

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« ____ » _____ 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення ефективності дизельного двигуна, потужністю 220 кВт, за рахунок розробки системи регульованого наддуву.
Прототип 6ЧН 13/14 .

Виконав: студент групи 54-ЕМ-19з

_____ **Ляшкевич Е.Я.**
(підпис)

Керівник роботи:

(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Швець І.А.**
(підпис)

Первомайськ - 2021 р.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, реалізовано завдання щодо покращення ефективності чотиритактного дизельного двигуна потужністю 220 кВт на базі прототипу 6ЧН 13/14, за рахунок розробки системи регульованого наддуву.

Здійснено загальний опис установки де встановлено двигун, якою являється екскаватор ЕО-4125, та здійснено опис загальної будови двигуна-прототипу, який є силовою установкою вищезгаданого транспортного засобу.

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

Розглянуто особливості існуючих схем регулювання наддуву, проаналізовано їхні переваги та недоліки, а також на основі проведеного аналізу обрано схему наддуву з перепусканням робочого тіла. Обрано типорозмір турбокомпресору яким є ТКР-11, та визначено параметри руху потоку для проточної частини турбіни і компресору. Розраховано параметри газового потоку при русі через горловину перепускного клапану.

В проекті розглянуто основні проблеми охорони праці та захисту навколишнього середовища під час експлуатації двигуна. Запропоновано заходи для зниження шкідливого впливу токсичних компонентів. Проаналізовано можливі небезпеки при експлуатації та під час обслуговування дизеля. Визначено рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: екскаватор, двигун, робочий цикл, система наддуву, турбокомпресор, вібрація, шум.

Annotation

In qualifying work, the task of improving the effectiveness of a four-stroke diesel engine with a capacity of 220 kW on the basis of the prototype 6CH 13/14, due to the development of a regulated substrate system.

A general description of the installation where the engine that is excavator EO-4125 is installed, and a description of the general structure of the prototype engine is carried out, which is a power installation of the above-mentioned vehicle.

The calculation of the parameters of the operating cycle of the engine, based on the results of which, a theoretical and valid indicator diagrams are constructed. The values of forces and moments operating in the crank mechanism of the engine and components of external thermal balance are determined.

The peculiarities of existing regulatory regulation schemes are analyzed, their advantages and disadvantages are analyzed, as well as on the basis of the analysis, a substrate scheme with transmission of the working body is selected. The size of the turbocharger is chosen by TKR-11, and the flow parameters of the flow for the flow part of the turbine and compressor are determined. The parameters of the gas stream are calculated when moving through the screw valve.

The project reviews the main problems of occupational safety and environmental protection during the operation of the engine. Measures are proposed to reduce the harmful effects of toxic components. Possible dangers are analyzed during operation and during diesel engine. The level of noise and vibration of the projected engine are determined.

Keywords: excavator, engine, working cycle, system of ultra, turbocompressor, vibration, noise.

ЗМІСТ

ст.

Анотація

Вступ

1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення

1.1 Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу

1.2 Опис двигуна-прототипу

2. Конструкторський розділ

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна.

2.2 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна

2.3 Розрахунок індикаторної діаграми

2.4 Динамічний розрахунок двигуна

2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна

та двигуна-прототипу

3. Розробка системи регульованого наддуву

3.1 Опис існуючих систем регулювання наддуву

3.2 Розрахунок системи керованого наддуву

3.3 Висновки по розділу

4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища

4.1 Захист навколишнього середовища

4.2 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

4.3 Охорона праці при обслуговуванні дизеля

4.4 Висновки по розділу

					<i>ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докum.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розробив</i>	<i>Ляшкевич Е</i>				<i>Пояснювальна записка</i>		
<i>Перевірив</i>	<i>Швець І.А.</i>						
<i>Н. Контр.</i>	<i>Швець І.А.</i>						
<i>Затвердив.</i>	<i>Нестеренко В.В</i>				<i>ПФ НУК</i>		

Висновок

Список використаної літератури

Додатки:

Додаток А - Специфікація двигун 6ЧН 12/14

Додаток Б - Специфікація ТКР 11

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
						3
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Головним завданням розвитку транспорту країни є необхідність створення потужних і економічних двигунів внутрішнього згоряння, а також модернізація перебувають у провадженні двигунів з мета, поліпшення їх техніко-економічних показників.

