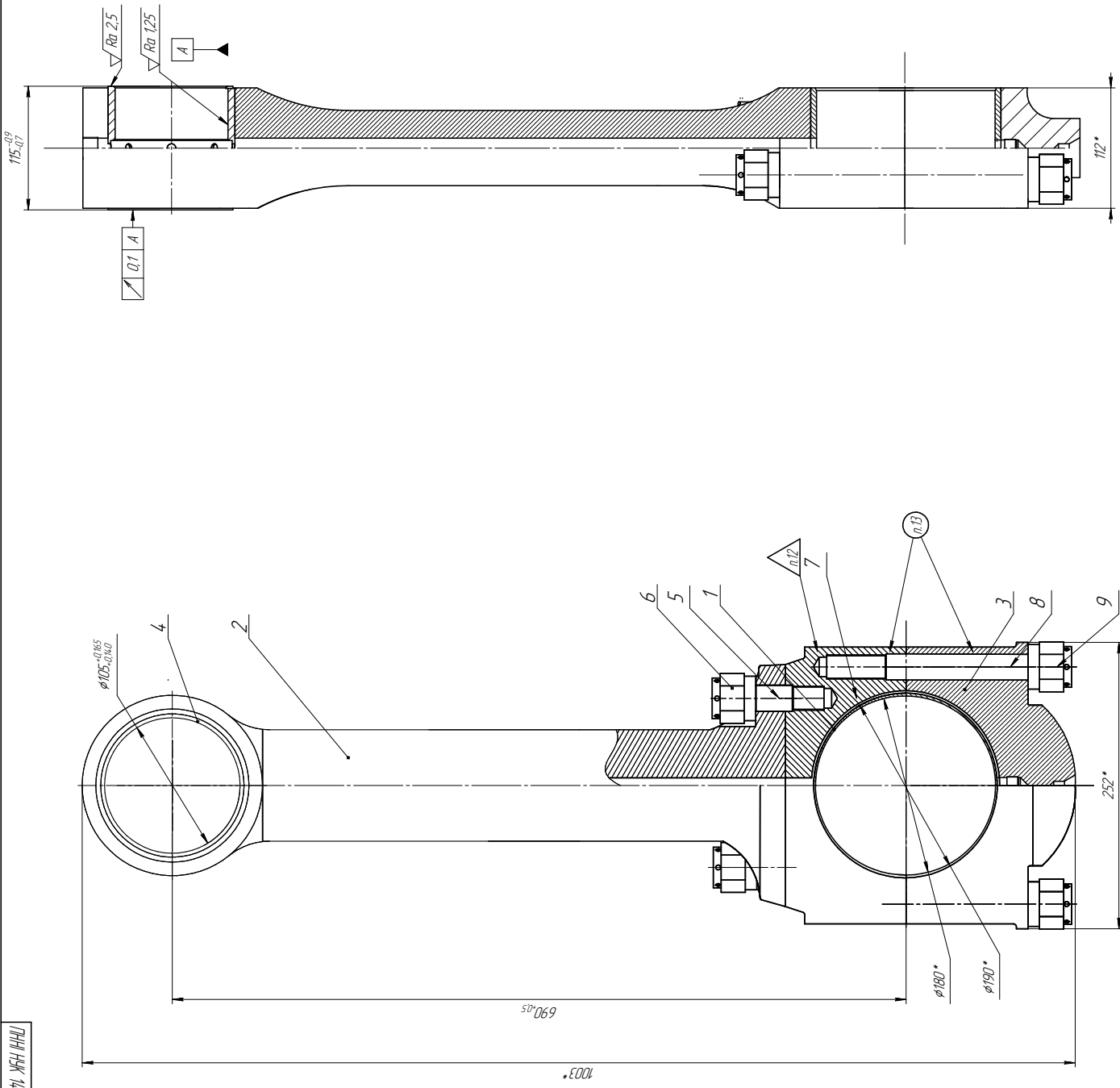
					ПННІ НУК 142.54.22.06ПЗ	Лист
						67
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Технічна характеристика:
Ефективна потужність $P_e = 240 \text{ кВт}$
Частота обертання калінчастого валу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндра $d = 180 \text{ мм}$
Хід поршня $S = 220 \text{ мм}$
Ступінь стиску $\epsilon = 10,5$
Ефективна витрата палива $b_e = 0,270 \text{ м}^3 / \text{кВт з}$

