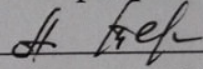


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри


«05» 06 2026 р.

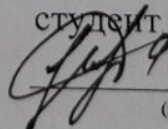
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Проект танкового двигуна типу 6ТДФ з конструюванням деталей
циліндро-поршневої групи та засобів їхнього ремонту. Прототип: 6ДН 12/2×12.

Виконав:

студент групи 41-ЕМ-22з

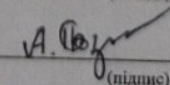
 **Слободянюк В.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ІМ та ТМ,

К.Т.Н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

 **Познанський А.С.**
(підпис)

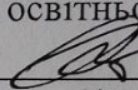
Первомайськ - 2026 р.

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

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« 12 » 2026 р.

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

Студенту Слободянюку Віталію Володимировичу

1. Тема роботи: «Проект танкового двигуна типу 6ТДФ з конструюванням деталей циліндро-поршневої групи та засобів їхнього ремонту. Прототип: 6ДН 12/2×12».

Керівник роботи к.т.н, доцент Познанський А.С.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.2026 року № 6.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 12.05.2026 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ДН 12/2×12 потужністю 880 кВт.

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

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Поперечний переріз двигуна 6ДН 12/2х12. 2. Діаграми динаміки. 3. Принципові схеми систем, які обслуговують двигун. 4. Креслення технологічної частини.

6. Консультанти роботи

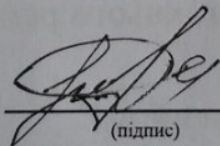
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «12» січня 2026 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

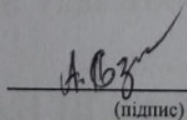
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	16.02.2026	
2	Загальний розділ.	10.03.2026	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2026	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	14.04.2026	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2026	
6	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2026	

Студент


(підпис)

Слободянюк В.В.

Керівник
роботи


(підпис)

к.т.н, доцент Познанський А.С.

АНОТАЦІЯ

В дипломному проекті було виконано розрахунок робочого циклу 2-тактного дизельного двигуна 6ДН 12/2х12 потужністю 880 кВт при 2600 хв-1 колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано індикаторну діаграму. Проведено аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу. Виконано динамічний розрахунок двигуна та побудовані діаграми динаміки.

В конструкторському розділі дипломного проекту окрім розрахунку робочого циклу, розроблено принципові схеми систем що обслуговують двигун. Виконано розробку засобу ремонту поршневої групи та порядок його проведення.

В роботі розроблено заходи з охорони праці та розглянуто питання охорони навколишнього середовища.

Дипломний проект виконано українською мовою на 72 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 літературних джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: турбокомпресор, двигун внутрішнього згоряння, індикаторна діаграма, робочий цикл, тепловий баланс.

ABSTRACT

The diploma project involved the calculation of the working cycle of a six-cylinder, 2-stroke turbocharged diesel engine 12/2×12 with a power of 880 kW at 2600 rpm of the crankshaft. Based on the calculation results, the main parameters of the working cycle were obtained and an indicator diagram was constructed. An analysis of the effective performance indicators of the designed engine and the prototype was carried out. A dynamic calculation of the engine was performed and dynamic diagrams were constructed.

In the design section of the diploma project, in addition to the working cycle calculation, schematic diagrams of the engine service systems were developed. A tool for repairing the piston group was designed and the repair procedure was outlined.

The project includes occupational health and safety measures and addresses environmental protection issues.

The diploma project was completed in Ukrainian on 72 sheets of the calculation and explanatory note. Ten literary sources were used. The graphic part is presented on 4 drawings in A1 format.

Keywords: turbocharger, internal combustion engine, indicator diagram, operating cycle, heat balance.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	8
1.1. Технічна характеристика двигуна	8
1.2. Опис конструкції двигуна	9
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	17
2.1. Розрахунок робочого процесу двигуна	17
2.2. Розрахунок індикаторної діаграми	27
2.3. Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу	29
2.4. Динамічний розрахунок двигуна	30
2.5. Розрахунок систем, які обслуговують двигун	38
2.6. Розробка засобу ремонту поршневої групи та порядок його проведення	50
3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	57
3.1. Розробка заходів з охорони праці	57
3.2. Охорона навколишнього середовища	60
ВИСНОВКИ	65
ЛІТЕРАТУРА	66
ДОДАТКИ	67
1. Поперечний переріз двигуна 6ДН 12/2х12 Ф-А1	
2. Діаграми динаміки Ф-А1	
3. Принципові схеми систем, які обслуговують двигун Ф-А1	
4. Креслення технологічної частини Ф-А1	

ВСТУП

Двигун є найважливішим агрегатом бойової машини. Його розробка потребує більше часу, ніж сама машина. Але вдалий двигун дає змогу створювати сімейства танків та іншої техніки. Так сталося і з першим в Світі танковим дизелем був В-2. Ним були оснащені не тільки славетні Т-34, а й усі важкі та середні танки і самохідні гармати під час Великої Вітчизняної війни і в повоєнні роки. Він також застосовувався у багатьох інших об'єктах, зокрема мирного призначення [1].

У той самий час В-2 у роки війни ще мав багато серйозних недоліків і його реальний моторесурс становив усього понад 60 год. Тільки після війни конструкцію дизеля В-2 було вдосконалено.

Впровадження у танкобудуванні нового сімейства двотактних дизелів з поршнями, що рухаються назустріч один одному, створило дуже багато проблем. Серед них не останнє місце займають проблеми вібрацій. Специфічна конструктивна схема двигуна спровокувала нові для двигунобудівників проблеми. Дослідження коливань танкових дизелів сімейства ТД проводились в групі професора Штейнвольфа упродовж багатьох років. Завдяки цьому було розроблено багато методів розрахунків коливань дискретних механічних систем як в лінійній, так і в нелінійній постановці. Загалом проведені наприкінці 60-х – початку 70-х рр. ХХ ст. науковцями ХПІ розрахунки показали необхідність подальшого співробітництва у справі покращання динамічних характеристик дизеля 5ТДФ, а головне – для доводки нового дизеля 6ТД. Розрахунки сталих коливань, що були проведені для визначення максимальних значень пружних моментів на колінчастих валах і на елементах приводів турбіни і компресора, дали змогу знищити небезпечні резонанси у двигунах 6ТД.

Саме надійна робота, сучасні технічні і економічні показники, послужили для вибору дизельного двигуна 6ТДФ (6ДН 12/2х12) потужністю 880 кВт в якості прототипу для дипломного проектування.

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Технічна характеристика двигуна

Основні технічні характеристики двигуна 6ТДФ (6ДН 12/2х12) наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Основні технічні характеристики двигуна

Параметри	6ТДФ (6ДН 12/2х12)
Тип	Двовальний двотактний дизель з рядним горизонтальним розташуванням циліндрів, з наддувом
Модель	Права
Наддув	Комбінований
Число турбокомпресорів (ТК)	1
Марка (ТК)	ТК 6ТД-2
Система продувки	Прямоточно-щілина
Напрямок обертання колінчастого валу при роботі (якщо дивитися зі сторони вихідного фланця)	За часовою стрілкою
Розташування циліндрів	Горизонтальне розташування циліндрів
Порядок роботи циліндрів при ході вперед	1-5-3-6-2-4
Кількість циліндрів	6
Діаметр циліндра, мм	120
Хід поршня, мм	2х120
Номінальна частота обертання, хв ⁻¹	2600
Температура випускних газів за циліндрами	800
Палива	Дизельне паливо - ДЛ, ДЗ та ДА Бензин - А-66 та А-72 Гас - Т-1, ТС-1 та Т-2
Мастила: для системи циркуляційної змазки головного руху, охолодження поршнів, системи автономної змазки розподільного валу: для змазки циліндрів для змазки підшипників Т.К. для системи централізованої змазки рычагів та	ИМП-10 ЛЗ-240

шпинделів випускних клапанів для регулятора швидкості.	
Питома витрата масла, г/кВт·год	0,46
Лубрикаторне змащення, г/кВт·год	0,67
Температура мастила °С: Вхідного в дизель Вихідного з дизеля	10-15 55-62
Температура прісної води при довготривалій експлуатаційній потужності, °С: Вихідній з дизеля Перепад температури прісної води між входом и виходом з дизеля	88-95 8-10
Тиск повітря під час пуску дизеля, МПа	≤ 3
Система пуску двигуна	Стартер-генератор СГ-18
Вага дизеля (суха), включаючи всі навісні агрегати, площадки, трапи, трубопроводи та арматуру у мажах габаритів дизеля, т	1,180

1.2. Опис конструкції двигуна

Двигун – 6-ти циліндровий, з двома колінчастими валами, двотактний дизель з рядним горизонтальним розташуванням циліндрів, що рухаються назустріч один одному, з безпосереднім уприскуванням палива та прямоочною продувкою. Схема двигуна представлена на рис. 1.1 [2].

Шість циліндрів двигуна розташовані горизонтально, в протилежних сторонах є вікна: з одного боку впускні, з іншого - випускні. Впускні вікна служать для впуску в циліндр свіжого заряду повітря. Випускні вікна служать для випуску відпрацьованих газів через випускні колектори в газову турбіну.

У кожному циліндрі двигуна розташовані два протилежно рухомих поршня. Між поршнями при максимальному їх зближенні утворюється камера згорання. Кожен поршень за допомогою шатуна пов'язаний зі своїм колінчастим валом.

Поршні крім свого прямого призначення виконують функції газорозподільного механізму. У зв'язку з цим поршні, керуючі відкриттям і

закриттям впускних вікон, називаються впускними, а поршні, керуючі відкриттям і закриттям випускних вікон, - випускними.

Відмінною рисою поршневого двигуна з наддувом є наявність двох з'єднаних між собою ресорою лопаткових агрегатів: компресора і газової турбіни.

Компресор служить для стиснення повітря, що подається в циліндри. Стиснене повітря необхідне для продувки циліндрів та для збільшення наповнення новим зарядом циліндрів двигуна.

Наддув збільшує вагове наповнення циліндрів повітрям, і тим самим істотно підвищує показники потужності двигуна.

Повітря подається від компресора до впускних вікон циліндрів. Газова турбіна перетворює частину теплової енергії відпрацьованих газів в механічну роботу, яка використовується для приводу компресора. Використання енергії відпрацьованих газів в турбіні підвищує економічність двигуна.

Потужність, що розвивається газовою турбіною, менше потужності, необхідної для приводу компресора. Для досягнення необхідного рівня наддуву використовується частина потужності, що розвивається поршневою частиною двигуна. З цією метою компресор через редуктор і механізм 9 передач з'єднаний з колінчастими валами двигуна.

Колінчасті вали пов'язані між собою механізмом передач. Напрямок обертання колінчастих валів однакова - по ходу годинникової стрілки з боку турбіни. При цьому випускний колінчастий вал випереджає впускний на 10° . При такому зміщенні колінчастих валів максимальне зближення впускних і випускних, поршнів відбувається тоді, коли випускний вал пройде свою внутрішню мертву точку на 5° , а випускний вал не дійде до своєї внутрішньої мертвої точки на 5° . Це положення кривошипно-шатунного механізму двигуна відповідає мінімальній відстані між поршнями і умовно називається внутрішньої об'ємної мертвою точкою (в. о. м. т.).

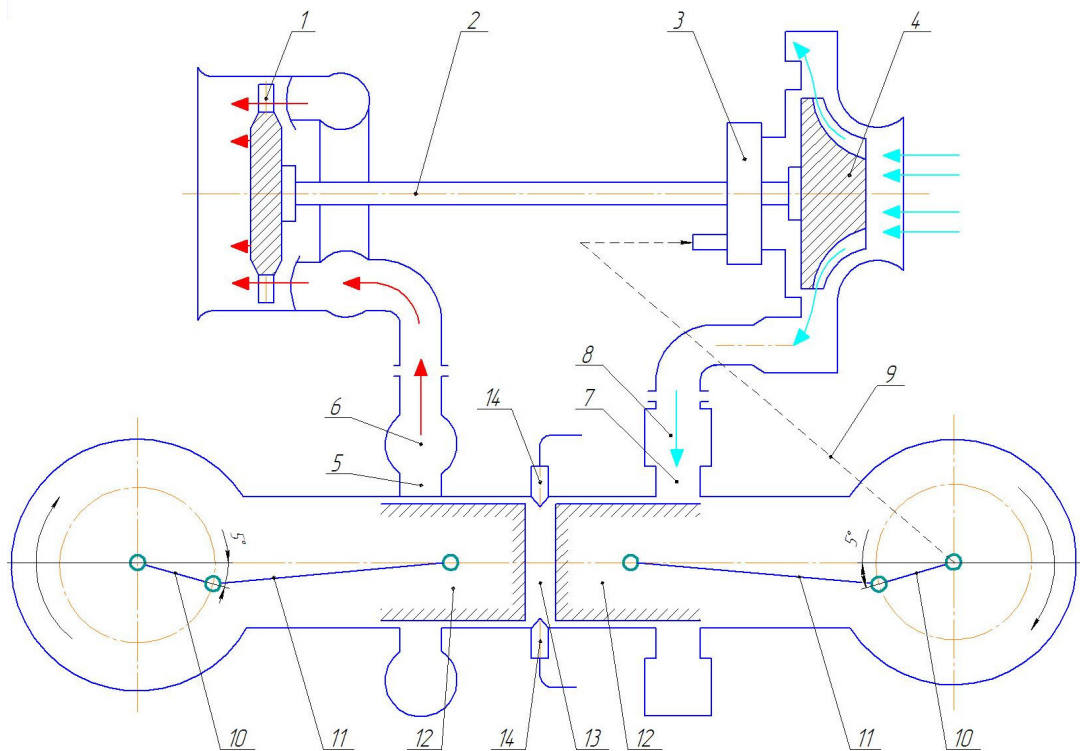


Рис. 1.1. Схема двигуна 6ТДФ (6ДН 12/2х12): 1 – газова турбіна; 2 – ресора; 3 – редуктор; 4 – компресор; 5 – випускні вікна; 6 – випускні колектори; 7 – впускні вікна; 8 – впускний ресивер; 9 – механізм передач; 10 – колінчаті вали; 11 – шатуни; 12 – поршні; 13 – камера згоряння; 14 – форсунки

Дійсна ступінь стиснення повітряного заряду, що визначається за моментом закриття вікон, становить 15 МПа. Геометрична ступінь стиснення – 18,5 МПа.

Кутове зміщення колінчастих валів в поєднанні з несиметричним розташуванням впускних і випускних вікон циліндра по його довжині забезпечує отримання необхідних фаз газорозподілу, при яких досягаються достатня очищення циліндра від відпрацьованих газів і наповнення циліндра стисненим повітрям.

У зв'язку з кутовим зміщенням колінчастих валів крутний момент, що знімається з них, неоднаковий і становить для впускного валу 30%, а для випускного валу 70% крутного моменту, що розвивається двигуном. Крутний момент, що розвивається на впускному валу, передається через шестерні

механізму передач на випускний вал. Сумарний крутний момент знімається з обох кінців випускного валу і передається через дві зубчасті муфти напівжорсткого з'єднання на вали коробок передач об'єкта.

Поршень (рис. 1.2) є однією з найбільш навантажених деталей кривошипно-шатунного механізму. Він сприймає силу тиску газів, сили інерції рухомих частин і значні теплові навантаження. Ударний характер навантаження і агресивність середовища масляної пари і продуктів згоряння також в значній мірі впливають на роботу поршнів.

Для забезпечення більшої надійності поршень виконаний складовим. Штампований корпус виготовлений з алюмінієвого сплаву АК4-1. Бічна поверхня корпусу поршня виконана бочкоподібною по висоті і овальної в поперечному перерізі. В процесі роботи, під дією температури, корпус поршня набуває циліндричну форму. На бічних поверхнях впускних і випускних поршнів виконаний мікрорельєф: на впускних у вигляді сітки для збільшення маслоємності; на випускних поршнях більш теплонапружених, у вигляді проточек для більш значного збільшення маслоємності і зниження за рахунок цього температури поршня.

Шатун забезпечує зв'язок прямолінійно руху поршня з обертовим колінчастим валом. Шатун виготовлений зі сталі 18Х2Н4МА. Стрижень шатуна має двотавровий розтин. Полки двотавру розташовані перпендикулярно до площини гойдання шатуна. По осі шатуна в середній полиці двотавру виконаний отвір, через яке масло подається від кривошипної головки шатуна до поршневої голівці. В отвір поршневої головки встановлюється втулка 4, яка є зовнішньою обоймою голчастого підшипника. На зовнішній поверхні втулки для підвищення маслоємності виконаний мікрорельєф. У поршневої голівці шатуна є чотири отвори для забезпечення змащення голчастого підшипника розпилюванням мастила і сім отворів, через які подається мастило для охолодження днища поршня.