Основним шляхом підвищення потужності і економічності двигунів, на сьогоднішній день, залишається застосування газотурбінного наддуву. Технічна досконалість агрегатів системи наддуву, оптимальність настройки системи в цілому, багато в чому визначає експлуатаційні показники двигуна. Значна роль в цьому належить ефективності роботи відцентрового компресора.

Складна взаємозв'язок робочих процесів поршневої частини двигуна, газової турбіни і компресора, велике число конструктивних параметрів турбіни і компресора, що впливають на їх ефективність, призводять до значних витрат часу і коштів на експериментальну доведення проточної частини турбокомпресора на двигуні. Це відноситься перш за все до турбіни. Тому необхідно ще на стадії проектування турбокомпресора вибирати оптимальну геометрію його проточної частини з урахуванням спільної роботи компресора, турбіни і власне двигуна.

Однак, в даний час немає однозначної думки щодо ефективності використання такої системи для високооборотного чотиритактного двигуна середньої потужності. Оригінальна схематичне розташування агрегатів наддуву, нетрадиційні умови роботи лопаткових машин роблять привабливим рішення цього завдання як з метою оцінки ефективності застосування такої системи, так і з метою апробації розроблених методик розрахунку в не характерних для даних лопаткових машин умовах роботи.

В ході даної кваліфікаційної роботи планується підвищити ефективність чотиритактного поршневого двигуна номінальною потужністю 220 кВт, на базі прототипу 6ЧН 13/14, за рахунок розробки системи регульованого наддуву.

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

1 ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПА ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.

1.1 Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.

Одноковшевий повно поворотний універсальний екскаватор ЕО-4125 оснащений гідравлічним приводом і призначений для виконання наступних видів робіт:

- розробки мерзлих ґрунтів I, II, III і IV категорій;
- розпушення мерзлих ґрунтів за допомогою спеціального робочого органу під час риття траншей, котлованів та інших подібних споруд;
- розпушування мерзлих ґрунтів і скельних порід при їх попередньому розпушенні;
- інших аналогічних робіт в різних галузях народного господарства при температурному діапазоні від -50 до + 50 ° С.

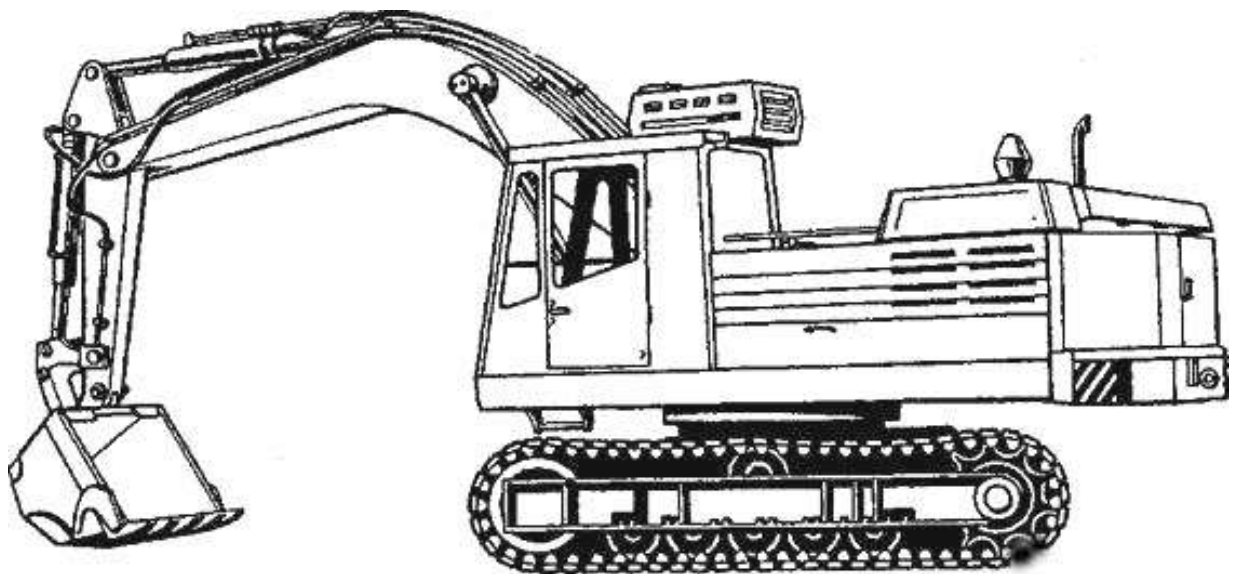


Рис. 1.1 – Екскаватор ЕО-4125

Екскаватор ЕО-4125 є одним з екскаваторів другого покоління. Його попередником вважається екскаватор ЕО-4124А.