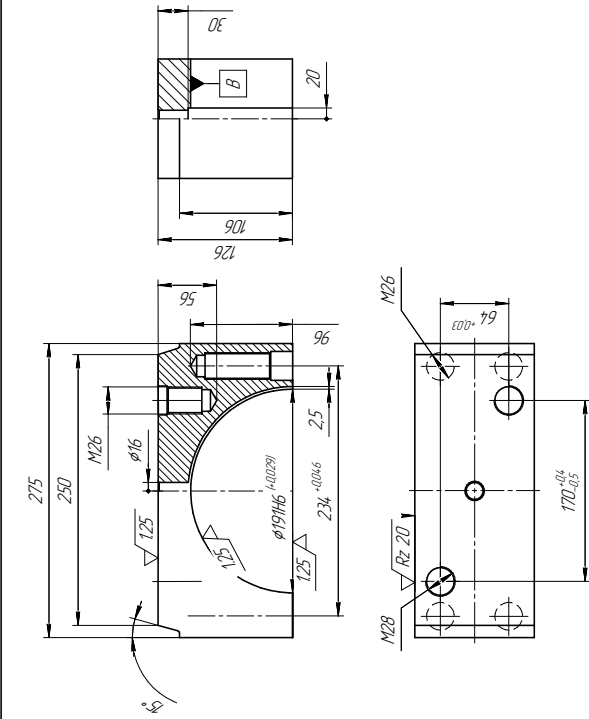
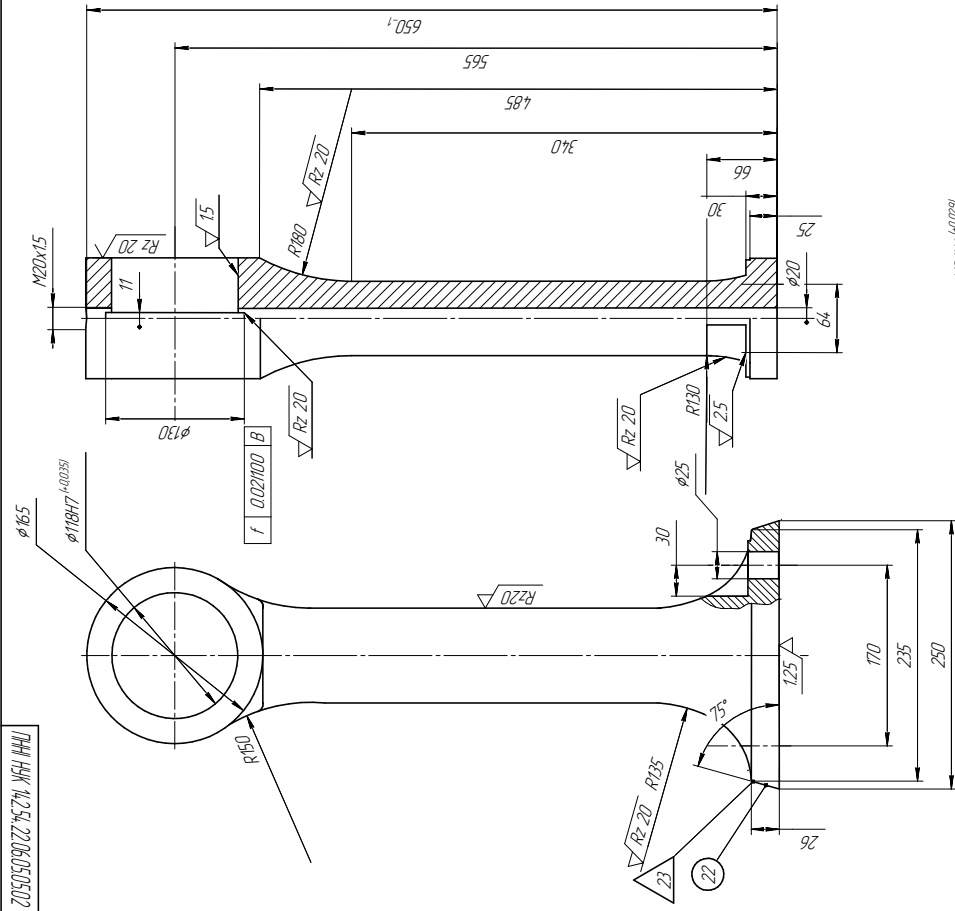
Технічні вимоги:
Масло яке використовується на двигуні ADDINOL.
Охолоджуюча рідина: вода прісна з антикорозійною присадкою ВНИИПТНТ/Д.