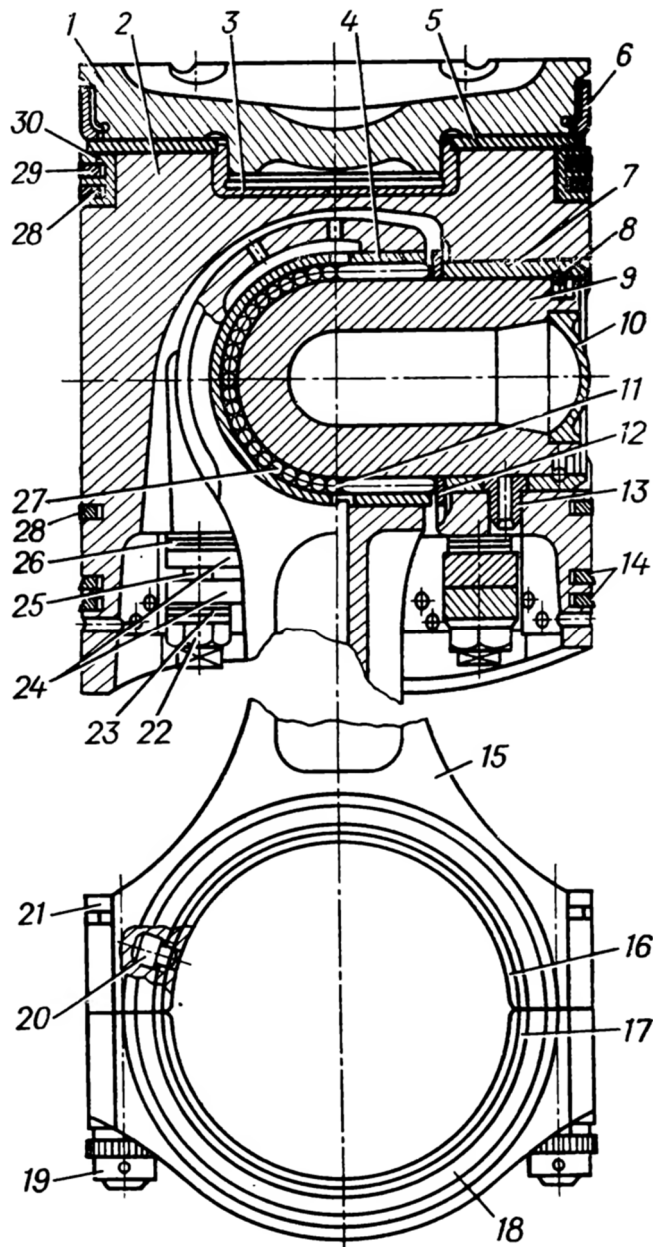


Рис. 1.2. Поршень з шатуном: 1 – накладка; 2 – корпус поршня; 3 – вставка; 4 – втулка верхньої головки шатуна; 5 – проставка; 6 – жарове кільце; 7 – втулка; 8 – стопорне кільце; 9 – палець; 10 – заглушка; 11, 12 – кільця; 13, 20 – штифти; 14 – маслозємні кільця; 15 – шатун; 16 – верхній вкладиш шатуна; 17 – нижній вкладиш шатуна; 18 – кришка; 19, 22 – гайки; 21, 25 – болти; 23, 26 – шайби; 24 – пружина; 27 – ролик; 28 – кільця ущільнювачів; 29 – верхнє кільце ущільнювача; 30 – кільцетримач

Колінчасті вали (рис. 1.3) сприймають при роботі двигуна навантаження від сил тиску газів і сил інерції рухомих мас.

Двигун має два колінчастих вали. Колінчастий вал, з'єднаний шатунами з впускними поршнями, називається впускним, а вал, з'єднаний з впускними поршнями - впускним. Колінчасті вали з'єднані між собою головною передачею і обертаються синхронно в одному напрямку.

Вали виготовлені штампуванням з високолегованої сталі 18Х2Н4МА-Ш. Кожен колінчастий вал виконаний по повноопорній схемі і має 6 шатунних і 7 корінних шийок. Четверті корінні підшипники обмежують осьові переміщення валів.

Для зменшення маси кривошипів шийки колінчастих валів виконані порожнистими. Порожнини в корінних і шатунних шийках, з'єднані між собою свердліннями в щоках, які використовуються для підведення мастила до корінних і шатунних підшипників. Масляні порожнини у всіх корінних і шатунних шийках герметизуються заглушками 6 і 8. На кожній заглушці виконана похила кільцева канавка, в яку встановлено гумове кільце ущільнювача 5. Заглушки утримуються на своїх місцях фіксаторами 7, які входять в свердління щік і утримуються в них пружинами 16. Кут по порядку роботи кривошипів дорівнює 60° . Повний урівноваження двигуна забезпечується щоками - противагами і двома знімними противагами на впускному валу.

У крайню з боку турбіни корінну шийку впускного колінчастого валу 18 запресований хвостовик 19. Шліци всередині хвостовика служать для з'єднання з порожнистими ресорою приводу водяного насоса. Кутове положення хвостовика фіксується скобою 2. Ця ж скоба утримує від осьового переміщення знімний противагу 3. До колінчастого валу скоба кріпиться гвинтами 4. Розрізні пружні кільця 1 служать для ущільнення тракту підведення масла з корпусу водяного насоса в хвостовик валу.

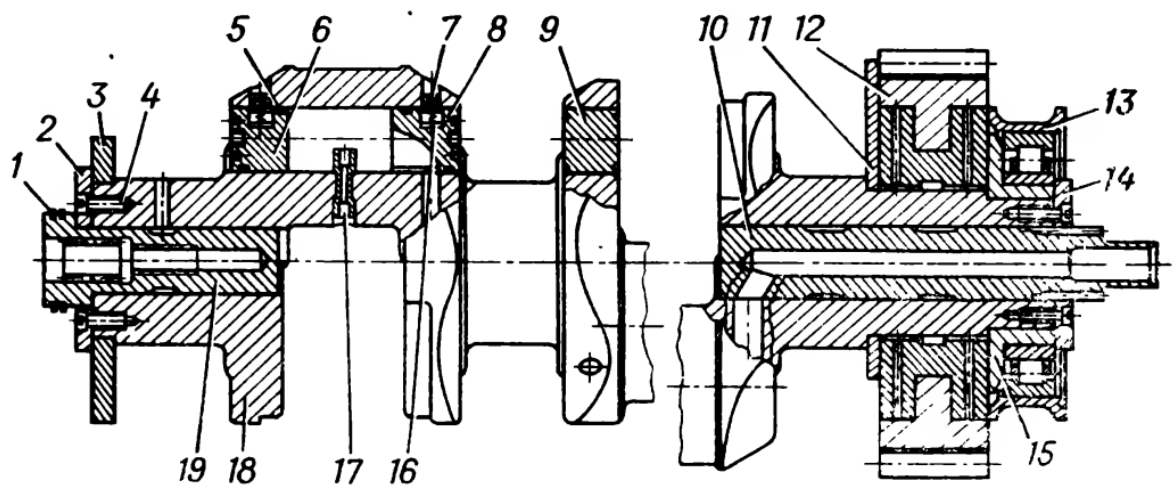


Рис. 1.3. Впускний колінчастий вал: 1 – кільце; 2 – скоба; 3, 11 – знімний противагу; 4 – гвинт; 5 – кільце ущільнювача; 6 – заглушка; 7 – фіксатор; 8 – заглушка; 9 – проставка; 10, 19 – хвостовики; 12 – пружна муфта; 13 – стакан підшипника; 14 – скоба; 15 – проставка; 16 – пружина; 17 – жиклер; 18 – впускний колінчастий вал

Втулка циліндру (рис. 1.4) виготовлена з трубної заготовки - сталь 38Х2МЮА з азотуванням внутрішньої поверхні. Циліндри встановлюються в блок горизонтально. Для установки в блок на зовнішній поверхні циліндра 1 виконано п'ять посадкових поясів. У канавках кожного поясу циліндра встановлюється по два гумових ущільнювачів кільця, які є опорами циліндра в блоці. Гумові кільця ущільнюють порожнини для проходу охолоджуючої рідини, відокремлюючи їх від внутрішнього об'єму картера і від порожнин для проходу повітря і відпрацьованих газів. Кільця виступають з канавок на 0,4...0,7 мм.

Центральна частина циліндра являє собою пояс в якому виконані п'ять різьбових отворів М14 (чотири - для корпусів форсунок і отвір г для штуцера пускового клапана) і глухий отвір без різьблення для стопорного пальця, що фіксує циліндр від зсуву і провороту. У центральному поясі виконані 36 отворів (рис. 1.4, ж) для проходу охолоджуючої рідини.

Повітря з повітряного ресивера надходить в циліндр через 16 впускних вікон (рис. 1.4, е) зі змінним кутом нахилу стінок уздовж осі циліндра, що сприяє

оптимальному розподілу і закрутки повітряного потоку в циліндрі і поліпшенню сумішоутворення.

Відпрацьовані гази виходять з циліндра в верхній і нижній колектори через 14 випускних вікон (рис. 1.4, *и*).

Охолоджуюча рідина з каналу блоку надходить в порожнину (рис. 1.4, *м*) циліндра, проходить через отвори (рис. 1.4, *д*) впускного поясу, отвори (рис. 1.4, *ж*) центрального поясу, отвори (рис. 1.4, *б*) випускного поясу.

Для запобігання просочування охолоджуючої рідини кінцевий бандаж встановлюється на спеціальний герметизатор. На торцях циліндра виконані вирізи (рис. 1.4, *н*), які забезпечують вільне переміщення шатунів.

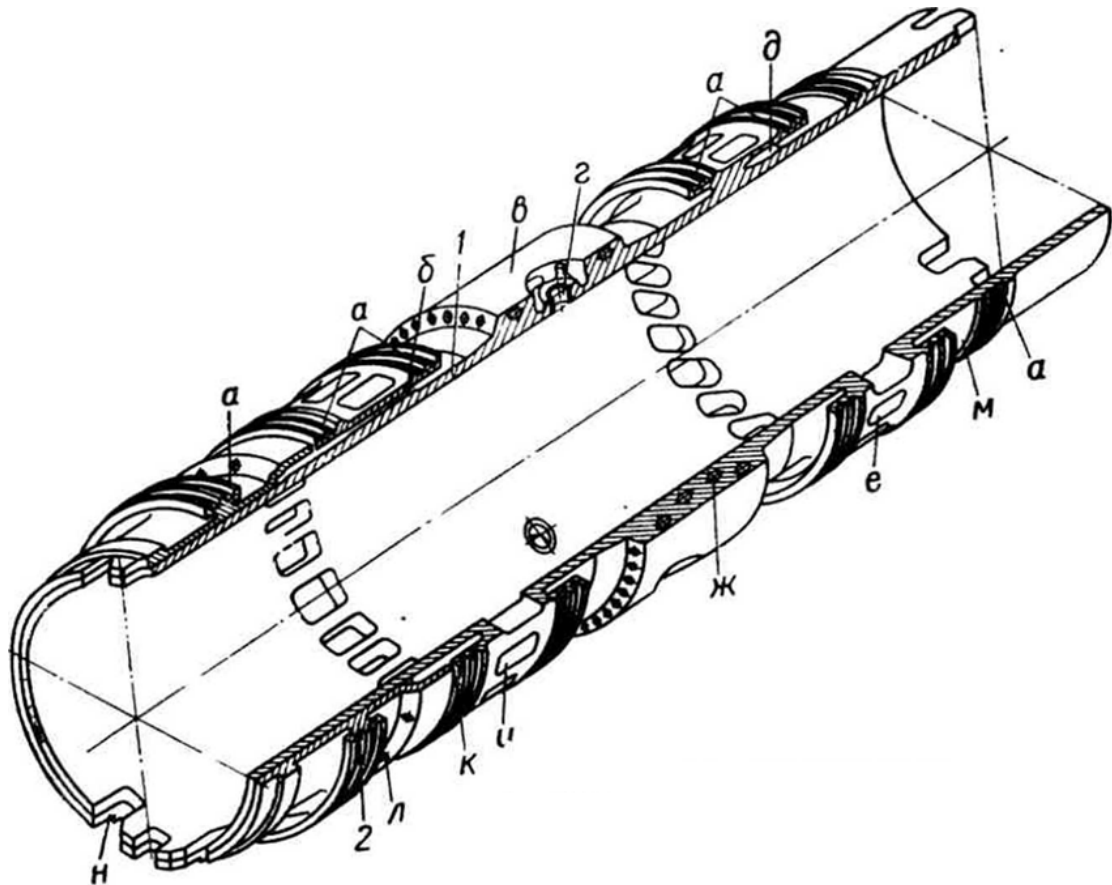


Рис. 1.4. Втулка циліндра

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1. Розрахунок робочого процесу двигуна

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила [3].

Крім відпрацьовування параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо.

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 [4].

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 захаращений 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.

Застосування двигуна в складі дизельної електростанції обумовлює такі параметри, як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання

частоти обертання, особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити згоджену роботу на всіх режимах експлуатації.

Методика розрахунку 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. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована 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 маються теплові та аеродинамічні втрати [5].

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний 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 [10].

В даному дипломному проєкті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого 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 про основні параметри циклу та фактори, 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, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Ступінь стиснення ϵ . При призначенні ступеня стиснення потрібно враховувати розміри циліндра ($D_{\text{ц}}$ та S) і спосіб сумішоутворення. Вибираємо $\epsilon = 14,5$ відповідно до рекомендації.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Величина надлишку повітря в більшій мірі залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення, приймаємо $\alpha = 2,6$.

Коефіцієнт залишкових газів. Приймаємо $\gamma_{\text{г}} = 0,05$.

Температура залишкових газів $T_{\text{г}}$. При виборі цієї величини потрібно орієнтуватися на такі значення $T_{\text{г}} = 600 \dots 900$ К. Більш низькі значення $T_{\text{г}}$ приймаються для мало форсованих по робочому процесу двигунів або при більших значеннях коефіцієнта надлишку повітря. Приймаємо $T_{\text{г}} = 800$ К.

Температура навколишнього середовища T_0 . У всіх випадках потрібно приймати $T_0 = 300$ К (стандартні атмосферні умови) і лише в особливих випадках приймають температуру машинного відділення.

Тиск навколишнього середовища p_0 . У всіх випадках необхідно приймати $p_0 = 0,101$ МПа (стандартні атмосферні умови).

Відносна вологість повітря ϕ . У всіх випадках варто приймати $\phi = 50$ %, при якій гарантується заводом - виробником номінальна потужність двигуна.

Зміна температури повітря при переході з наддувочного колектора в циліндр $\Delta T_{\text{а}}$. Приймаємо $\Delta T_{\text{а}} = 5$, Як для ДВЗ з наддувом.

Коефіцієнт зміни тиску при переході повітря з наддувного колектора в циліндр K_a . Для СОД приймаємо $K_a = 0,97$.

Коефіцієнт наповнення циліндра η_n для 2-тактних двигунів приймаємо коефіцієнт перше наближення $\eta_n = 0,85$.

Показник політропи стиснення n_1 . Ця величина далі уточнюється, тому для організації розрахунку схеми циклу необхідно прийняти коефіцієнт перше наближення $n_1 = 1,35$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці b , ξ_b . Ця величина знаходиться таким же шляхом, як і попередні. Приймаємо $\xi_b = 0,86$.

Ступінь підвищення тиску в циліндрі λ . Приймаємо $\lambda = 1,3$ - для високофорсованих двигунів по робочому процесу.

Найвища температура газів T_g . У першому наближенні слід прийняти $T_g = 800$ К. Далі ця величина уточнюється.

Показник політропи розширення n_2 . У першому наближенні слід прийняти $n_2 = 1,25$. Далі ця величина уточнюється.

Температура в циліндрі в кінці процесу розширення T_b . У першому наближенні слідує прийнятий $T_b = 1000$ К. Далі ця величина уточнюватиметься;

Частка втраченого ходу ψ_s . Приймаємо $\psi_s = 0,13$.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми $\phi_{окр}$. Приймаємо $\phi_{окр} = 1$.

Механічний ККД двигуна $\eta_m = 0,81$.

Коефіцієнт тактності $z = 1$ для 2-х тактних двигунів.

Хімічний склад палива. В більшості випадків розрахунки ведуться на паливо середнього складу:

$C = 0,866$ кг - кількість вуглецю.

$H = 0,130$ кг - кількість водню.

$S = 0$ кг - кількість сірки.

$O = 0,004$ кг - кількість кисню.

$W = 0$ кг - кількість води.

Розрахунок процесу наповнення

Розрахунок полягає у визначенні тиску і температури в кінці наповнення, а також коефіцієнта наповнення. Результати розрахунку представлені в табл. 2.1

Таблиця 2.1. Розрахунок процесу наповнення

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	6ТДФ
Необхідний тиск повітря в наддувочному колекторі p_k , МПа	$0,872 \cdot 10^{-4} \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_k}{D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_H}$	0,388
Тиск в циліндрі на початку стиснення p_a , МПа	$K p_k$	0,388
Температура на початку стиснення T_a , К	$T_a = \frac{T_k + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	423
Коефіцієнт наповнення циліндру η_H	$\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_0}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \varphi_s)$	0,83

Розрахунок процесу стиску

Дійсний процес стиснення є політропним з показником ступеня стиснення n_1 , змінним на всьому протязі ходу поршня. У розрахунку робочого процесу стиснення приймається, що процес проходить по політропі з умовним середнім показником $n_1 = \text{const}$, величина якого забезпечує отримання такої ж роботи на лінії стиснення, як і при дійсному показнику. Результати розрахунку представлені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2. Розрахунок процесу стиснення

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	6ТДФ
Коефіцієнт у рівнянні середньої ізохорної теплоємності на лінії стиску: $a_{\text{VC}}, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$	$\frac{\gamma_r \alpha'_v + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \alpha_v}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	19,282
		0,00252

$b_c, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K}^2)$	$\frac{\gamma_r b'' + [\alpha(1+\gamma_r) - \gamma_r] b'}{\alpha(1+\gamma_r)}$	
Середні показники політропи стиску n_1 (знаходяться методом послідовних наближень): I наближення II наближення III наближення Через те, що різниця значень показника n_1 політропи стиску в III та II не перевищує $\pm 0,005$, кінцеве значення n_1 приймається останнє значення.	Див. п. 2.1.15 $\frac{8,314}{a_{vc} + b_c T_a (1 + \epsilon^{n_1 - 1})} + 1$ $\frac{8,314}{a_{vc} + b_c T_a (1 + \epsilon^{n_1 - 1})} + 1$	1,35 1,359 1,359
Тиск в кінці стиснення p_c МПа	$p_a \epsilon^{n_1}$	14,725
Температура у кінці стиснення T_c , К	$T_a \epsilon^{n_1 - 1}$	1107

Розрахунок процесу згорання

Основним процесом, який відбувається в циліндрі двигуна, є згорання розпиленого палива, яке впорскується в циліндр. Процес згорання є окислення складових частин палива з виділенням теплоти, яку необхідно корисно використати. Розрахунок складається з визначення кількості повітря необхідного для повного згорання 1 кг палива, коефіцієнта молекулярної зміни, середніх молярних теплоємкостей, нижньої теплопровідності 1 кг палива, ступінь підвищення тиску і максимальної температури процесу. Результати розрахунку представлені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3. Розрахунок процесу згоряння