Основною відмінною від прототипу є використання енергозберігаючого гідравлічного приводу з поліпшеною схемою комутації, автоматичним управлінням дизеля, комбінованим регулюванням насоса і рекуперацією енергії

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		5

при опусканні стріли. В результаті даного нововведення на 30% знизився витрата палива, що обумовлює 2-3х кратну щорічну економію палива.

Крім цього екскаватор ЕО-4125 характеризується наступними показниками: максимальний тиск в гідравлічній системі становить 28 МПа; на екскаватор встановлена аварійне блокування, що не допускає втрати палива при обриві гідравлічного проводу; управління - сервогідравлічне.

Також вдосконалено механізми і складальні вузли гусеничного ходу, кабіни і редукторів. Все це підвищує надійність, знижує витрати на техобслуговування і покращує умови роботи машиніста.

Згідно з цим можна визначити основні технічні характеристики даного гідравлічного екскаватора.

Таблиця 1.1 – Технічні показники екскаватора ЕО-4125

Найменування показника	Одиниця виміру	Значення показника
Експлуатаційна маса з урахуванням обладнання зворотна лопата	кг	25000
Потужність двигуна	кВт	95,6
Тривалість повного робочого циклу	с	21
Швидкість пересування	км / год	2,5
Номінальна / геометрична ємність ковша при роботі на: грунтах I-IV категорій грунтах I-III категорій	куб. м	1,15 / 1 1,49 / 1,25
Максимальна глибина копання з ковшем при роботах на грунтах I-IV / I-III категорій	м	6,7 / 6
Максимальна копальні зусилля на ріжучої кромці	кН	132 ... 147
Максимальний радіус копання на рівні стоянки	м	9,7

1.2 Опис двигуна-прототипу

Швидкохідний дизельний двигун з безпосереднім вприскуванням палива, водяного охолодження, шестициліндрові А-01 є базовою моделлю сімейства двигунів Алтайського моторного заводу. Потужність базового двигуна є рівною 110 к. с. при 1600 хв^{-1} .

Двигуни А-01М є модифікацією базової моделі А-01, але відрізняється від останнього підвищеною в 130 к.с. потужністю і деякими конструктивними особливостями.

Зазначений двигун призначений для гусеничних і колісних тракторів, а також трелювальних тракторів, валочно-трелювальних машин, а також в якості силових агрегатів пересувних електростанцій, насосних станцій, дощувальних установок, екскаваторів, грейдерів, дорожніх ковзанок та інших машин, що застосовуються у сільському господарстві.

Багато деталі та вузли, наприклад клапани, пружини клапанів, важельні штовхачі, поршні і поршневі кільця, гільзи циліндрів, розпилювачі форсунок уніфіковані з деталями і вузлами чотиритактних автомобільних двигунів Ярославського моторного заводу.

Частина деталей уніфікована з деталями двигунів СМД-7 і СМД-14, а паливоподаючі насосів - з насосами 4ТН8, 5Х10 двигунів Д-48, Д-54 та ін.

У шестициліндрового базового двигуна А-01 задані потужності досягаються без застосування наддуву при помірних швидкохідностях і напруженості робочого процесу:

- число обертів 1600 - 1750 за хвилину,
- середня швидкість переміщення поршня 7,5-8,0 м/сек,
- середній ефективний тиск 5,6-6,23 кг/см².

Застосування газотурбінного наддуву на двигуні А-01 забезпечило умови його суттєвого форсування, що значно розширило застосування двигуна в різних сферах народного господарства.