ПННІ НУК 14.2.54.22.06СК				Поперечний переріз 6ГЧСПН18/22		
Мен./Лист	№ докум.	Лист	Дата	Лит	Маса	Масштаб
Розроб	Допилка ДТ			У	3350	1:2
Проб	Несверенка ВВ			Лист 1		
І.контр.	Несверенка ВВ			54-ЕМ-203		
Н.контр.	Несверенка ВВ			Формат А1		
Чит.	Несверенка ВВ			Копіювати		

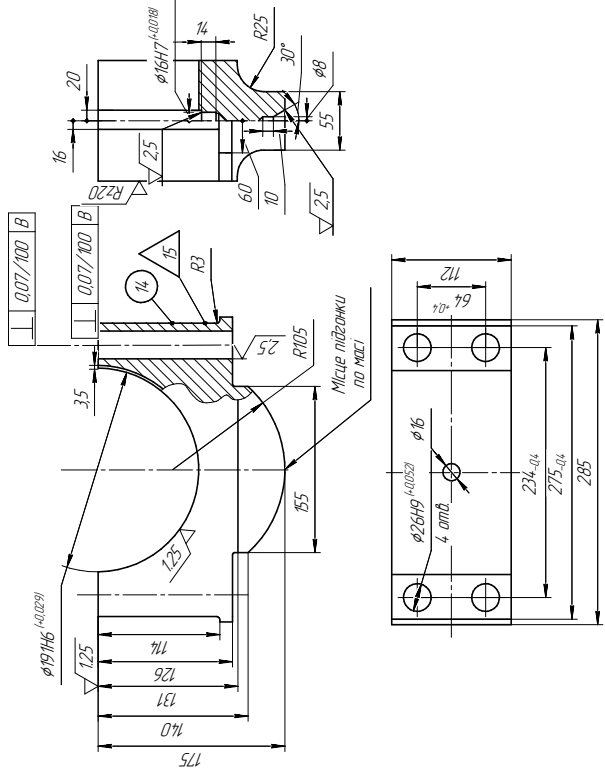


1. Штупун повинен відповідати вимогам ГОСТ 24.04.0.53-80.
2. Перекослення осей отпорів $\phi 180^\circ$ та отпорів $\phi 102^{+0,165}_{-0,15}$ не більше $0,03$ мм на відстані 100 мм, паралельність осей отпорів не більше $0,02$ мм на відстані 100 мм.
3. Довжина отпорів $\phi 180^\circ$ не більше $0,03$ мм, товщина $0,02$ мм.
4. Товщина перетяжки двохштанових відливків повинна відповідати збільшенню розміру $\phi 180^\circ$ в зоні холоднохвиляк від відстані по 30 мм від розриву до $0,08$ мм.
5. Діаметральний зазор в штупунному підшипнику в зборі з кайноматом $0,166$ - $0,225$ мм.
6. Осей отпорів зазор між торцями втулки верхньої головки штупуна і двохштановим підшипником дити $0,9$ - $1,32$ мм при складанні з підшипником повинен бути $0,05$ - $0,1$ мм.
7. Призначення головки вала 5 і головки 6 двохштанових підшипників 2 та кришки 3 не менше 80% при затиснутому валку кайноматом моментом 68 - 99 Н·м (7 - 10 кг·м).