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	6ТДФ
Теоретично не обхідна кількість повітря для згоряння 1кг палива L_0 , кмоль/кг	$\frac{1}{0,21} \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right]$	0,497
Дійсна кількість повітря необхідна для згоряння 1кг палива L , кмоль/кг	αL_0	1,294
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни β_0	$1 + \frac{8H+O}{32L}$	1,025
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β	$\frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,024
Частина палива, спалена до точки z , X_z	$\frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,883
Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z , β_z	$1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} X_z$	1,021
Постійна палива k	$\frac{8H+O}{32L_0}$	0,065
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці z : a_{vz} , кДж/(кмоль·К) b_z , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k)X_z + \gamma_r]a'_r + [\alpha(1+\gamma_r) - (X_z + \gamma_r)]a'_c}{\alpha(1+\gamma_r) + kX_z}$ $\frac{[(1+k)X_z + \gamma_r]b'_r + [\alpha(1+\gamma_r) - (X_z + \gamma_r)]b'_c}{\alpha(1+\gamma_r) + kX_z}$	19,69 0,003
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці b : a_{vb} , кДж/(кмоль·К) b_b , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k) + \gamma_r]a'_r + [(1+\gamma_r)(\alpha - 1)]a'_c}{\alpha(1+\gamma_r) + k}$ $\frac{[(1+k) + \gamma_r]b'_r + [(1+\gamma_r)(\alpha - 1)]b'_c}{\alpha(1+\gamma_r) + k}$	19,742 0,003
Найнижча теплота згоряння палива, Q_H , кДж/кг	$418,7[81C + 300H - 26(O - S) - 6(9H + W)]$	42716
Найнижча теплота згоряння палива, приведена до абсолютному нуля Q'_H , кДж/кг	$Q_H + \alpha L_0(1 + \gamma_r)[\beta_z(a_{vz} + b_{vz}T) - (a_{vc} + b_{vc}T)]T$	43737

Постійні у рівнянні згоряння: С В А	$\frac{1}{\beta_z(1+\gamma)} \left\{ \frac{\beta_z Q}{L} + [a_c + b_c T_c + \gamma_r(a_c + b_c T_c) + (1+\gamma_r) 8314] \right\}$ b_z $8314 + a_z$	59677,328 0,003 28,004
Максимальна температура в циклі T_z К; (встановлюється методом послідовних наближень): I наближення II наближення III наближення Через те, що різниця значень показників T_z в III та II не перевищує 50 К, кінцеве значення T_z приймається останнє значення	Див. п. 22 $T_z = \frac{C}{A + B T_z}$	2000 1755 1787
Максимальний тиск в циліндрі, МПа	$P_z = \lambda p_c$	19,144

Розрахунок процесу розширення

Основний робочий хід поршня відбувається при розширенні продуктів згорання. Розрахунок процесу розширення полягає у визначенні ступеня подальшого розширення, параметрів в кінці процесу і середнього показника політропи розширення. Результати розрахунку в табл. 2.4.

Таблиця 2.4. Розрахунок процесу розширення

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних.	6ТДФ
Ступень попереднього розширення	$\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c}$	1,26
Ступень подальшого розширення	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	11,438

Постійні рівняння для знаходження показника політропи розширення n_2 кДж/кмоль: D C	$\frac{Q_H(\xi_b - \xi_z)}{C(1+\gamma_r)\beta}$ $\frac{\beta_z}{\beta}(a_{vz} + b_z T_z)T_z$	3142,826 44641,807
Середній розрахунковий показник політропи розширення n_2	$\frac{8,34 \left[\left(\frac{\beta_z}{\beta} \right) T_z - T_b \right]}{D+C \cdot (a_{vz} + b_z T_b) T_b} + 1$	1,265
Температура газу у кінці розширення T_b , К. рішення двох рівнянь, ведеться сумісним методом послідовних наближень: T_b, K	$\frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$	936,485
Тиск у кінці процесу розширення P_b , МПа	$\frac{p_z}{\delta^{n_2}}$	0,876

Визначення індикаторних показників

Індикаторні показники характеризують доскональність робочого циклу в циліндрі. Враховуються тільки теплові втрати. Розрахунок індикаторних показник полягає у визначенні середнього індикаторного тиску, питомої індикаторної втрати палива і індикаторний ККД. Результати розрахунку зведені в табл. 2.5.

Таблиця 2.5. Визначення індикаторних показників циклу

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних.	6ТДФ
Середній індикаторний тиск по не округленій діаграмі P'_i МПа	$\frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right)} \right]$	1,506

Середній індикаторний тиск по округленій діаграмі p_i , МПа	$f_{\alpha p}(1-\psi_s)$	1,731
Питома індикаторна витрата палива g_i	$433 \frac{p_k \eta_H}{L T_K p_i}$	0,181
Індикаторний ККД циклу	$\eta_i = \frac{3600}{g_i Q_H}$	0,465

Визначення ефективних показників

Ефективні показники робочого циклу враховують теплові і механічні втрати, які є при передачі енергії розширення газів через поршень і кривошипно-шатунний механізм на колінчастий вал. Розрахунок ефективних параметрів двигуна полягає у визначенні середнього ефективного тиску, питомої ефективної витрати палива, ефективного ККД.

Середній ефективний тиск є один з найважливіших показників робочого циклу, який характеризує ступінь ефективного використання об'єму робочого циліндра, а також рівень освоєння наддуву. Ефективний ККД характеризує ступінь удосконалення робочого циклу, ступінь наближення розрахункового циклу до ідеального, ступінь удосконалення конструкції. Результати розрахунку зведені в табл. 2.6.

Таблиця 2.6. Визначення ефективних параметрів двигуна

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних.	6ТДФ
Середній ефективний тиск p_e , МПа	$p_i \eta_M$	1,22
Питома ефективна витрата палива g , кг/(кВт·год)	q_i / η_M	0,220
Ефективний ККД двигуна	$\eta_e = \eta_i \eta_M$	0,376

2.2. Розрахунок індикаторної діаграми

Розрахункову згорнуту індикаторну діаграму будують за даними розрахунку робочого циклу. Далі ця діаграма є необхідним матеріалом для динамічного та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, тому що графічні методи побудови дають великі помилки [6].

Для побудови згорнутої індикаторної діаграми необхідно виконати наступні дії:

1. Встановити масштаби побудови діаграми. Масштаб по осі ординат тиск, тр. масштаб по осі абсцис відношення об'ємів mv/vc ;

2. Нанести значення по осі абсцис: Для двотактних ДВЗ - від 1 до $\epsilon_{\text{ум}}$. Значення $V/V_c=1$ - відповідає ВМТ двигуна. $V/V_c= \epsilon_{\text{ум}}$ - відповідає НМТ двигуна;

3. Розрахувати значення ординат точок політропи стиснення і розширення та занести їх до таблиці;

4. Нанести отримані точки на графік та з'єднати їх плавними кривими.

Ординати точок політропи стиснення і розширення обчислюють по наступним формулам.

Для процесу стиснення:

$$P_{\text{ст}} = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}}$$

Для процесу розширення:

$$P_{\text{роз}} = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}}$$

де V/V_c - відношення об'ємів, якіє поточним значеннями ступеня стиску.

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon_r - 1)} = \frac{0,785 \cdot D^2}{(\epsilon_r - 1)} \cdot S$$

де ϵ_r - геометричний ступінь стиску.

Геометричний ступінь стиску:

$$\varepsilon_s = \frac{\varepsilon - \psi_s}{1 - \psi_s}$$

де ε - дійсна ступінь стиску:

ψ_s - частка втраченого ходу.

$$\varepsilon_s = \frac{14 - 0,13}{1 - 0,13} = 16,5$$

Результати розрахунку зведені в табл. 2.7.

Таблиця 2.7. Розрахунок координат теоретичної індикаторної діаграми

V/V _c	1	1,25	$\rho=1,26$	1,5	1,75	2	2,5	3	4
P_{cm}	14,72	10,87	10,75	8,48	6,88	5,74	4,23	3,3	2,23
$P_{роз}$	19,14	19,14	19,14	15,47	12,73	10,75	8,1	6,43	4,47
V/V _c	6	8	10	11	12	13	14,5	15	16,5
P_{cm}	1,28	0,87	0,64	0,56	0,5	0,45	0,5	0,5	0,5
$P_{роз}$	2,67	1,86	1,4	1,24	1,11	1	0,87	0	0

Побудову розгорнутої індикаторної діаграми виконується шляхом перебудови згорнутої діаграми за допомогою Брікса.

Визначення середнього індикаторного тиску

Середній індикаторний тиск по не скругленій діаграмі :

$$p'_{p=} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right],$$

де p_c - тиск в кінці процесу стиснення; ε - дійсний ступінь стиснення; λ - ступінь збільшення тиску; ρ - ступінь попереднього розширення; δ - ступінь послідовного розширення; n_2 - показник політропи розширення; n_1 - показник політропи стискання.

$$p'_{p=} = \frac{14,72}{14,5 - 1} \left[13(1,26 - 1) + \frac{13 \cdot 1,26}{1,26 - 1} \left(1 - \frac{1}{11,438^{1,26 - 1}} \right) - \frac{1}{1,35 - 1} \left(1 - \frac{1}{14,5^{1,35 - 1}} \right) \right] = 1731 \text{ МПа}$$

Середній індикаторний тиск по скругленій діаграмі:

$$p = p'_i \cdot m_d \cdot \varphi_{\text{окр}} (1 - \psi_s)$$

де p'_i – відносний середній індикаторний тиск по не скругленій діаграмі; m_d – масштаб діаграми; $\varphi_{\text{окр}}$ – коефіцієнт округлення діаграми; ψ_s – доля втраченого ходу.

$$p'_i = \frac{F_d}{l_d}$$

де $F_d = 1430 \text{ мм}^2$ – площа діаграми; $l_d = 71 \text{ мм}$ – довжина діаграми.

$$p = 20,14 \cdot 0,1 \cdot (1 - 0,13) = 1,752 \text{ МПа}$$

Похибка розрахунку:

$$\delta_p = \frac{|p_p - p|}{p_p} \cdot 100\%$$

де p_p – середній індикаторний тиск з розрахунку циклу.

$$\delta_p = \frac{|1,731 - 1,752|}{1,731} \cdot 100\% = 1,2\%$$

2.3. Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу

В результаті розрахунків отримана математична модель циклу двигуна типу 6ТДФ, який має основні параметри (табл. 2.8).

Згідно з значенням тиску наддуву ($P_k = 4,0$) двигун належить до машин с високим тиском наддуву [7].

Згідно з середнім ефективним тиском ($P_e = 1,22 \text{ МПа}$) двигун має середнє значення форсування по цьому параметру, наближене до нижньої межі відповідного інтервалу.

Згідно з значенням ($\eta_e = 0,376$) двигун відповідає середньому рівню економічності, йому ж відповідає отримане значення ($g_e = 0,220 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$).

По величині максимального тиску при згорянні ($P_z = 19,144 \text{ МПа}$) двигун відповідає звичайному рівню цього параметра для двигунів великого форсування по P_k та P_e , тож його конструкція відповідає умові працездатності.

По величині максимальної температури циклу ($T_z = 1787 \text{ К}$) двигун задовольняє умовам екологічності та термічної стійкості звичайної конструкції.

По величині температури газів перед турбіною (660 °С) конструкція відповідає умовам нормальної роботи турбіни для таких двигунів.

Таблиця 2.8. Основні параметри двигуна типу 6ТДФ

Ефективна потужність	N_e	кВт	880
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	1,22
Тиск робочого тіла в точці z	P_z	МПа	19,144
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,402
Температура повітря на початка стиску	T_s	К	423
Температура робочого тіла в точці z	T_z	К	1787
Температура газів перед турбіною	T_t	К	936
Коефіцієнт надлишку повітря	α		2,6
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·год	0,220
Ефективний ККД	η_e		0,376

Таким чином, робочий цикл двигуна характеризується високим рівнем форсування по наддуву і середньому ефективному тиску, двигун відповідає вимогам щодо економічності та екологічності, він задовольняє вимогам до працездатності конструкції.

2.4. Динамічний розрахунок двигуна

Динаміка ДВЗ – розділ механіки, в якому вивчається рух деталей кривошипно-шатунного механізму під дією тиску газу і сил інерції. Вона досліджує способи зменшення навантажень, що виникають при русі деталей КШМ; режими їх руху; урівноваження інерційних сил; кількість споживаної енергії і ККД механізмів; способи забезпечення заданого руху деталей. Надійність, довговічність і економічність сучасних двигунів внутрішнього згоряння залежить також від обраної схеми кривошипно-шатунного механізму (КШМ), рівномірності ходу, врівноваженості, а також величини крутильних коливань колінчатих валів [8].

Вибір та обґрунтування вихідних даних

Вихідні дані до динамічного розрахунку двигуна наведені в табл. 2.9.

Таблиця 2.9. Вихідні дані до динамічного розрахунку двигуна

Величина	Значення
Тактність (число тактів);	$D = 2$
Крок розрахунку. Обертається в залежності від кута заклинки;	$H=10$ град.
Частота обертання колінчастого валу;	$n = 2600 \text{ хв}^{-1}$
Питома маса поступальних частин, що рухаються КШМ;	$M_s = 0 \text{ кг/м}$
Радіус кривошипа. Половина ходу поршня;	$R = 0,06 \text{ м}$
Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна;	$\lambda_{ш} = 0,3$
Тиск сил тяжіння поступальних мас КШМ;	$P_T = 0,101 \text{ МПа}$
Тиск на поршень з тильної сторони;	$P_K = 0,388 \text{ МПа}$
Тиск кінця стиску (в точці с);	$P_C = 14,726 \text{ МПа}$
Максимальний тиск в циліндрі (в точці z);	$P_Z = 19,144 \text{ МПа}$
Степінь попереднього розширення;	$R_o = 1,26 \text{ МПа}$
Показник політропи стиснення;	$n_1 = 1,35$
Показник політропи розширення;	$n_2 = 1,26$
Степінь стиску.	$\varepsilon = 14,5$

Побудова силової схеми КШМ

При роботі двигуна на КШМ діє сила тиску газів у циліндрі, сили інерції мас, що рухаються, сили ваги, сили тертя і сили корисного опору на колінчастому валу. Сили тертя в порівнянні з іншими силами невеликі і залежать від багатьох факторів, що не піддаються точному обліку (шорсткість поверхонь тертя, умови змащення, тепловий режим, зазори та ін.). Тому в динамічних розрахунках ними зневажають, а враховують механічний ККД двигуна. Сили ваги виникають у

мало обертових двигунах. Визначають сили ваги по масах деталей з робочих креслень чи результатам зважування.

Результуючої всіх сил, що діють на поршень, є рушійна сила. Рушійна сила прикладена до центра приведення всіх мас механізму, що рухаються поступально. Для крейцкопфних двигунів крпкою приведення є центр головного підшипника.

У загальному випадку рушійна сила буде представляти алгебраїчну суму:

$$P_{\text{ДВ}} = P_{\Gamma} + P_S + P_{\text{ТР}} + P_{\text{ТП}} + P_B$$

де P_{Γ} - сила від тиску газів; P_S - сила інерції поступальних мас; P_B - сила ваги поступальних мас; $P_{\text{ТП}}$ - сила тиску на поршень з тильної його сторони; $P_{\text{ТР}}$ - сила тертя між втулкою і поршнем.

У зв'язку з тим, що сила P_B і сила P_K є величини постійні, то в розрахункових операціях буде використовуватися формула:

$$P_{\text{ДВ}} = P_{\Gamma} + P_S$$

Розрахунок та побудова діаграми діючих сил

На рис. 2.1 представлена силова схема КШМ, де показання розкладання сил у центрі головного і центрі мотильового підшипника.

Найменування цих сил наступні:

N - нормальна сила, що діє перпендикулярно осі циліндра;

Q - сила, що діє уздовж осі шатуна;

Z - радіальна сила, що діє уздовж радіуса кривошипа;

T - дотична сила, що діє по дотичній до траєкторії центра мотильової шийки.

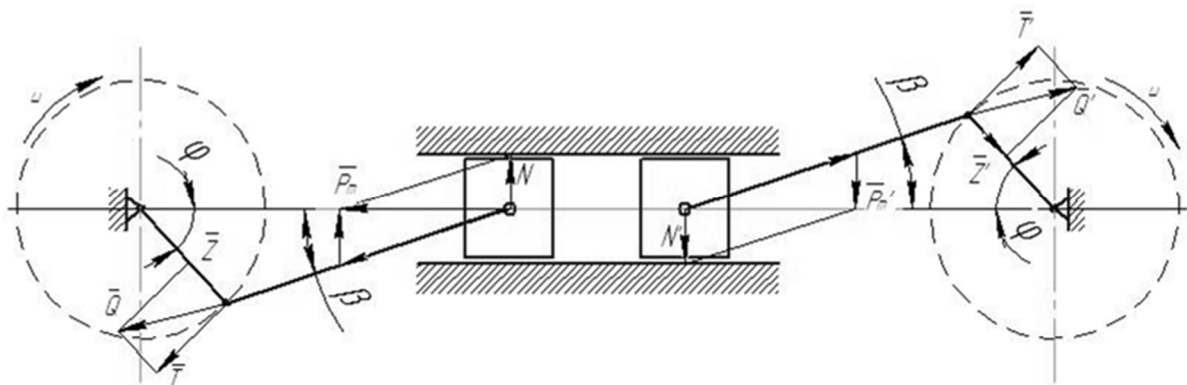


Рис. 2.1. Силовая схема КШМ

Розрахункові формули мають вид:

$$N = P_{ДВ} \operatorname{tg}(\arcsin(\lambda \sin \varphi));$$

$$Q = \frac{P_{ДВ}}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))};$$

$$Z = \frac{P_{ДВ} \cos(\varphi + \arcsin(\lambda \sin \varphi))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))};$$

$$T = \frac{P_{ДВ} \sin(\varphi + \arcsin(\lambda \sin \varphi))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}.$$

Усі розрахункові формули, що приводяться, орієнтовані на машинний рахунок.

Побудова діаграми сумарних дотичних сил

Діаграма сумарних дотичних сил являє собою в деякому масштабі сумарний момент, що крутить, на вихідному фланці колінчастого вала дизеля.