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

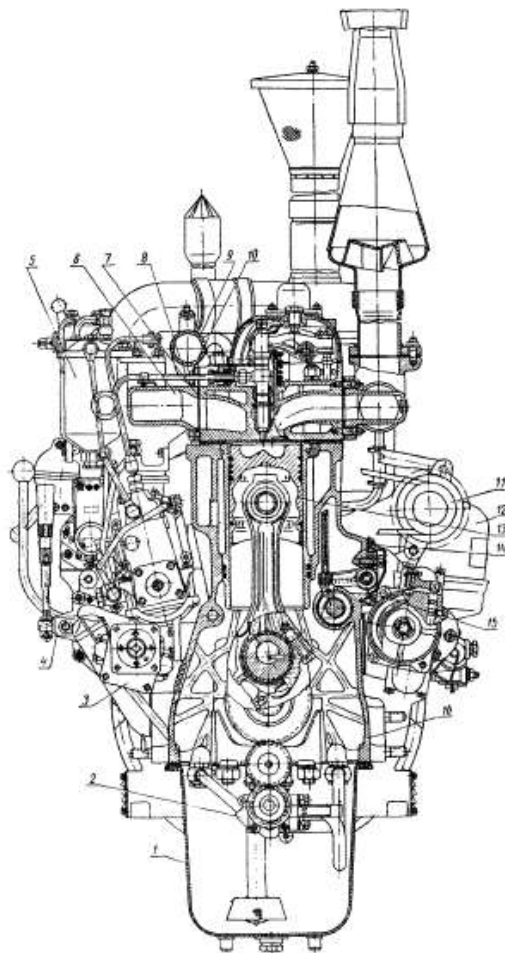


Рис. 1.2 – Поперечний розріз двигуна.

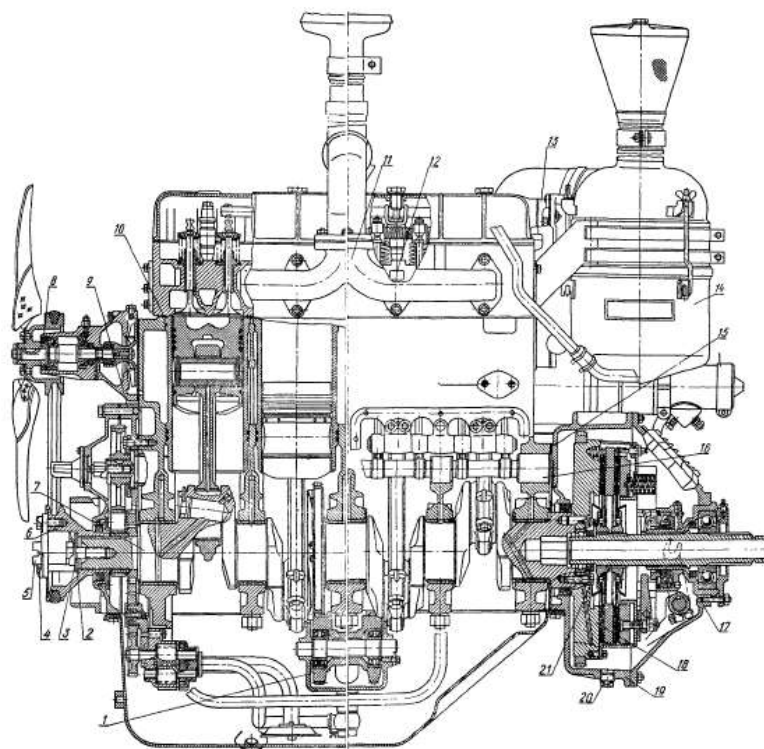


Рис. 1.3 – Повздовжній розріз двигуна.

У двигуні застосований сучасний тепловий процес. До недавнього часу в тракторних двигунах застосовували головним чином віхрекамерне сумішоутворення. У цьому випадку в голівці циліндра робили сферичну або чечевицеподібну камеру згоряння, з'єднану з порожниною циліндра вузьким каналом, тангенціально розташованим по відношенню до сфери камери. Завдяки такому положенню каналу повітря, переганяється поршнем з циліндра в камеру згоряння при такті стиснення, починає інтенсивно обертатися всередині камери згоряння.

Співвідношення ходу до діаметру поршня у двигунів АМЗ так само, як у двигунів ЯМЗ, становить 1,08.