8. Затиснутий штупунний діаметр двохштанових в настирному порядку 1, при перетиснутому моменті повинен бути меншим ніж у штупуні, затиснутому моментом 166 - 201 Н·м (16 кг·м + 2 кг·м), після чого відпустити валку.
9. В перекрученому штупуні різномірно в два протилежні діаметри затиснутого валку штупунний діаметр моментом 160 - 201 Н·м (16 кг·м + 2 кг·м) (це положення двохштанових кайноматів).
10. Різномірно в перекрученому порядку в два протилежні діаметри затиснутого валку штупунний діаметр на 5 поділок (по 3 поділки за першим приходом і 2 поділки за другим приходом).
11. При затиснутому втулці штупуна 4, задеформувати спідштановий отвір для міцності.
12. Складання деталей поз. 4 і поз. 2 виконувати після охолодження деталей поз. 4 до робочої температури.
13. Різниця по вазі штупуна, призначених для встановлення на одному двигуні не повинна перевищувати $0,3$ кг.
14. Кайномат, крієма ОТК.
15. Маркування ібарним кріємом з дати газозастоплення парових котлів штупуна, вагу кайномату, широту цилінра і твар. - 5703 ГОСТ 26.008-83, на кришку штупуна тільки маркування номер шланга.
16. Методи, способи, поведінка, транспортні документи і зберігання відвідної ОТГ 24.04.0.53-80.
17. *Розрив до відливку.

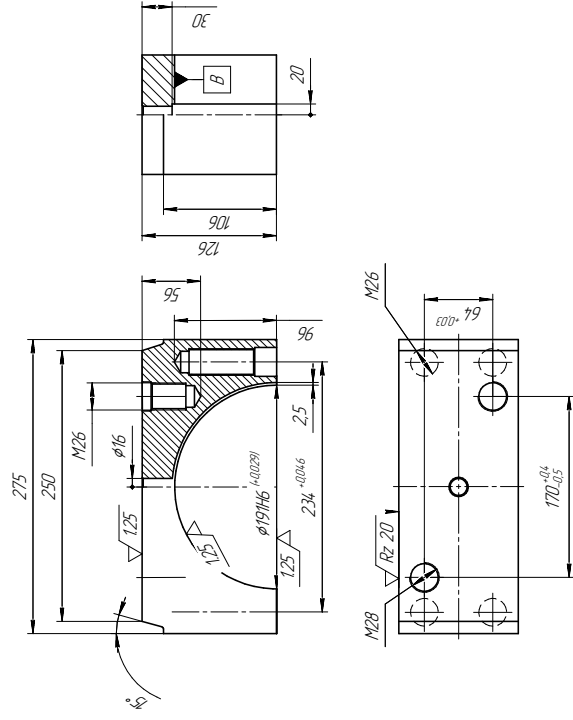
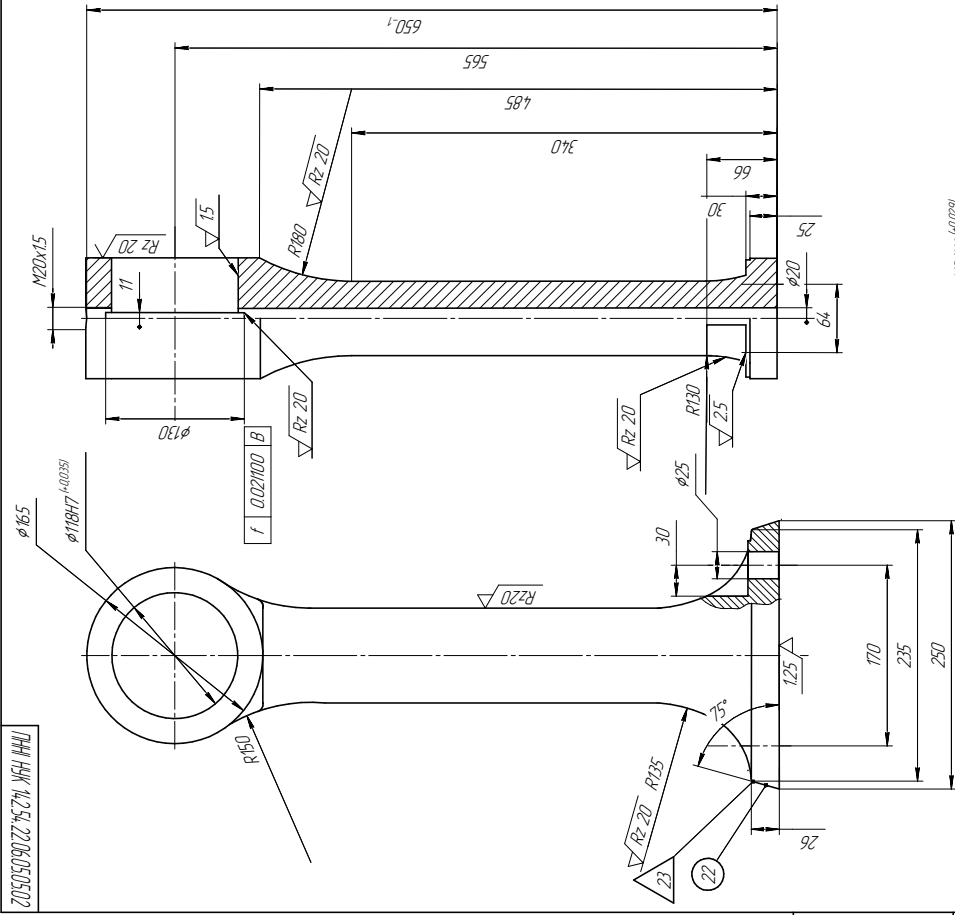
[illegible]