Хід розрахунку будемо робити з наступним порядком роботи циліндрів двигуна: 1-3-4-2.

Визначимо максимальний кут повороту кривошипа, що відповідає періоду зміни сумарної дотичної діаграми.

$$\varphi_z = \frac{360}{z \cdot i},$$

де $z = 1$ - коефіцієнт тактності двигуна; $i = 6$ - число циліндрів;

$$\varphi_{закл} = \frac{360}{1 \cdot 6} = 60^\circ$$

Далі значення дотичної сили одного циліндра поділяється на шість рівних ділянок, що відповідають $\varphi_{закл} = 60^\circ$ п.к.в., і значення дотичного зусилля кожної ділянки заносяться в табл. 2.10 у виді вертикальних стовпців відповідно до порядку роботи циліндрів.

Потім підсумовуючи по горизонтальних рядках значення дотичного зусилля окремих циліндрів, в останньому стовпці одержимо значення сумарної дотичної сили ΣT .

Отримані дані вносимо в табл. 2.10. На підставі отриманих даних будується діаграма.

Таблиця 2.10. Розрахунок сумарних дотичних сил

φ°	Номер циліндрів						ΣT
	I	II	III	IV	V	VI	
0	0	-0,088	-1,2	0	2,865	0,54	2,177
10	-0,003	-0,15	-1,688	4,213	2,188	0,399	4,96
20	-0,002	-0,244	-2,314	6,47	1,666	0,288	5,86
30	-0,009	-0,38	-3,02	5,915	1,265	0,199	3,97
40	-0,023	-0,571	-3,466	4,795	0,958	0,125	1,817
50	-0,047	-0,837	-2,705	3,732	0,722	0,06	0,925
60	-0,088	-1,2	0	2,865	0,54	0	2,117

Визначення середньої сумарної дотичної сили та індикаторної потужності двигуна

Розрахункова величина індикаторної потужності графічним методом:

$$(N)_d = \overline{\Sigma T}_{CP} \cdot \mu_T \cdot F_{\text{ц}} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R \cdot 10^3$$

де $\overline{\Sigma T}_{CP}$ - середнє сумарне дотичне зусилля, без урахування масштабу, мм; $\mu_T = 0,53$ МПа/мм - масштаб діаграми; $F_{\text{ц}} = 0,011$ м² - площа поперечного перерізу циліндра; $R = 0,06$ м - радіус кривошипа; $n = 2600$ хв⁻¹ - частота обертання колінчастого валу.

$\overline{\Sigma T}_{CP}$ - знаходиться по формулі:

$$\overline{\Sigma T}_{CP} = \frac{F_g}{l_g}$$

де $F_g = 2070$ мм² - площа діаграми; $l_g = 625$ мм - довжина діаграми.

$$\overline{\Sigma T}_{CP} = \frac{2070}{625} = 3,3 \text{ мН}$$

$$(N)_d = 3,3 \cdot 0,53 \cdot 0,011 \cdot \frac{3,14 \cdot 2600}{30} \cdot 0,06 \cdot 10^3 = 1221 \text{ кВт}$$

Розрахункова величина індикаторної потужності аналітичним методом:

$$(N)_y = 13,1 \cdot p_i \cdot D_y \cdot S \cdot n \cdot i \cdot z$$

де $p_i = 1,7131 \text{ МПа}$ - середній індикаторний тиск.

$$(N)_y = 13,1 \cdot 1,7131 \cdot 0,014^2 \cdot 0,12 \cdot 2600 \cdot 6 \cdot 1 = 1223 \text{ кВт}$$

Перевірка правильності розрахунку:

$$\delta = \frac{|(N_i)_y - (N_i)_d|}{(N_i)_d} \cdot 100\%$$

$$\delta = \frac{|1223 - 1221|}{1221} \cdot 100\% = 0,16\%$$

У зв'язку з тим, що розбіжність між $(N_i)_y$ та $(N_i)_d$ не більша за 5 %, то розрахунок слід вважати правильним.

Визначення надлишкової роботи крутильного моменту та основних розмірів маховика

Розрахунок маховика являє собою визначення махового моменту інерції, максимального діаметру ободу маховика та його масу.

Під маховим моментом маховика розуміють вигідну в практиці величину, яка дорівнює відношенню маси маховика на квадрат його зовнішнього діаметра (без ободу).

Величину надлишкової роботи, яку виконує сумарний крутильний момент визначаємо за формулою:

$$L_{\text{надп}} = L'_{\text{воб}} \cdot \mu_T \cdot \mu_\alpha \cdot \frac{\pi}{180} \cdot F_\alpha \cdot R \cdot 10^6$$

де $L'_{\text{воб}} = 1432 \text{ мм}$ - площа згідно з надлишковою роботою; $\mu_T = 0,92 \text{ МПа/мм}$ - масштаб діаграми сумарної та дотичної сил; $\mu_\alpha = 0,05 \text{ град/мм}$ - масштаб кута α ; $F_\alpha = 0,011 \text{ м}^2$ - площа поперечного перерізу циліндра; $R = 0,06 \text{ м}$ - радіус кривошипа.

$$L_{\text{ред}} = 1432 \cdot 0,92 \cdot 0,05 \cdot \frac{3,14}{180} \cdot 0,011 \cdot 0,06 \cdot 10^6 = 1142 \text{ кДж}$$

Необхідне значення моменту інерції маховика:

$$I_d = \frac{912 \cdot L_{\text{ред}}}{\delta \cdot n^2}$$

де: $\delta = 0,05$ - степінь нерівномірності оберту колін вала приймаємо;

$n = 2600$ хв-1 - частота оберту колін вала.

$$I_d = \frac{912 \cdot 1142}{0,05 \cdot 2600^2} = 0,77 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Враховуючи те, що механізм рухомості має момент інерції рівний половині потрібного, тоді необхідна величина моменту інерції маховика буде дорівнювати:

$$I_M = 0,5 \cdot I_d, \quad I_M = 0,4 \cdot 0,77 = 0,308 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Визначення маси та діаметру маховика

Діаметр ободу маховика визначається за формулою:

$$D_M = \frac{60 \cdot [v]}{\pi \cdot n}$$

де $[v] = 40$ м/с - допустима лінійна швидкість на ободі маховика;

$$D_M = \frac{60 \cdot 40}{3,14 \cdot 2600} = 0,29 \text{ м}$$

$$D_M = 17 \cdot S$$

де $S = 0,12$ м - хід поршня, $D_M = 17 \cdot 0,12 = 0,204 \text{ м}$.

Маховий момент маховика:

$$M_M \cdot D_M^3 = 4 \cdot I_M$$

звідки:

$$M_M = \frac{4 \cdot I_M}{D_M^3},$$

де D_M - діаметр маховика:

$$M_M = \frac{4 \cdot 0,308}{0,29^3} = 14,649 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

Визначення основних розмірів ободу маховика:

$$H = \sqrt{\frac{M_M}{\pi \cdot K_M \cdot D_M \cdot \rho}},$$

де M_M - маховий момент; $K_M = 0,2$ - В/Н; D_M - діаметр ободу маховика; $\rho = 7800$ - щільність металу.

$$H = \sqrt{\frac{14,649}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 0,29 \cdot 7800}} = 0,058 \text{ м}$$

$$B = 0,2 \cdot H$$

$$B = 0,2 \cdot 0,058 = 0,011 \text{ м}$$

Маса ободу маховика:

$$M_M = \pi \cdot D_M \cdot B \cdot H \cdot \rho$$

де D_M - діаметр ободу маховика; H - висота ободу; B - ширина маховика; ρ - щільність металу.

$$M_M = 3,14 \cdot 0,29 \cdot 0,011 \cdot 0,058 \cdot 7800 = 4,99 \text{ кг}$$

Загальний вид маховика представлено на рис. 2.2.

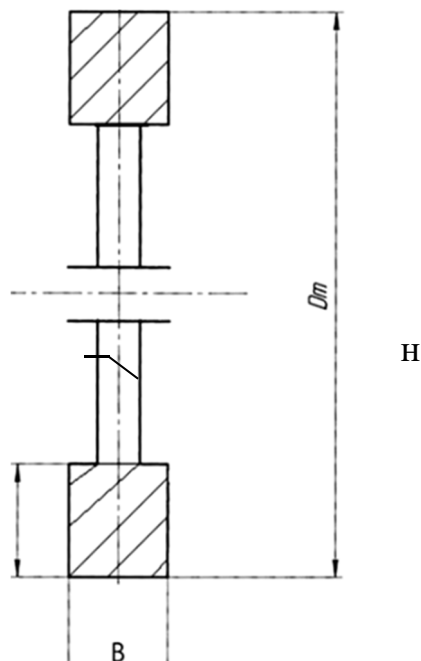


Рис. 2.2. Загальний вид маховика

2.5. Розрахунок систем, які обслуговують двигун

Паливна система

Паливна система служить для подачі палива в циліндри двигуна в певні моменти часу в кількостях, необхідних для його роботи на різних режимах. Паливна система (рис 2.3) складається з паливної системи низького тиску, що включає паливопідкачуючий насос 1, паливний фільтр тонкого очищення 9, трубопроводи 6, 8, і паливної системи високого тиску, що включає паливні насоси 7 високого тиску, форсунки 2, трійники 4 і трубопроводи 3, 5, 11 і 12 високого тиску.

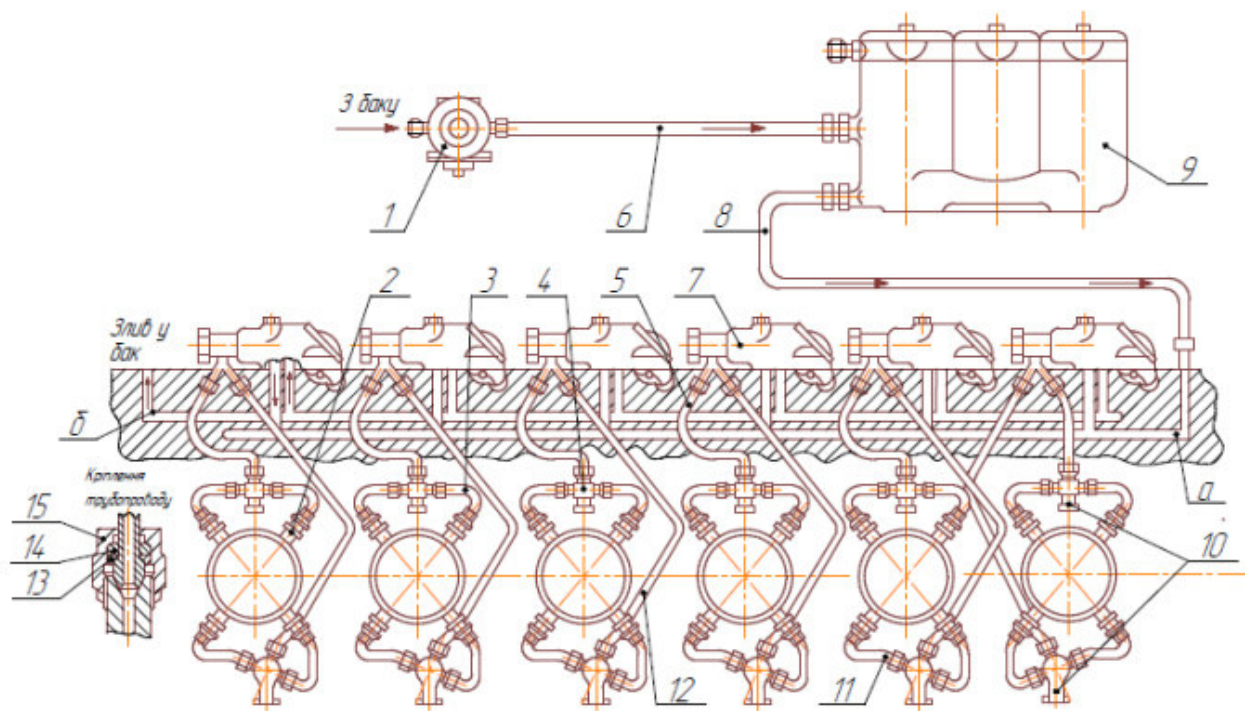


Рис. 2.3. Паливна система двигуна 6ТДФ

Паливний насос, чотири форсунки (дві верхні і дві нижні), два трійника і трубопроводи високого тиску складають циліндровий комплект і закріплюються за відповідним циліндром.

Розрахунок елементів паливної системи

Розрахунок ПНВТ

Циклова об'ємна подача палива:

$$V_{\text{ц}} = \frac{g_e \cdot N_e}{i \cdot 60 \cdot n \cdot z \cdot \gamma_r}$$

де $g_e = 0,160$ кг/кВт - питома ефективна витрата палива; $N_e = 880$ кВт – потужність двигуна; $i = 6$ – кількість циліндрів; $n = 2600$ хв⁻¹ – кількість обертів на хвилину; $z = 1$ – коефіцієнт тактовності; $\gamma_m = 0,85$ г/см³ – питома вага палива.

$$V_{\text{ц}} = \frac{0,160 \cdot 882}{6 \cdot 60 \cdot 2600 \cdot 1 \cdot 0,85} = 0,00017 \text{ м}^3 / \text{цикл}$$

Хід плунжера:

$$h_r = \frac{c_m \cdot j_r}{6 \cdot n}$$

де $c_m = 1,5$ м/с – середня швидкість плунжера; $\varphi_e = 25$ – геометрична тривалість впорскування;

$$h_r = \frac{15 \cdot 25}{6 \cdot 2600} = 0,0024 \text{ м}$$

Діаметр плунжера:

$$d_h = \frac{h_r}{1,95}$$

$$d_h = \frac{0,0024}{1,95} = 0,0012 \text{ м}$$

Перевірка правильності розрахунку ходу і діаметру плунжера здійснюється шляхом порівняння циклової об'ємної подачі палива та об'єму, який відповідає ходу плунжера.

Об'єму, який відповідає ходу плунжера:

$$V_r = \frac{\pi \cdot d_h^2}{4} \cdot h_r$$

$$V_r = \frac{3,14 \cdot 0,0012^2}{4} \cdot 0,0024 \cdot 10 = 0,027 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Розрахунок виконано правильно так як об'єму, який відповідає ходу плунжера, дорівнює цикловій об'ємній подачі палива.

Розрахунок форсунки

Час впорскування палива:

$$\tau = \frac{j_d}{6 \cdot n}$$

де $\varphi_d = 20^\circ$ – тривалість подачі палива в циліндр.

$$\tau = \frac{20}{6 \cdot 2600} = 0,0012 \text{ с}$$

Середня швидкість впорскування палива через соплові отвори:

$$v_\tau = \mu_c \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{(P_\phi - P_c)}{\gamma_\tau}}$$

де $\gamma_m = 0,00085 \text{ кг/см}^3$ – питома вага палива; $P_\phi = 80 \text{ МПа}$ – середній тиск палива;
 $P_c = 14,726 \text{ МПа}$ – середній тиск газів в циліндрі; $\mu_c = 0,75$ – коефіцієнт течії з соплових отворів.

$$v_\tau = 0,75 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{(80 - 14,726)}{0,00085}} = 293,92 \text{ м/с}$$

Сумарна площа соплових отворів:

$$f_c = \frac{V_c}{v_\tau \cdot \tau}$$

$$f_c = \frac{0,00017 \cdot 10^3}{293,92 \cdot 0,0012} \cdot 10^{-3} = 0,00048 \text{ м}^2$$

Діаметр соплового отвору:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi \cdot m \cdot e}}$$

де $m = 1 \dots 12$ – число соплових отворів; $e = 4$ – кількість форсунок на один циліндр.

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00048}{3,14 \cdot 4 \cdot 4}} \cdot 10^{-3} = 6,18^{-6} \text{ м}$$

Довжина соплового отвору:

$$l_c = (3 \dots 4) d_c$$

$$l_c = 6,18^{-6} \cdot 4 = 0,000024 \text{ м}$$

Система змащення

Система змащення (рис. 2.4) двигуна призначена для подачі мастила до всіх сполучень тертя з метою зменшення сил тертя, зниження зносу, відведення при терті тепла і для запобігання деталей від корозії.

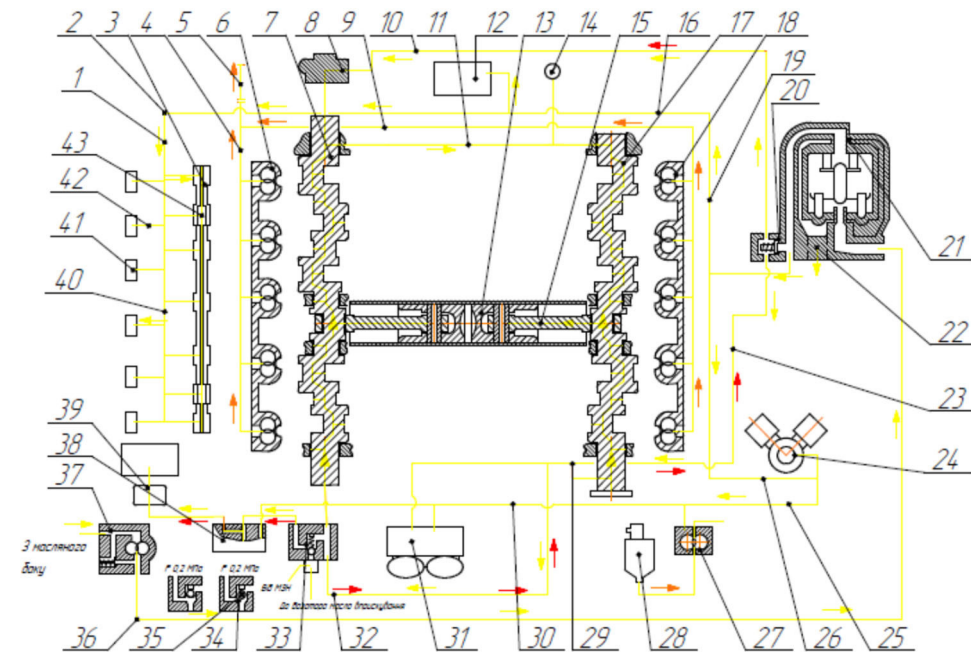


Рис. 2.4. Система змащення двигуна 6ТДФ: 1, 2, 4, 9, 11, 16, 19, 22, 23, 25, 26, 29, 30, 40, 42 - масляні конали; 3 - кулачковий вал; 5, 10, 32, 36 - трубопроводи; 6, 18 - відкачувальні масляні насоси; 7, 17 - колінчастий вал; 8 - водяний насос; 12 - турбіна; 13 - поршень; 14 - манометр; 15 - шатун; 20 - зворотний клапан; 21 - МЦФ; 24 - компресор високого тиску; 27 - масляний насос сапуна; 28 - сапун; 31 - компресор; 33 - подвійний клапан; 34 - золотниковий клапан; 35 - кульковий клапан; 37 - нагнітаючий масляний насос; 38 - регулятор; 39 - привід СГ; 41 - паливний насос високого тиску; 43 - підшипник ресори привода компресора

Система мащення комбінована, циркуляційна. До основних сполучень мастило підводиться під тиском. Розбризкуванням змазуються: робоча поверхня циліндрів, поршні, кулачки кулачкового валу, підшипники кочення і шестерні приводів допоміжних агрегатів. Очищення масла повно потокове.