У описуваних двигунах підвищена надійність корпусних деталей і головних механізмів; збільшена жорсткість конструкції: колінчастого вала з великими діаметрами шийок і перекриттям контурів корінних і шатунних шийок, що доходить до 26,5 мм \ блоку циліндрів з раціональними ребрами і розподілом масивів і товщини стінок; знижена деформація гнізд під гільзи циліндрів і опор колінчастого вала; гільзи циліндрів з товщиною стінки в районі пасків 11 мм і за межами пасків - 9,5 мм; для виготовлення поршнів застосований жароміцний алюмінієвокремнистий сплав, що володіє зниженим коефіцієнтом температурного розширення (19Х10-6); використані поршневі кільця трапецієподібного перерізу, що запобігає їх залягання в канавках при закоксовці, випускні клапани з жароміцної сталі ЕІ69 і сідла в голівках з жароміцного чавуну; застосований косий роз'єм нижньої головки шатуна з кріпленням кришки болтами, загортаємо в тіло шатуна, завдяки чому знижуються вага шатуна більш ніж на 1 кг, навантаження на вкладиші і дію сил інерції; розроблена спеціальна конструкція тарілок пружин клапанів, допускає повертання клапанів при роботі і забезпечує рівномірний знос фасок; застосовані: роликовий важільний штовхач, при якому підвищується час відкриття клапанів і досягається безударна їх посадка, що підвищує довговічність фаски і покращує наповнення циліндрів двигунів; врівноважений двухспіральный плунжер паливного насоса; розпилювач форсунки з

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		9

подовженою голкою, напрямна частина котрого віддалена від зони високих температур.

Підвищення жорсткості блоку циліндрів, гільзи циліндра і колінчатого вала дозволило в поєднанні з пониженням температурного розширення поршня знизити зазори в парі поршень - гільза, що повинно збільшити довговічність двигунів.

Крім того, це зменшує вібрацію стінки гільзи і запобігає кавітаційному руйнуванню гільз та блоків циліндрів. У шестициліндрових двигунах досягнута рівноваженість сил інерції I і II порядків.

Блок циліндрів є основною базовою корпусною деталлю двигуна. Він являє собою жорстку виливку із сірого чавуну СЧ 21-40, об'єднуючу циліндричну частину з картером двигуна. У блоці оброблені посадочні поверхні для установки гільз циліндрів, підшипників колінчастого вала, опор розподільного вала, картерів шестерень і маховика, головок циліндрів, піддона.

У верхній, циліндрової, частини блоку циліндрів розташована водяна сорочка для охолодження гільз циліндрів, обмежена для кожного циліндра поперечними стінками. Збоку блоку вздовж всієї виливки проходить водорозподільний канал, по якому охолоджуюча рідина подається від водяного насоса до кожного з циліндрів через спеціально відлиті вікна по осі гільз. Охолоджуюча рідина омиває гільзу рівномірно, починаючи з нижнього поясу гільзи від вікна водорозподільного каналу і закінчуючи верхнім, найбільш нагрітим поясом гільзи, після чого вода через литі отвори у верхній плиті блоку циліндрів перетікає у водяну сорочку головки циліндрів.

На верхній площині блоку циліндрів встановлені шпильки кріплення головки циліндрів (по 8 шпильок діаметром М16 на кожен циліндр, рівномірно попарно розташованих по периметру циліндра).

Різьбова частина під шпильки в блоці циліндрів починається на відстані 28 мм від верхньої площини, завдяки чому натяг шпильок кріплення головки не передається безпосередньо посадочним буртом під гільзу циліндрів, що запобігає деформації гільз.

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

На різьбовому кінці шпильки, вкручуються в гніздо блоку, знята фаска довжиною 6 мм під кутом 18° , тобто за формою вхідної частини мітчика.

Посадочні гнізда під установку гільзи циліндрів розташовані у верхній і нижній плитах блоку циліндрів.

Верхній посадковий пояс є також затятим: гільза своїм буртом входить в точно оброблене поглиблення, виступаючи над площиною блоку в межах 0,065-0,165 мм.

Під гільзою циліндрів мається вхідна фаска, виконана під кутом 30° для полегшення монтажу гільзи в зборі з ущільнювальними гумовими кільцями.

Співвісність верхнього і нижнього посадочних поясів під установку гільз циліндрів витримують з високою точністю для усунення деформації гільз циліндрів.

Блок циліндрів розділений поперечними перегородками на відсіки для циліндра. У кожній з перегородок розміщені розточення під корінні підшипники колінчастого валу і опори розподільного вала. Перегородки забезпечені ребрами для жорсткості.

Кожну кришку корінного підшипника кріплять двома шпильками діаметром М22. Посадка їх у гнізда блоку подібна посадці шпильок кріплення головки циліндрів.

Для підвищення придатності блоку циліндрів до ремонту на Алтайському моторному заводі таку посадку шпильок кріплення головок циліндрів і кришок корінних підшипників замінюють натягом по середньому діаметру різьби. При цьому величина моменту затягування шпильок може бути знижена. На кришці переднього корінного підшипника оброблений майданчик з двома штифтами 0,5 мм і двома шпильками М10 для кріплення масляного насоса.