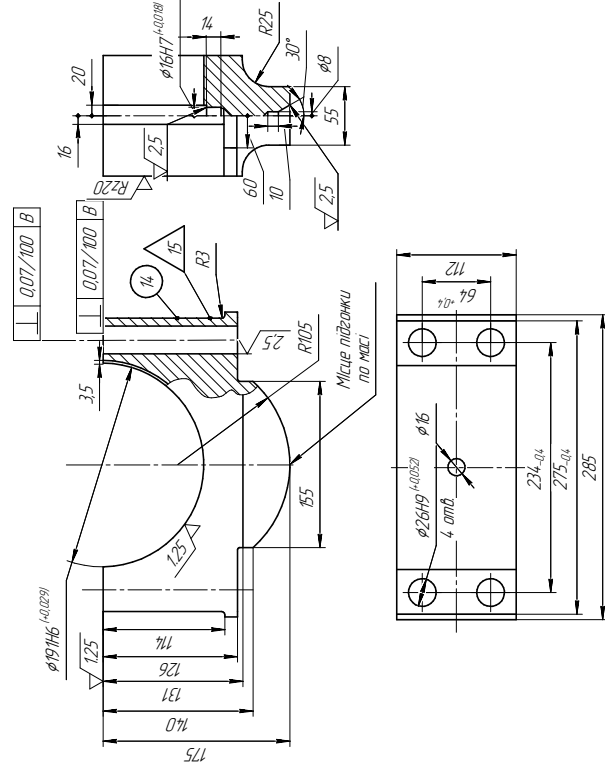
- Зміщення всієї парашейної та крабішної голівки відносно стержня шпатуна не більше 2 мм.
- Затяжку шпатуна доводять при розпочатому отворі $\phi 19H6$ виконувати в слідуючому порядку:
 - 1) перед затяжкою змастити різьбу і площину контакту гайки з шпатуном.
 - 2) в передньому порядку рівномірно в два прийоми проробити затяжку гайки шпатуна до моменту 240 Н*м після чого гайку відпустити.
 - 3) рівномірно в передньому порядку в два прийоми проробити затяжку гайки шпатуна до моменту 160 Н*м. Це положення прийняти за відправну точку.
 - 4) рівномірно в передньому порядку в два прийоми затягнути гайку шпатуна до моменту 160 Н*м.
 - 5) відхилення від симетричності площини симетрії парашейної та крабішної голівки в напрямку дії розтяжки відносно площини симетрії стержня шпатуна має не перевищувати 1,5 мм.
 - 6) Перекос дії верхньої голівки шпатуна відносно дії отвору крабішної голівки на довжині 100 мм не має перевищувати 0,03 мм.
 - 7) зміщення дії поверхні отвору $\phi 19H6$ відносно площини роз'єму не більше 0,2 мм.
 - 8) Відхилення по розмірам в квадратних скобках виконувати стільно з крабішкою шпатуна.
 - 9) Відхилення по розмірам в квадратних скобках виконувати стільно з крабішкою шпатуна.