Система мащення складається з нагнітаючого насоса 37, двох відкачуючих насосів 6 і 18, масляного відцентрового фільтра 21, трубопроводів 5, 10, 32 і 36.

Кількість теплоти, виділеної за рахунок тертя в двигуні:

$$Q_{\text{тр}} = 3600 \cdot N_{\text{е}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{м}}} - 1 \right) \cdot \alpha_{\text{тр}}$$

де $\eta_{\text{м}} = 0,81$ – механічний ККД двигуна; $\alpha_{\text{тр}} = 0,4 \dots 0,45$ – доля теплоти тертя, сприймаюча маслом.

$$Q_{\text{тр}} = 3600 \cdot 882 \cdot \left(\frac{1}{0,81} - 1 \right) \cdot 0,43 = 320264 \text{ кДж/ч}$$

Проток масла для відводу $Q_{\text{тр}}$:

$$W_1 = \frac{Q_{\text{тр}}}{\rho_{\text{м}} \cdot c_{\text{м}} \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

де $\rho_{\text{м}} = 900 \text{ кг/м}^3$ – щільність мастила; $c_{\text{м}} = 1,98 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність мастила; $\Delta T_{\text{м}} = 5 \dots 8$ – різниця температур вхідного і вихідного мастила.

$$W_1 = \frac{320264}{900 \cdot 1,98 \cdot 7} = 25,67 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Кількість теплоти, прийнятою маслом при охолодженні поршнів:

$$Q_{\text{п}} = \alpha_{\text{п}} \cdot q_{\text{в}} \cdot N_{\text{е}} \cdot Q_{\text{н}}$$

де $\alpha_{\text{п}} = 0,08$ – доля теплоти, прийнятою маслом для охолодження поршнів; $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 42700 \text{ кДж/кг}$ – нижча теплота згоряння палива.

$$Q_{\text{п}} = 0,08 \cdot 0,160 \cdot 882 \cdot 42700 = 482065,92 \text{ кДж/ч}$$

Проток масла через поршні:

$$W_2 = \frac{Q_{\text{п}}}{\rho_{\text{м}} \cdot c_{\text{м}} \cdot \Delta T_{\text{п}}}$$

де $\Delta T_{\text{п}} = 7$ – перепад температури мастила.

$$W_2 = \frac{482065,92}{900 \cdot 1,98 \cdot 7} = 38,64 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Подача циркуляційного насоса:

$$W_{\text{цн}} = K_v \cdot (W_1 + W_2)$$

де $K_v = 1,2$ – коефіцієнт запасу подачі.

$$W_{\text{цн}} = 1,2 \cdot (25,67 + 38,64) = 77,172 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Потужність яка споживається циркуляційним насосом:

$$N_{\text{цн}} = 0,272 \cdot \frac{W_{\text{цн}} \cdot H \cdot \rho_m}{\eta_n} \cdot 10^5$$

де $H = 20 \dots 40$ м – напор насоса; $\eta_n = 0,85$ – механічний ККД масляного насоса.

$$N_{\text{цн}} = 0,272 \cdot \frac{77,172 \cdot 30 \cdot 900}{0,85} \cdot 10^5 = 6,66 \text{ кВт}$$

Площа фільтруючої поверхні фільтра грубої очистки:

$$F_{\text{фто}} = \frac{W_{\text{цн}}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{\text{жс}}}$$

де $K_{\text{жс}} = 0,2 \dots 0,3$ – коефіцієнт живого перерізу; $v_m = 0,03$ – м/с допустима швидкість мастила.

$$F_{\text{фто}} = \frac{77,172}{3600 \cdot 0,03 \cdot 0,25} = 2,85 \text{ м}^2$$

Температурний напір:

$$\Delta t = \left(\frac{t_1^M + t_2^M}{2} \right) - \left(\frac{t_1^3 + t_2^3}{2} \right)$$

де $t_1^M = 69^\circ\text{C}$ – температура мастила на вході в охолоджувач; $t_2^M = 60^\circ\text{C}$ – температура мастила на виході в охолоджувач; $t_1^3 = 31^\circ\text{C}$ – температура води на вході в охолоджувач; $t_2^3 = 38^\circ\text{C}$ – температура води на виході в охолоджувач;

$$\Delta t = \left(\frac{69 + 60}{2} \right) - \left(\frac{31 + 38}{2} \right) = 30^\circ\text{C}$$

Площа теплопередачі поверхні масло охолоджувача:

$$F_M = \frac{Q_{\text{rp}} + Q_n}{K \cdot \Delta t} \cdot K_3$$

де $\kappa = 500 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопередачі; $K_3 = 1,2 \dots 1,3$ – коефіцієнт забруднення холодильника.

$$F_m = \frac{320264 + 482065,92}{500 \cdot 30} \cdot 1,2 = 64,18 \text{ м}^2$$

Місткість цистерн циркуляційної системи мащення:

$$V_{\text{цм}} = \frac{W_{\text{цн}}}{Z_{\text{ц}}} \cdot K_v$$

де $Z_{\text{ц}} = 12$ – частота циркуляції масла в системі; $K_v = 1,4 \dots 1,7$ – коефіцієнт, враховуючий збільшення об'єму мастила при нагріванні.

$$V_{\text{цм}} = \frac{77,172}{12} \cdot 1,6 = 10,28 \text{ м}^3$$

Кількість масла в стічно-циркуляційній цистерні:

$$V_{\text{цн}} = \frac{W_{\text{цн}}}{Z_{\text{ц}}}$$

$$V_{\text{цн}} = \frac{77,172}{12} = 6,43 \text{ м}^3$$

Сумарна пропускна здатність сепараторів:

$$W_{\text{с}} = \frac{V_{\text{цн}}}{T_{\text{с}}} \cdot K$$

де $T_{\text{с}} = 16 \dots 20 \text{ ч}$ – час роботи сепаратора на добу; $K = 1,5 \dots 3,0$ – рекомендована частота сепарації масла.

$$W_{\text{с}} = \frac{6,43}{18} \cdot 2,5 = 0,89 \text{ м}^3$$

Система охолодження

Система охолодження (рис. 2.5) призначена для відводу тепла від деталей двигуна, а також використовується для підігріву двигуна і трансмісійного маслобака перед пуском в холодну пору року. Система охолодження рідинна, високотемпературна, закритого типу, з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини (ОР).

Основними елементами системи є водяний насос 9, інжектор 7, колектор 3, трубопроводи 1, 2, 5, 6, 10, 12, 13 до 14 до водяні порожнини а, б, в та р.

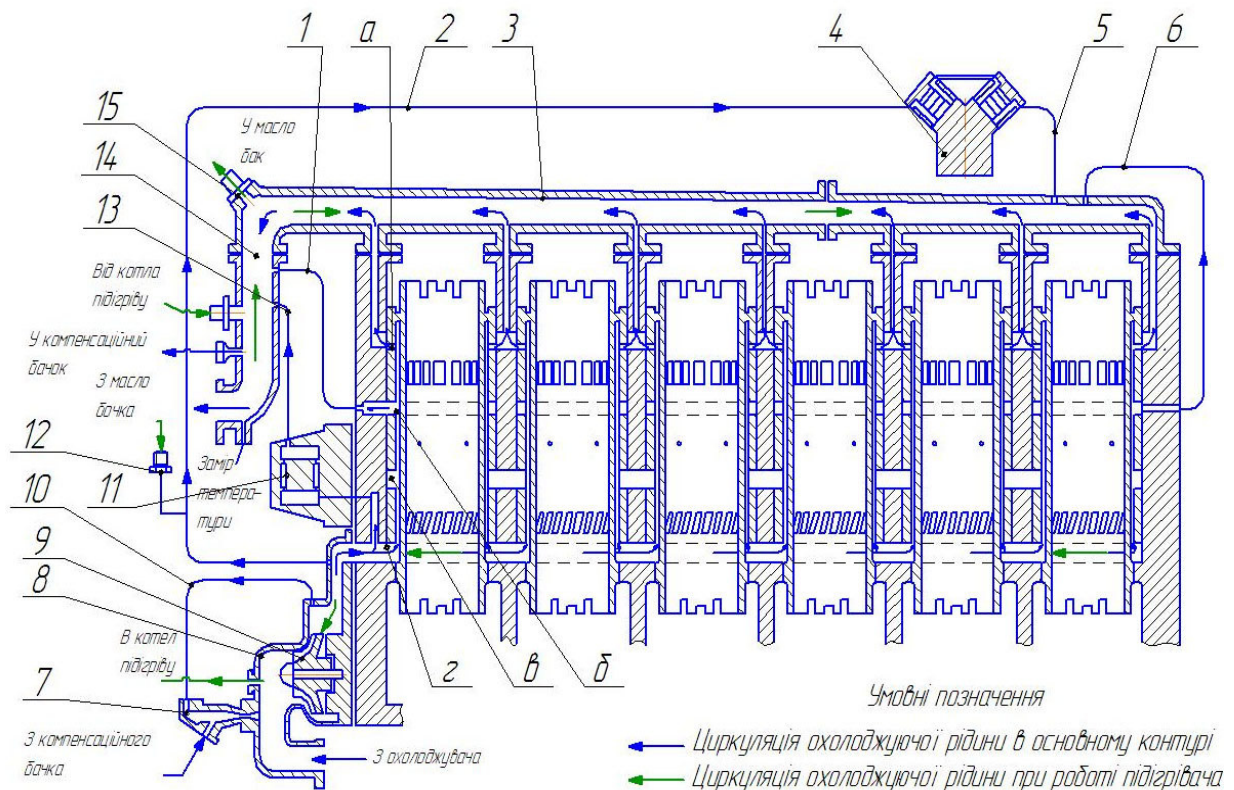


Рис. 2.5. Система охолодження

Контур охолодження

Кількість теплоти, відведеної водою від циліндрів двигуна:

$$Q_{\text{ц}} = \alpha_{\text{wl}} \cdot g_{\text{е}} \cdot N_{\text{е}} \cdot Q_{\text{н}}$$

де $\alpha_{\text{wl}} = 0,11$ – частка теплоти відведеної в воду від робочих циліндрів;

$$Q_{\text{ц}} = 0,11 \cdot 0,160 \cdot 882 \cdot 42700 = 662840,64 \text{ Дж/ ч}$$

Кількість води, необхідної для охолодження циліндрів:

$$W_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{\rho_{\text{н}} \cdot c_{\text{н}} \cdot \Delta t_{\text{ц}}}$$

де $\rho_{\text{н}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ – густина води; $c_{\text{н}} = 4,2 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність води;

$\Delta t_{\text{ц}} = 8 \dots 10^\circ\text{C}$ – перепад температур при охолодженні циліндрів.

$$W_{\text{ц}} = \frac{662840,64}{1000 \cdot 4,2 \cdot 10} = 15,78 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Подача циркуляційного насоса води:

$$W_B = W_{\text{ц}} \cdot K_n$$

де $K_n = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу подачі насоса.

$$W_B = 15,78 \cdot 1,15 = 18,14 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Площа тепло передаючої поверхні водо-водяного холодильника:

$$F_B = \frac{Q_{\text{ц}}}{K_B \cdot \Delta t_{\text{cp}}}$$

де $K_B = 5000 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К})$ – теплоємність охолоджуючої рідини; $\Delta t_{\text{cp}} = 44^\circ\text{C}$ – перепад температур при охолодженні циліндрів.

$$F_B = \frac{662840,64}{5000 \cdot 44} = 3,012 \text{ м}^2$$

Місткість розширювальної цистерни в контурі прісної води:

$$V_{\text{ц}} = 2 \cdot V_B \cdot \beta_t \cdot \Delta t$$

де $V_B = 0,025 \text{ м}^3$ – об'єм прісної води в системі; $\beta_t = 0,00043$ – коефіцієнт температурного розширення води; $\Delta t = 50 \dots 70^\circ\text{C}$ – приріст температур при роботі двигуна.

$$V_{\text{ц}} = 2 \cdot 0,025 \cdot 0,00043 \cdot 50 = 0,001 \text{ м}^3$$

Потужність, яка споживається насосом прісної води:

$$N_{\text{п}} = 0,272 \cdot \frac{W_{\text{п}} \cdot H \cdot \rho_{\text{п}}}{\eta_{\text{вс}}} \cdot 10^5$$

де $\eta_{\text{нас}} = 0,7 \dots 0,8$ – механічний ККД насоса; $H = 30 \dots 40 \text{ м}$ – напір утворювальний насосом.

$$N_{\text{п}} = 0,272 \cdot \frac{18,14 \cdot 30 \cdot 1000}{0,75} \cdot 10^5 = 1,97 \text{ кВт}$$

Система пуску

На двигуні встановлено дві системи пуску: пуск стисненим повітрям (рис. 2.6) та електрична (рис. 2.7). Кожна з цих систем може застосовуватися незалежно одна від одної або одночасно (комбінований пуск).

Електричний пуск (від акумуляторних батарей) є основним, пуск стисненим повітрям - допоміжним і застосовується при позитивних температурах охолоджуючої рідини і масла в разі, якщо акумуляторні батареї розряджені вище норми. У разі холодного пуску двигуна при негативних температурах охолоджуючої рідини (із застосуванням масла M8B2C) комбінований пуск застосовується як основний.

Системи забезпечують надійний пуск двигуна при температурі навколишнього повітря мінус 25 °С (з застосуванням масла M8B2C) без попередньої підготовки.

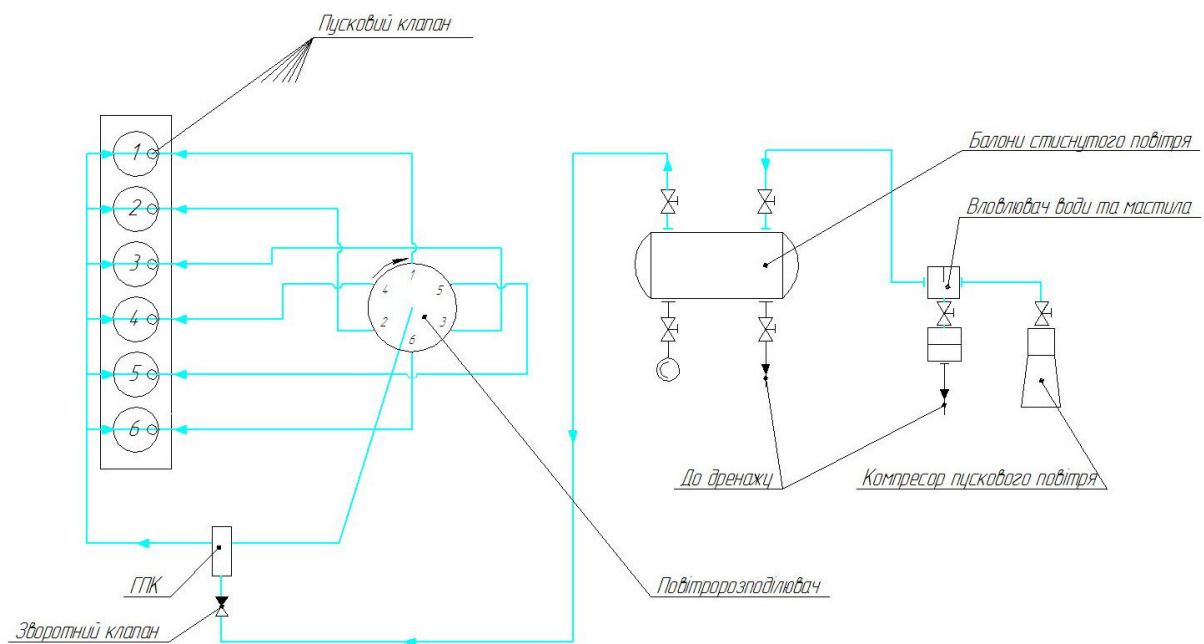


Рис. 2.6. Повітряна система пуску

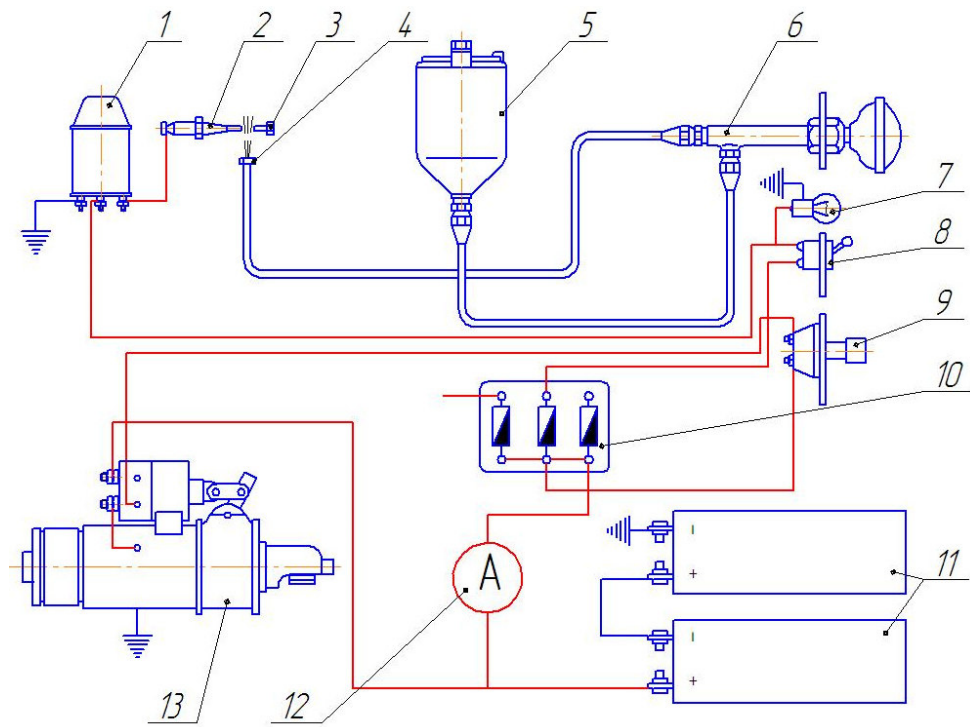


Рис. 2.7 – Електропускова система двигуна: 1 - котушка запалювання; 2 - свічка накаливання; 3 - електрод; 4 - форсунка; 5 - бачок; 6 - пусковий насос; 7 - контрольна лампа електрофакельного підігрівача; 8 - вмикач катушки запалювання; 9 - кнопка включення стартера; 10 - блок запобіжників; 11 - акумуляторні батареї; 12 - амперметр; 13 – стартер

Необхідний запас пускового повітря для ГД:

$$V = [v_x + (z_n - 1) \cdot v_r] \cdot i \cdot \sum V_s \cdot 10^3$$

де $V_x = 2$ л – розхід повітря на пуск холодного двигуна; $V_r = 1,2$ л – розхід повітря на пуск прогрітого двигуна; $\sum V = 18$ л – сумарний робочий об'єм всіх циліндрів двигуна; $i = 1$ – число двигунів; $z_n = 6$ – число пусків двигуна.

$$V = [2 + (6 - 1) \cdot 1,2] \cdot 1 \cdot 18 \cdot 10^3 = 0,144 \text{ м}^3$$

Загальна місткість пускових балонів:

$$\sum V_6 = \frac{V \cdot p_0}{p_p - p_{\min}}$$

де $p_p = 17$ МПа – робочий тиск в балонах; $p_{\min} = 12$ МПа – мінімальний пусковий тиск в балонах; $p_0 = 0,101325$ МПа – атмосферний тиск.

$$\Sigma V_6 = \frac{0,144 \cdot 0,101325}{16 - 13} = 0,0048 \text{ м}^3$$

Сумарна подача повітря компресорами:

$$W_k = \frac{\Sigma V_6 \cdot (p_p - p_0)}{\tau \cdot p_0}$$

де $\tau = 1$ ч – час роботі компресорів;

$$W_k = \frac{0,0048 \cdot (17 - 0,101325)}{1 \cdot 0,101325} = 0,8 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Потужність споживаємо багатоступеневим компресором

$$N_k = 0,278 \cdot \frac{\varphi}{\eta_m} \cdot W_k \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_0}{T_0} \left\{ T_0 \left[\left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + T'_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \right\}$$

де $\varphi = 1,1$ – коефіцієнт враховуючий гідравлічні втрати між ступенями; $\eta_m = 0,85$ – механічний ККД компресора; $n = 1,37$ – середній показник політропи стиснення в ступені; $T_0 = 293$ – температура навколишнього повітря; $T'_1 = 324 \text{ К}$ – температура повітря після охолоджувача першого ступеня; $P_1/P_0 = 0,545$ – ступіть підвищення тиску в першому ступені; $P_2/P_1 = 0,545$ – ступіть підвищення тиску в другому ступені;

$$N_k = 0,278 \cdot \frac{11}{0,85} \cdot 0,8 \cdot \frac{137}{137-1} \cdot \frac{0,101325}{293} \cdot \left\{ 293 \left[\left(\frac{0,545}{0,101325} \right)^{\frac{137-1}{137}} - 1 \right] + 324 \cdot \left[\left(\frac{3}{0,545} \right)^{\frac{137-1}{137}} - 1 \right] \right\} = 0,13 \text{ кВт}$$

Кількість теплоті, відведеної водою від охолоджувачів пускового повітря:

$$Q_{\text{кв}} = W_k \cdot c_p \cdot \rho_v \cdot \Sigma \Delta t_i$$

де $c_p = 1 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність повітря; $\rho_v = 0,012 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря;

$\Sigma \Delta t_i = 200 \text{ К}$ – сумарне зниження температури повітря в охолоджувачах.

$$Q_{\text{кв}} = 0,8 \cdot 1 \cdot 0,012 \cdot 200 = 1,92 \text{ кДж/ч}$$

Кількість теплоті, відведеної водою від масла компресорів:

$$Q_{\text{KM}} = 3600 \cdot N_{\text{K}} \cdot (1 - \eta_{\text{M}})$$

$$Q_{\text{KM}} = 3600 \cdot 0,13 \cdot (1 - 0,85) = 70,2 \text{ кДж/ ч}$$

Загальна кількість теплоти, відведеною водою:

$$Q_{\text{K}} = Q_{\text{KB}} + Q_{\text{KM}}$$

$$Q_{\text{K}} = 70,2 + 1,92 = 71,94 \text{ кДж/ ч}$$

2.6. Розробка засобу ремонту поршневої групи та порядок його проведення

Розбирання та дефектація поршневої групи

1. Вийняти через циліндри поршні з поршковими кільцями, шатунами і верхніми шатунними вкладишами

2. Витягти стопорні кільця поршневого пальця з канавки бобишки поршня. Вставити гвинт пристосування для випресовки поршневого пальця в отвір пальця і ввернути наконечник. Загортаючи гайку пристосування випресувати поршковий палець і зняти поршень (рис 2.8).

3. Очистити від нагару днище поршня, канавки під поршкові кільця. Очистити і продути отвори для відводу мастила з канавки під маслоз'ємне кільце.

4. При візуальному огляді поршнів особливо ретельно оглянути поршні на відсутність тріщин. При наявності тріщин поршень замінити, сліди задирів або прихватів зачистити.

Замір діаметра юбки поршня рекомендується проводити за схемою, наведеною на рис. 2.8.

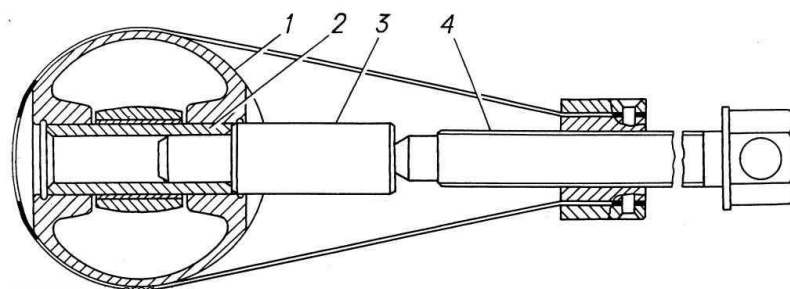


Рис. 2.8. Пристосування для випресовки поршневого пальця: 1 – поршень; 2 – палець; 3 – оправка; 4 – гвинт

Внутрішній діаметр бобишек поршня (під поршневий палець) заміряється в двох напрямках: по осі поршня і перпендикулярно осі на відстані 1/4 загальної робочої поверхні від краю бобишек. Висота кільцевих канавок під поршневі кільця заміряється в чотирьох точках, розташування взаємно перпендикулярно (рис 2.9).

Поршень підлягає заміні при:

- Знос юбки по контрольному розміру до діаметра 120.864 мм;
- Збільшення розміру висоти канавок під компресійні кільця для першої - більше 1,615 мм, другий - 2,075 мм;
- Збільшенні зазору між компресійним кільцем і канавкою поршня відповідно більше 0,15 мм і 0,13 мм;

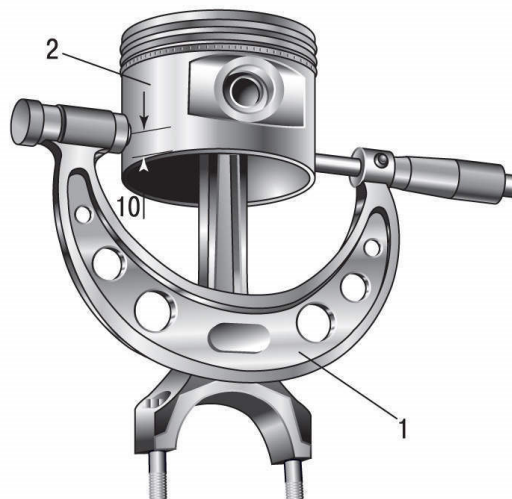


Рис. 2.9. Схема виміру юбки в площині: 1 – мікрометр; 2 – поршень

- Збільшенні діаметру під поршневий палець більше 25,001 мм;
- Наявності дефектів за зовнішнім оглядом - тріщини, задири, прогари.

Для заміни поршнів в якості запасних частин випускаються поршні номінального і двох ремонтних розмірів.

Зборка поршня з пальцем:

- Вставити стопорне кільце пальця в одну з бобишек так, щоб кільце щільно сіло в канавку;
- Нагріти поршень до температури 50...70 °C і поєднати його з шатуном;

- Змастити поршневий палець моторним мастилом та вставити його в отворі бобишек поршня і у втулку верхньої головки шатуна. У нагрітий поршень палець повинен входити від натискання руки;

- Коли поршневий палець упреться в стопорне кільце, вставити друге кільце.

Після охолодження поршня палець має бути нерухомим в отворах бобишек поршня, але рухомим у втулці шатуна. Встановити поршневі кільця.

Поршневі пальці

При складанні палець, поршень і шатун комплектуються з деталей тільки однієї розмірної групи (червоний, зелений, жовтий), що відрізняються один від одного на 0,004 мм. Забороняється встановлювати поршневий палець в новий поршень іншої розмірної групи. Сполучення нових поршневих пальців з втулками шатунів перевіряється проштовхуванням ретельно протертого поршневого пальця в насухо протерту втулку верхньої головки шатуна з невеликим зусиллям. Відчутного люфту при цьому не повинно бути (рис 2.10).

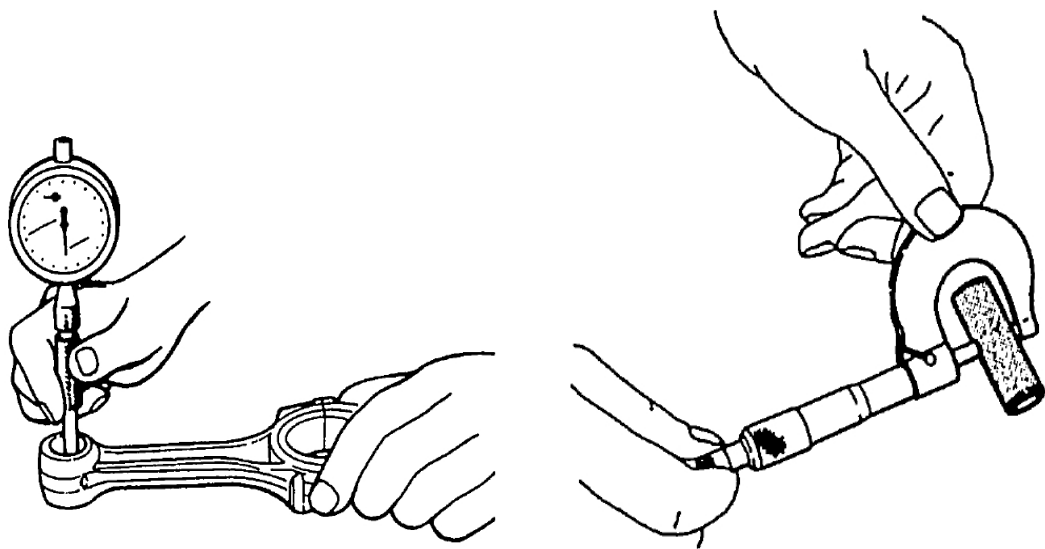


Рис. 2.10. Перевірка підбору поршневого пальця до втулки верхньої голівки шатуна

При заміні поршневого пальця на працюючому поршні підбір здійснюється за даними виміру діаметра бобишек у забезпеченні натягу від 0,000

до 0,008 мм. Після підбору перевірити палець по втулці верхньої голівки шатуна. Монтажний зазор в межах 0,002-0,010 мм для нових деталей і не більше 0,015 мм - для працювали деталей. Гранично допустимий зазор - 0,02 мм.

Поршневі кільця представлені на рис. 2.11. Перевірка зазору між канавкою поршня і поршневим кільцем зображена на рис. 2.12.

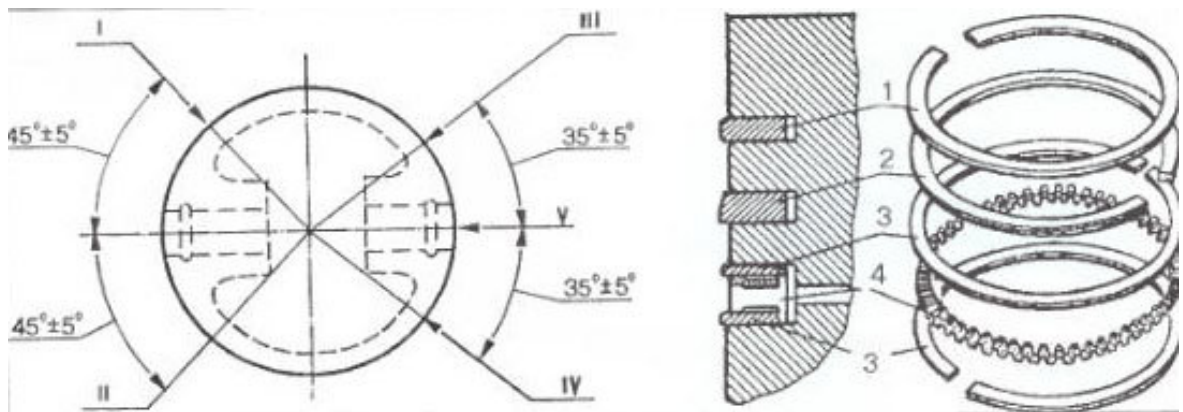


Рис. 2.11. Розташування поршневих кілець на поршні: 1 - верхнє компресійне кільце; 2 - нижнє компресійне кільце, 3 - диски маслоз'ємного кільця; 4 - розширювач маслоз'ємного кільця

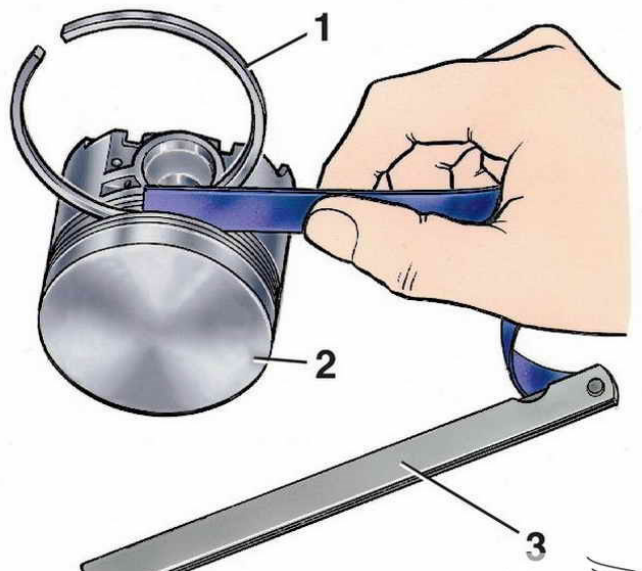


Рис. 2.12. Перевірка зазору між канавкою поршня і поршневим кільцем - для другого компресійного кільця 0,040 - 0,110 мм; для маслоз'ємного кільця - 0,040 - 0,085 мм: 1 - компресійне кільце, 2 - поршень, 3 - щуп

1. Поршневі кільця ретельно очистити від нагару, липких відкладень і промити.

2. Вставити поршневе кільце в циліндр, проштовхнути його денцем поршня на глибину 10-12 мм. Тепловий зазор у стику працюючого кільця не повинен перевищувати 1,00 мм (рис. 2.12).

3. Перевірити приработку поршневого кільця по циліндру. При наявності слідів прориву газів поршневе кільце підлягає заміні.

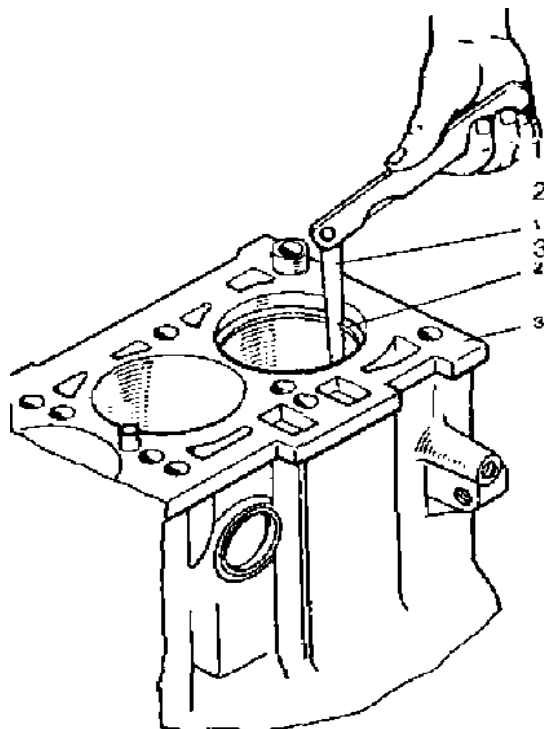


Рис. 2.12. Перевірка зазору в замку поршневого кільця: 1 - щуп;
2 - поршневе кільце; 3 - блок циліндрів

4. Кільця ремонтного розміру встановлюються тільки на ремонтні поршні і при ремонті циліндрів на відповідний розмір. Перед установкою кільця очистити від консервації і ретельно промити, а потім підібрати їх для кожного циліндра.