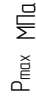
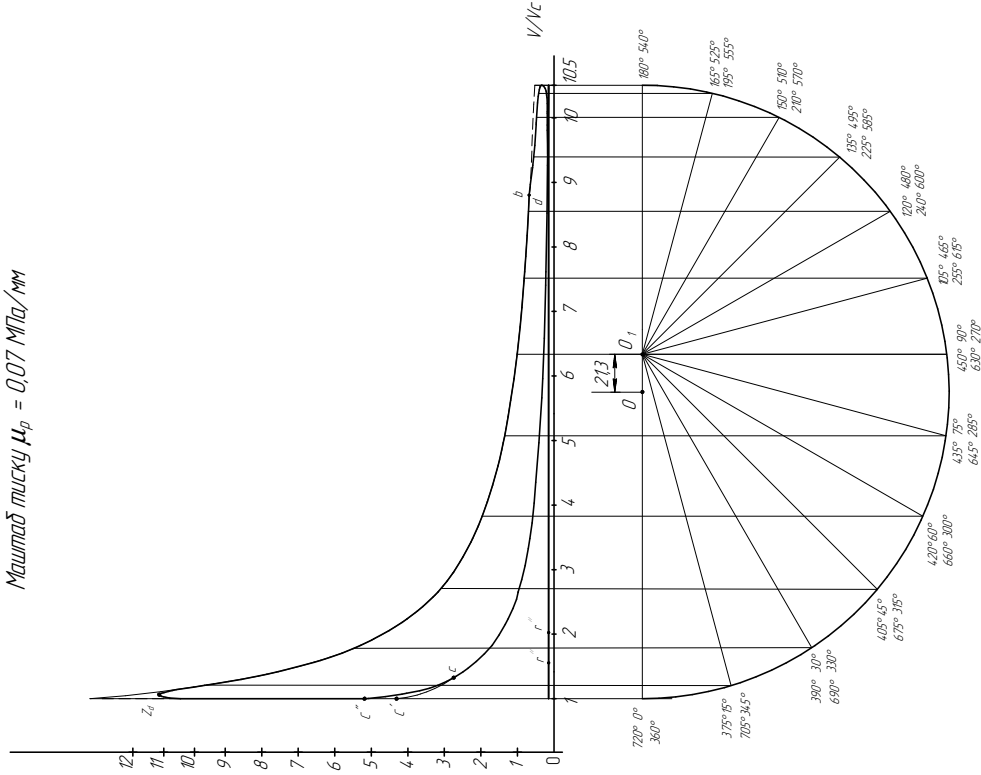
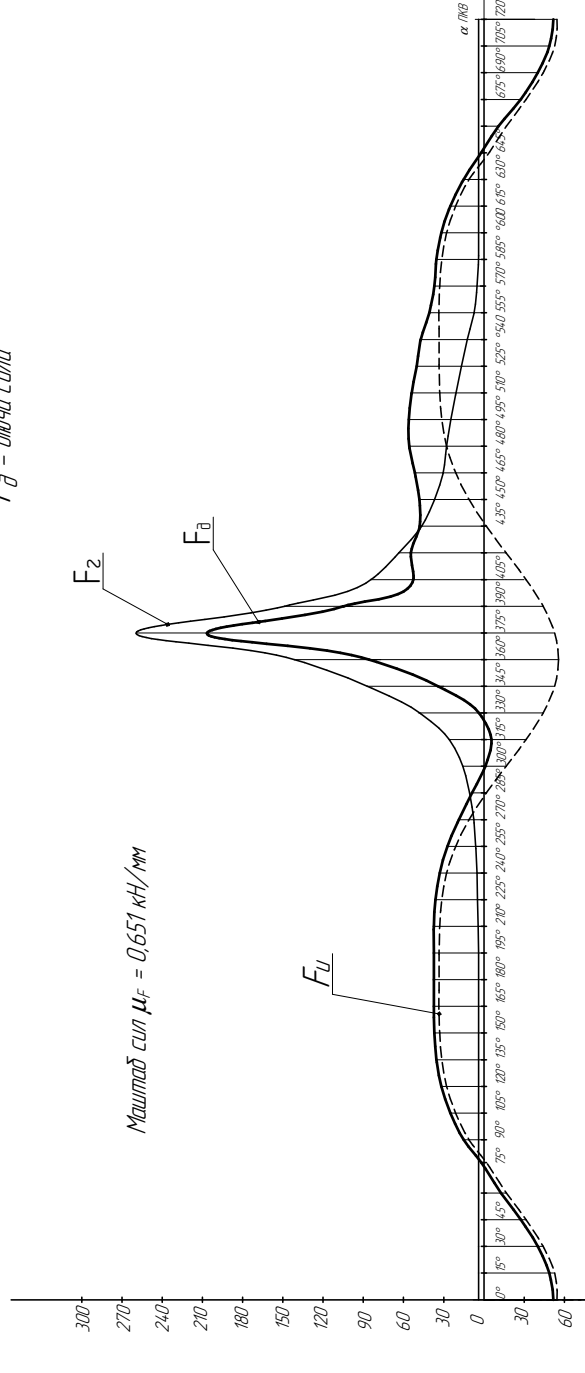