Перевірити зазор у стику поршневих кілець. При установці в новий циліндр зазор повинен бути в межах 0,25-0,50 мм для компресійних і 0,2-0,8 мм для дисків маслорозбійних кілець. При необхідності стики кілець пропіліть. Зазор

в стику нових компресійних поршневих кілець, що встановлюються в працювали циліндри, не повинен перевищувати 0,60 мм.

Перед установкою поршневих кілець на поршні перевірити свободу переміщення поршневих кілець прокатування кільця в канавках поршня (рис 2.5).

5. У нижню канавку встановлюються нижній диск, багатофункціональний розширювач, верхній диск маслоз'ємного кільця, а потім нижню фосфатовані і верхнє хромоване кільця

6. Друге компресійне кільце в залежності від його виконання встановлюється фаскою або великим діаметром зовнішньої (конусної) поверхні вниз. Після установки кілець змастити поршні і поршневі кільця моторним маслом, перевірити легкість переміщення кілець у канавках поршня.

7. Розставити замки кілець, як показано на рис. 2.11.

Шатун

1. Перевірити стан робочих поверхонь на відсутність забоїн, тріщин, вм'ятин, розміри отворів нижньої і верхньої головок шатуна і паралельність їх осей.

2. При несуттєвих пошкодженнях вони можуть бути зачищені. При наявності значних пошкоджень або тріщин шатун підлягає заміні. При заміні шатуни підбираються одній ваговій групі.

3. Болти шатуна не повинні мати навіть незначні сліди витягування, а різьблення не повинна мати вм'ятин і слідів зриву. Постановка болта шатуна для подальшої роботи навіть з незначними дефектами не допускається.

4. У запасні частини поставляється згорнута зі стрічки заготівля, яка запресовується у верхню голівку шатуна.. Стик втулки розташовується праворуч, якщо дивитися на лицьову сторону стрижня шатуна (де нанесений номер деталі). Потім свердлиться отвір діаметром 4 мм для підведення мастила. З торців втулки знімаються фаски $1 \times 45^\circ$ і розгортається втулка до розміру $(20 \pm 0,006)$ мм. Шорсткість поверхні повинна бути не вище 0,40 мкм. Разностенность втулки після обробки не повинна бути більше 0,2 мм.

Конусність, бочкоподібність, седлоподібність і овальність внутрішнього діаметра втулки не повинна бути більше 0,005 мм.

5. Паралельність осі і схрещування верхньої та нижньої головок шатуна зручно перевірити на пристосуванні. Непаралельність зазначених осей допускається не більше 0,04 мм на довжині 100 мм. При необхідності за допомогою опори зробіть рихтування шатуна (рис 2.13).

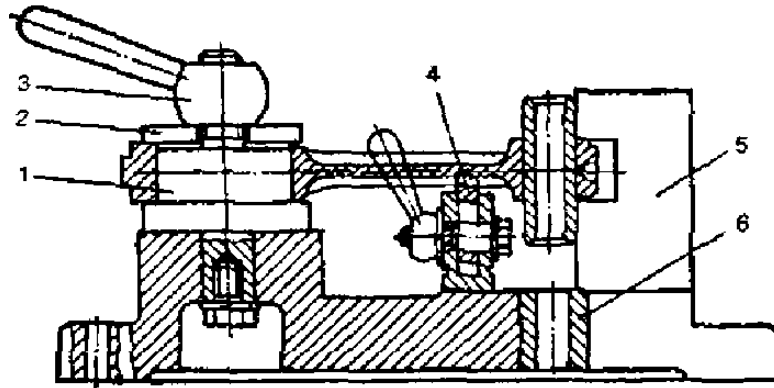


Рис. 2.13. Пристосування для контролю та рихтування шатунів:

1 - оправлення; 2 - шайба; 3 - затискна рукоятка, 4 - опора; 5 - шаблон;

6 - напрямна втулка

3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

3.1. Розробка заходів з охорони праці

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

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

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

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

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

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.

За ДСТ 12.1.005 – 88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м³ – у повітрі виробничих приміщень.

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

По БудНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації окси-ду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

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 є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недо-тримання 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.

Вентиляція

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна можуть з'являтися токсичні сполуки (CO ; SO_2 ; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

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

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм БудНіП .

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

1. Кількість приточного повітря 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, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

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.

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.

Рівень шуму має припустимі значення. 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 чи 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.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів 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.

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

Більшість нещасних випадків при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті двигуна викликані недотриманням основних правил і пересторіг техніки безпеки. Часто нещасного випадку можна уникнути, розпізнаючи можливу небезпеку до того, як відбудеться аварія. Будьте готові до можливої небезпеки. Крім того, слід мати необхідну підготовку, навички і засоби для безпечного ведення всіх робіт.

Крім того, при роботі з двигуном, обслуговуванні або ремонті виникають небезпеки пов'язані з відкритими рухомими деталями, високими температурами від двигуна та висока шумність. Задля нормальної безпечної праці, необхідно дотримуватись правил, затвердженні чинним законодавством про охорону праці.

Недотримання нормативного порядку експлуатації, змашування, технічного обслуговування або ремонту цього виробу може становити небезпеку і приводити до нещасних випадків, в тому числі і зі смертельним результатом.

Небезпека позначається "попереджувальним знаком", супроводжуваним "попередженням", наприклад словами "НЕБЕЗПЕЧНО", "ОБЕРЕЖНО" або "ПОПЕРЕДЖЕННЯ".

3.2. Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, що забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних факторів. Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень [9].

Запобігання впливу таких шкідливих виробничих факторів як газ, пара, пил, надлишкова температура і вологість і створення здорового повітряного простору є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

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

У процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази.

Розглянемо характер впливу компонентів, що містяться в ВГ двигунів на організм людини. За цією ознакою вони поділяються гігієністами на 6 груп.

У першу групу входять речовини, що не роблять безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

До другої групи відноситься CO – окис вуглецю чи чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров, витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до задущія). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільця – еритроцити, захоплюють CO і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. У результаті в людини настає кисневе голодування, зв'язаний з ним розлад центральної нервової системи, а у важких випадках смерть. При невеликих концентраціях у повітрі приведе до запаморочення і нудоти. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж щільність, що і повітря (28 проти 28,7), то самостійно випаровується з приміщень дуже погано.

Вплив окису вуглецю залежить від його концентрації в атмосфері. До 0,0016 % по обсязі концентрація нешкідлива, при 0,01 – хронічне отруєння при тривалому перебуванні, 0,05 – легке отруєння через 1 годину, 1,0 % – утрата свідомості після декількох вдихів і смерть, якщо людини не винести з

повітряного обсягу з такою концентрацією окису вуглецю і не надати йому необхідну допомогу.

У третю групу входять окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 . Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO_2 . Диоксид азоту NO_2 – газ червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окисли азоту значно токсичніші, ніж CO .

До четвертої групи, самої численної, відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

У п'яту групу входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При визначених дозах викликають роздратування дихальних шляхів і слизових оболонок носа й око. Дія на організм людини характеризується дратівним і загально токсичним ефектом на центральну нервову систему, поразкою внутрішніх органів. У відпрацьованих газах присутні в основному формальдегід і акролеїн.

У шосту групу виділяють сажу. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю – від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не представляє безпосередньої небезпеки для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тому, що вона є переносником канцерогенних речовин, причому бензпирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітки сильніше, ніж у чистому виді. Бензпирен виявлений не тільки в сажі дизелів, але й у сажі бензинових двигунів, що містить у 200 разів більше цієї речовини.

До складу відпрацьованих газів дизелів при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Вони

мають різкий запах, викликають роздратування верхніх дихальних шляхів, порушення білкового обміну в організмі. В основному це сірчистий ангідрид SO_2 і сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид – безбарвний газ з гострим запахом, важче повітря (питома вага по повітрю 2,264), добре розчиняється у воді, утворює сірчисту кислоту. Вплив SO_2 на організм людини в залежності від об'ємного змісту його в повітрі, %, викликає такі наслідки: 0,0007 – 0,001 – роздратування в горлі; 0,0017 – роздратування очей, кашель; 0,04 – отруєння через 3 хв; 0,01 – отруєння через 1 хв.

Склад відпрацьованих газів двигунів на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (вуглеводу вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але саме частина ВГ, що залишилася (не більш 1% від загальної витрати ВГ, практично рівної витраті повітря) визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище: рослинний і тваринний світ, людину, архітектурні будівлі.

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання.

Для бензинових двигунів такими є окис вуглецю, вуглеводні, окисли азоту, а також з'єднання свинцю (для етильованих бензинів). Вуглеводні, виділювані в повітря бензиновими двигунами, попадають туди як з вихлопними газами так і з картерними газами, а також у виді випарів з карбюратора і бензобака. Для дизелів виділення вуглеводнів звичайно зв'язують тільки з виходом вихлопних газів. У бензинових двигунах загальна кількість токсинів в ВГ у середньому більш високе, чим у дизельних двигунах. При цьому має місце й інша пропорція між основними токсинами в ВГ бензинових двигунів і дизелів.

Крім шкідливих речовин до складу ВГ входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий газ CO_2 . Щодо азоту можна відзначити, що при власній нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів у циліндрі двигуна.

Діоксид вуглецю не створює відчутної шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідливим

компонентом ВГ двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить у число так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, що не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водяна пара, метан, фреони і деякі інші з'єднання. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються, і самі випромінюють. Це випромінювання спрямоване в усі сторони, у результаті половина енергії направляється в космос, а половина повертається на Землю. Дія парникових газів забезпечує підтримку в атмосфері Землі і на її поверхні визначених рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного шару $+14\text{ }^{\circ}\text{C}$), що є результуючими теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так названого парникового ефекту, що може вплинути на зміну клімату планети. При існуючому темпі зростання кількості цього газу в атмосфері (а його масова частка зросла від 0,00012 у 1912р. до 0,00038 до початку нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних шарів атмосфери на 2 – 4 К в найближчі 100 – 200 років. Це грозить інтенсивним таненням льодовиків планети, підвищенням рівня світового океану на 6 – 16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є смог. Цей термін широко використовується для позначення видимого забруднення повітря будь-якого характеру (не тільки від транспорту).

Вплив відпрацьованих газів ДВЗ на рослинність обумовлено влученням ВГ як на поверхню рослин, так і в клітки (із ґрунтовими водами). Особливо рослини чутливі до оксидів сірки, оксидів азоту, а також до з'єднань оксидів азоту з вуглеводнями.

ВИСНОВКИ

В дипломному проекті було виконано розрахунок робочого циклу 2-тактного дизельного двигуна 6ДН 12/2х12 потужністю 880 кВт при 2600 хв⁻¹ колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано теоретичну індикаторну діаграму та діаграми динаміки.

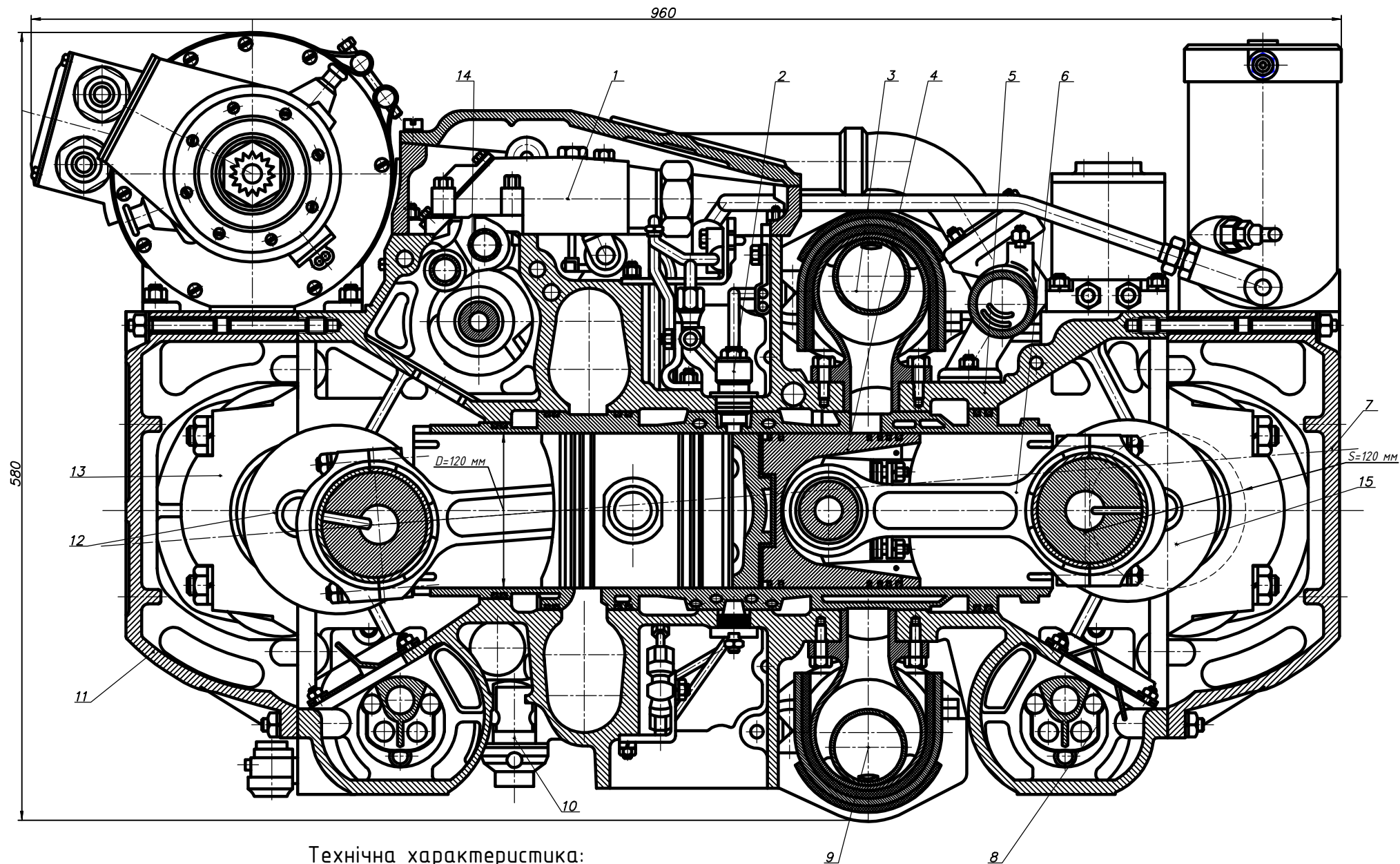
В конструкторському розділі дипломного проекту окрім розрахунку робочого циклу, розроблено принципові схеми систем що обслуговують двигун 6ТДФ. Виконано розробку засобу ремонту поршневої групи та порядок його проведення.

В роботі розроблено заходи з охорони праці та розглянуто питання охорони навколишнього середовища.

ЛІТЕРАТУРА

1. Білоусов Є.В. Навчальний посібник до курсу «Суднові двигуни внутрішнього згоряння та їх експлуатація» (виконання розрахунково-графічної роботи) Навчальний посібник / Є.В. Білоусов, Р.А. Варбанець, В.П.Савчук // Херсон – ХДМА, Одеса – ОНМУ, 2021 – 215 с.
2. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С.Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г.Ткаченко. – Миколаїв: 2015. - 332с.
3. Марченко А.П., Парсаданов І.В., Товажнянський Л.Л., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння. Т.5 «Екологізація ДВЗ». – Харків: «Прапор», 2004.
4. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. Ninth Edition, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803, 2009. – 896 p.
5. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
6. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
7. Двигуни внутрішнього згоряння [Електронний ресурс]: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. – 492 с.
8. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Second Edition. McGraw-Hill Education. New York, Chicago, San Francisco, Athens, London, Madrid, Mexico, City Milan, New Delhi, Singapore, Sydney. – 2018. – 1721 p.
9. Кучерявий В. П. Загальна екологія. Ч. 2 : підручник / В. П. Кучерявий. – Львів : Новий Світ-2000, 2025. – 340 с.
10. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння» Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.

ДОДАТКИ

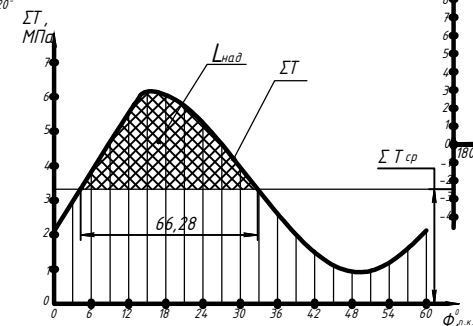
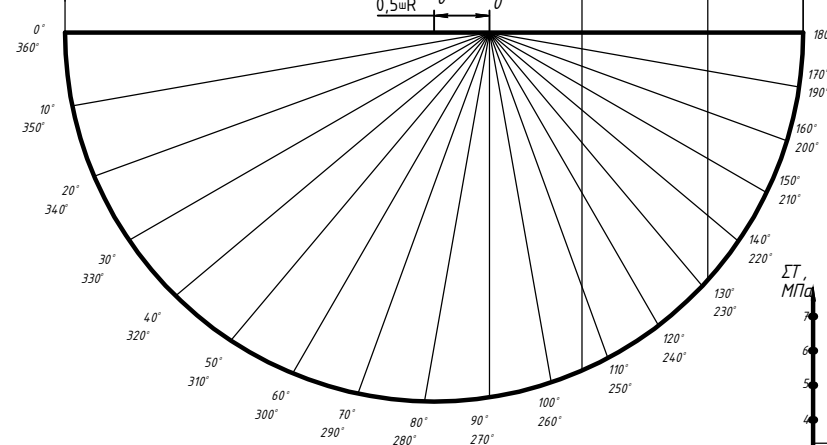
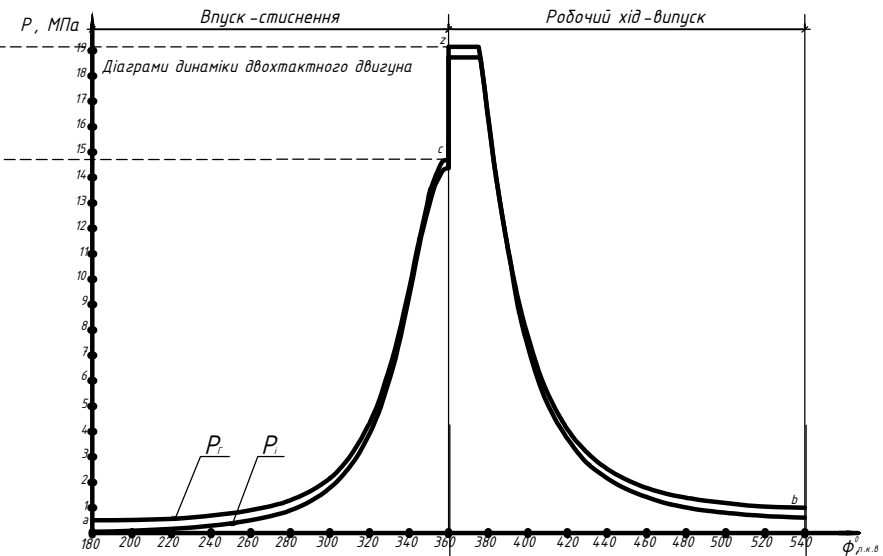
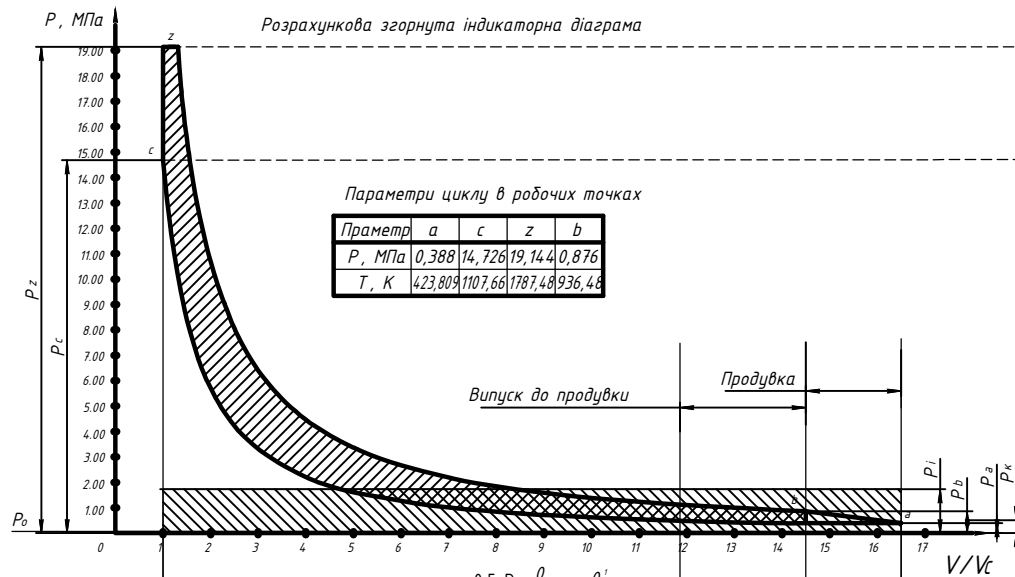


Технічна характеристика:

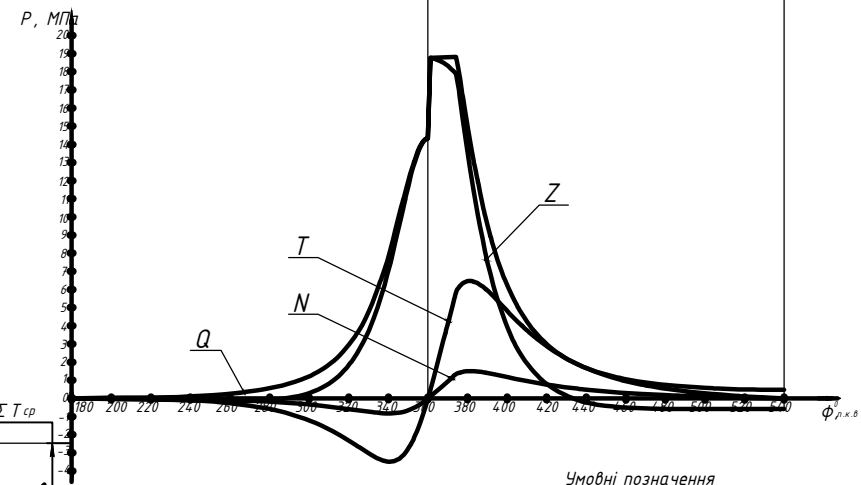
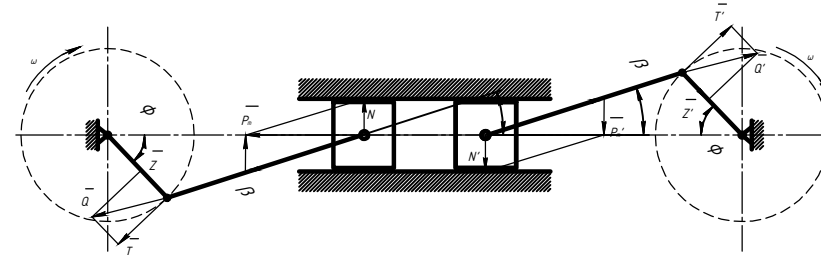
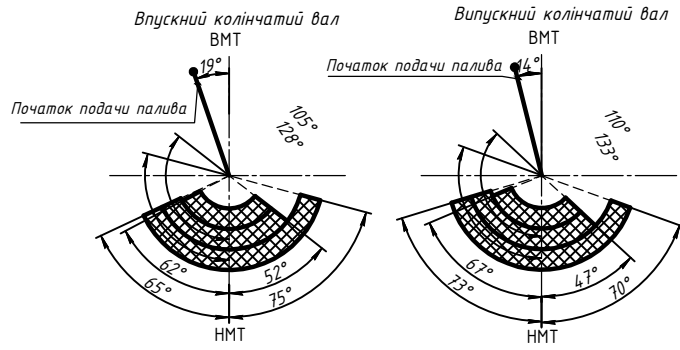
1. Діаметр циліндра, $D_c=12$ см;
2. Хід поршня, $S=2 \times 12$ см;
3. Ефективна потужність, $N_e=880$ кВт;
4. Частота обертання колінчатого валу, $n=2600$ хв⁻¹;
5. Кількість циліндрів, $i=6$.

							ПННІ НУК	142.4.1.26.13.01СК.											
Вис	Тім	№ документа	Гісторія	Рамки								Поперечний переріз двизуна	Алюміній	Мідь	Магнієвий				
Складання	Завдання В.В.																		1:2
Обладнання																			
Презентатор	Шляховець А.Є.																		
Застосування	Людмила К.												Листа	Листів			41-ЕМ-223		

Позиція	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
		<u>Документація</u>		
	ПННІ НУК 142.41.26.13.01.СК.	Складальне креслення		
		<u>Складальні одиниці</u>		
1		Паливний насос високого тиску	1	
2		Повітряний клапан	1	
3		Верхній випускний колектор	1	
4		Поршень в зборі	12	
5		Блок циліндрів	1	
6		Шатун в зборі	12	
7		Картер випускного колінчатого валу	1	
8		Масляний насос	1	
9		Нижній випускний колектор	1	
10		Клапан зливу ОР	1	
11		Картер впускного колінчатого валу	1	
		<u>Деталі</u>		
12		Впускний колінчатий вал	1	
13		Кришка колінчатого валу	12	
14		Вал розподільний	1	
15		Випускний колінчатий вал	1	
			ПННІ НУК 142.41.26.13.01.	
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата
Розробив	Слободянюк В.В.			
Консульт.				
Перевірив.	Познанський А.С.			
Затвердив	Лисих А.Ю.			
Поперечний переріз двигуна 6ДН 12/2х12			Літ.	Лист
				1
			41-ЕМ-22з	



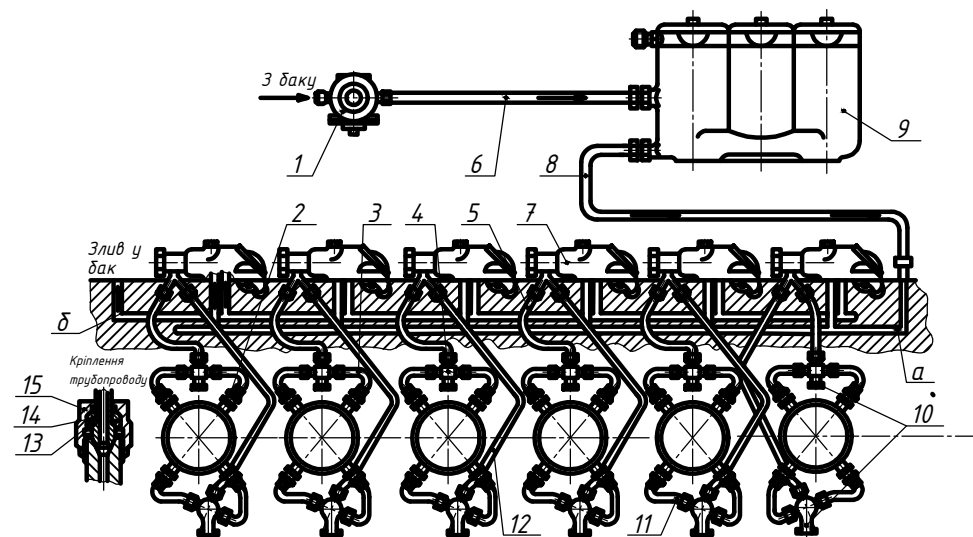
Кругові діаграми фаз газорозподілу



P_1 - діаграма питомих сил від тиску газів;
 P_2 - діаграма питомих сил інерції поступального руху мас;
 P_3 - діаграма питомих сумарних сил;
 T - діаграма питомих тангенціальних сил;
 ΣT - діаграма питомих сумарних тангенціальних сил;
 N - діаграма нормальних сил які діють перпендикулярно вісі циліндрів;
 Q - діаграма сил діючих на шатуну шийку;
 Z - діаграма радіальних сил.

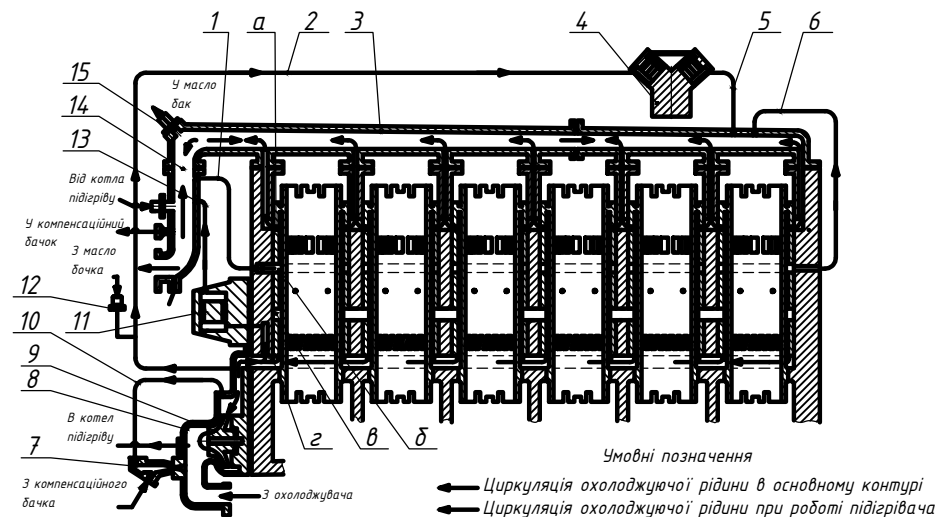
ПННІ НУК 14.2.4.126.13.02.					
Діаграми динаміки					
Вид	Лист	№ докум.	Підпис	Печат	Листов
Складено	Складено	Складено	Складено	Складено	Складено
Перевірено	Перевірено	Перевірено	Перевірено	Перевірено	Перевірено
Складено	Складено	Складено	Складено	Складено	Складено
Складено	Складено	Складено	Складено	Складено	Складено
Лист					Листов
41-ЕМ-223					δ/м

Паливна система



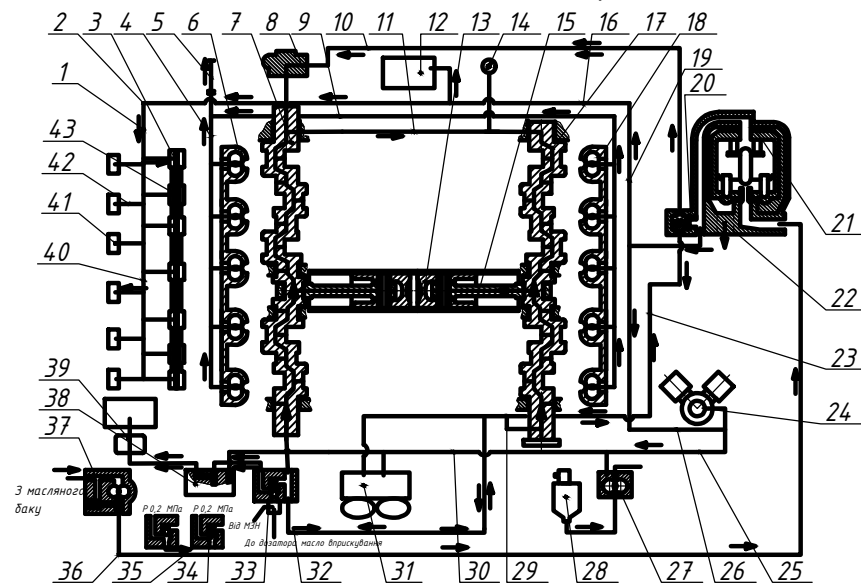
1 - паливопідкачуючий насос; 2 - форсунка; 3, 5, 11 та 12 - трубопровід високого тиску; 4 - тройник; 6, 8 - трубопровід низького тиску; 7 - паливний насос високого тиску; 9 - паливний фільтр тонкої очистки; 10 - кришталевий; 13 - сфух; 14 - замок; 15 - накидна гайка; а - свердління з б'юлі для підводу палива до паливних насосів; б - свердління на дроті для злива палива з бак.

Система охлаждения



1, 2, 5, 6, 10, 12, 13, 14 – трубопровід; 3 – колектор; 4 – повітряний компресор ТК-150; 7 – інжектор; 8 – раструб;
9 – водяний насос; 11 – турбіна; 15 – штицер; а, б, в, г – порожнини.

Система мащення

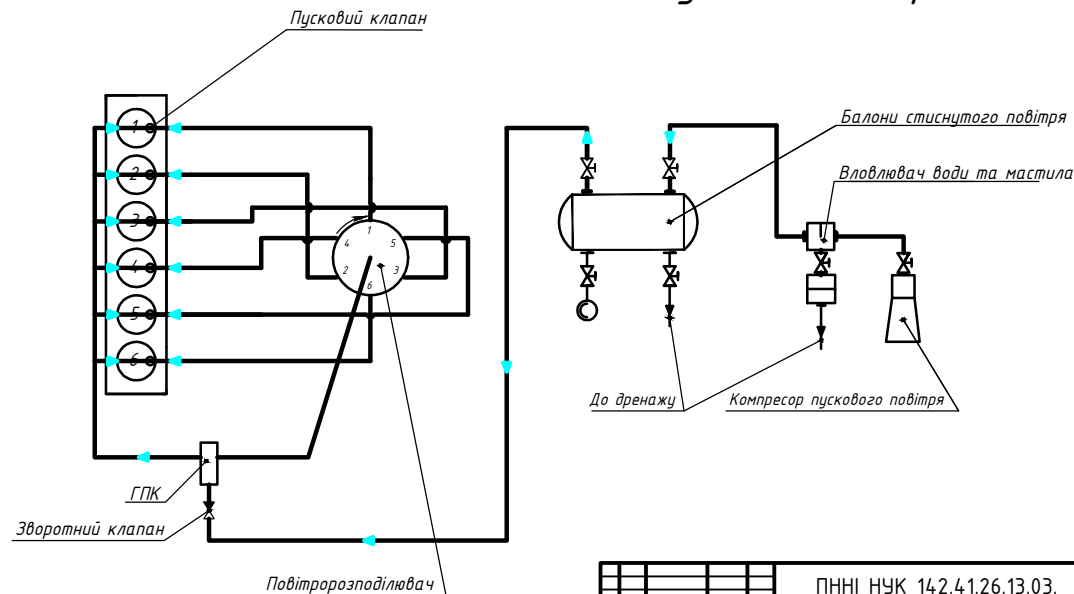


1, 2, 4, 9, 11, 16, 19, 22, 23, 25, 26, 29, 30, 40, 42 – масляні канали; 3 – кулачковий вал; 5, 10, 32, 36 – трюбоподоби; 6, 18 – відчікувальні масляні насоси; 7, 17 – колінчасті вали; 8 – доданий насос; 12 – турбіна; 13 – поршень; 14 – манометр; 15 – шатун; 20 – зворотний клапан; 21 – МЦФ; 24 – компресор високого тиску; 27 – масляний насос сапуна; 28 – сапун; 31 – компресор; 33 – подвійний клапан; 34 – золотниковий клапан; 35 – кульковий клапан; 37 – нагнітаючий масляний насос; 38 – регулятор; 39 – привід ГГ; 41 – паливний насос високого тиску; 43 – підшипник ресору привода компресора.

Умовні позначення

- ← Шлях мастила при роботі виробу
- ← Шлях мастила при роботі від МЗН
- ← Шлях мастила при відкачці з виробу

Система пуску двигуна 6ТД-2 за допомогою стиснутого повітря



						ПННІ НУК 142.4.126.13.03.			
№	дм	№ докум.	Підпис	Потм	Принципові схеми систем відшука 6ТДР (6ДН 12/2х12)		Листів	Мета	Методів
Складені	Складені: В.В.								д/м
Розглянуті									
Перевірені	Перевірені: А.І.								
Затверджені	Затверджені: А.В.						Листів	Листів	
					41-ЕМ-223				

[illegible]