ПННН НУЖ 14.254.22.06.05.05.02		Лист № 1		Лист № 2		Лист № 3		Лист № 4		Лист № 5		Лист № 6		Лист № 7		Лист № 8		Лист № 9		Лист № 10		Лист № 11		Лист № 12		Лист № 13		Лист № 14		Лист № 15		Лист № 16		Лист № 17		Лист № 18		Лист № 19		Лист № 20		Лист № 21		Лист № 22		Лист № 23		Лист № 24		Лист № 25		Лист № 26		Лист № 27		Лист № 28		Лист № 29		Лист № 30		Лист № 31		Лист № 32		Лист № 33		Лист № 34		Лист № 35		Лист № 36		Лист № 37		Лист № 38		Лист № 39		Лист № 40		Лист № 41		Лист № 42		Лист № 43		Лист № 44		Лист № 45		Лист № 46		Лист № 47		Лист № 48		Лист № 49		Лист № 50		Лист № 51		Лист № 52		Лист № 53		Лист № 54		Лист № 55		Лист № 56		Лист № 57		Лист № 58		Лист № 59		Лист № 60		Лист № 61		Лист № 62		Лист № 63		Лист № 64		Лист № 65		Лист № 66		Лист № 67		Лист № 68		Лист № 69		Лист № 70		Лист № 71		Лист № 72		Лист № 73		Лист № 74		Лист № 75		Лист № 76		Лист № 77		Лист № 78		Лист № 79		Лист № 80		Лист № 81		Лист № 82		Лист № 83		Лист № 84		Лист № 85		Лист № 86		Лист № 87		Лист № 88		Лист № 89		Лист № 90		Лист № 91		Лист № 92		Лист № 93		Лист № 94		Лист № 95		Лист № 96		Лист № 97		Лист № 98		Лист № 99		Лист № 100	
--------------------------------	--	----------	--	----------	--	----------	--	----------	--	----------	--	----------	--	----------	--	----------	--	----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	-----------	--	------------	--



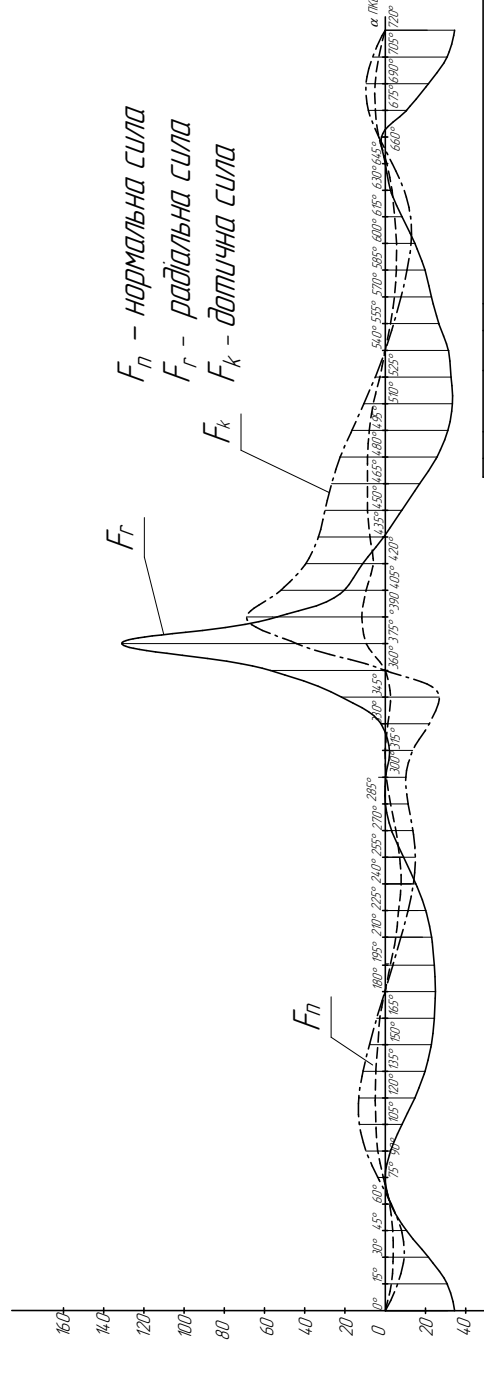
1. Змінення дієвої паринедної та крайовишньої гойлдік відносно стрижня шатуна не більше 2 мм
2. Запаяні шатуни допиті при розпачуванні отвору Ø19H6/dk виконувати в спідничному парядку
3. Перевзяття змастилки різьби і площину контакту гоїлки з шатуном;
- 2) в перекусочному парядку рівномірно в два прийоми протести запаяні гайки шатуна до дота моментом 240 Н·м, після чого гоїлки відпустити.
- 3) Рівномірно в перекусочному парядку в два прийоми протести запаяні гайки шатуна до дота моментом 160 Н·м. Це положення приймати за відправчу точку.
- 4) Рівномірно в перекусочному парядку в два прийоми запаянати гайки шатуних допит на
4. паділи (по 2 паділи за приліом)
3. Відделення від симетричності площин симетрії паринедної та крайовишньої гойлдік в напрямку діа розпачі відносно площини симетрії стрижня шатуна має не запачити більше 15 мм.
4. Перекус діа верхньої гойлдік шатуна відносно діа отвору крайовишньої гойлдік на довжину 100 мм не має перевищувати 0,03 мм
- 5-Змінення діа падірні отвору Ø19H6 відносно площини розрізу не більше 0,2 мм
- 6-Паділку по розміру в кбидатних скобах виконувати стільки разів скільки потрібно для розмірування шатуна.
- 7-Вдвільнення та конусність отвору паринедної гойлдік шатуна 0,025 мм, крайовишньої гойлдік шатуна 0,02 мм.

[illegible]


$$\text{Модуль тиску } \mu_D = 0,07 \text{ МПа/мм}$$
 F_2, F_U, F_Q, KH 

F_2 – сила тиску газів
 F_U – сила інерції
 F_A – діюча сила

F_n, F_r, F_k, K_H



F_n – нормальна сила
 F_r – радіальна сила
 F_k – дотична сила

[illegible]