Задній корінний підшипник одночасно фіксує колінчастий вал в поздовжньому напрямку. Для цього на торцевих його площинах зроблені кільцеві виточки, в які вставляють наполегливі півкільця.

Від провертання півкільця стопорять двома штифтами, запресованими в кришку корінного підшипника. Отвори під корінні вкладиші в блоці розточують

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

в зборі з кришками корінних підшипників. Щоб виключити їх перестановку з однієї опори на іншу і перевертання на 180 °, вертикальні посадочні площини кришок («замок») виконані асиметрично щодо осі колінчастого вала і на кожній кришці вибивають порядковий номер, починаючи з передньої опори.

Натяг в «замку» блоку циліндрів і кришці корінного підшипника повинен бути в межах 0,096-0,208 мм.

Гайки кріплення кришок корінних підшипників затягують динамометричним ключем. У розточку для передньої опори розподільного вала, як найбільш навантаженою в порівнянні з іншими опорами, запресована втулка з бронзи ОЦС-5-5-5, внутрішній діаметр якої розточений співісний з усіма іншими опорами з точністю 0,03 мм.

З правого боку вздовж всього блоку просвердлений канал – масляна магістраль, до якої косим свердлінням підводиться дизельне масло від масляного фільтра, що кріпиться на фланці з лівого боку блоку.

Від масляної магістралі системою масляних каналів масло подається до опор колінчастого і розподільного валів. З лівого боку блока оброблена площа, до якої кріплять болтами опори осей штовхачів. До двох з опор підводиться масло через канали в блоці.

Механізм штовхачів закритий двома взаємозамінними штампованими кришками. На шестициліндровому двигуні А-01 і його модифікаціях з правого боку встановлений кронштейн для кріплення паливного насоса. Майданчик під установку паливного насоса радіусом 56 мм обробляють одночасно з поверхнями під підшипники колінчастого і розподільного валів. Тому, якщо необхідно замінити кронштейн паливного насоса, потрібно відцентрувати вісь майданчика щодо осі валика приводу паливного насоса з точністю до 0,4-0,5 мм (допускається биття до 0,8 - 1,0 мм).

У задній частині по обидва боковим сторонам блоку циліндрів виконано дві вертикальні площадки з встановленими на них чотирма шпильками М16 для кріплення кронштейнів задньої підвіски двигуна до рами трактора.

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

З передньої частини по обидва боки блоку просвердлено по два різьбових отвори М16 і одному отвору під штифт діаметром 14 мм для кріплення передньої опори двигуна.

Передній і задній торці блоку під кріплення картера шестерень і картера маховика по конфігурації симетричні щодо осі циліндрів і уніфіковані між собою, тобто ущільнювальні прокладки блоку циліндрів з картером шестерень і картером маховика взаємозамінні.

Гільзи циліндрів - «мокрі», їх відливають з легованого чавуну. Дзеркало гільзи (внутрішній діаметр) хонінгується до чистоти поверхні в 0,3-0,7 мкм і гартують струмами високої частоти до твердості HRC 48-52. На зовнішній поверхні гільзи є два точно оброблених циліндричних паска, якими гільзу центрують в гнізді блоку. На нижньому з цих поясків виконані дві канавки для установки гумових ущільнювачів кілець.

Бурт у верхній частині гільзи затискається через залізоасбестову прокладку між нижньою площиною головки і поглибленням в верхній площині блоку.

Гільзи оброблені по діаметру з високою точністю, що дозволяє комплектувати їх з поршнями без розбивки на розмірні групи.

Картер маховика служить для ущільнення порожнини масляного картера двигуна і для приєднання кришки муфти зчеплення. У центральний отвір картера маховика запресований сальник ущільнення колінчастого валу і масловідбивач.

Картерів деталі (картер маховика, картер шестерень) ущільнюють з блоком циліндрів паронітовими прокладками.

Для точної фіксації щодо осі підшипників колінчастого вала картер маховика центрують на блоці циліндрів двома трубчатими штифтами 019 мм, через внутрішній отвір яких проходять кріпильні болти. Картер маховика відлитий із сірого чавуну СЧ 18-36 або алюмінієвого сплаву АЛІ-4.

Картер шестерень з кришкою картера утворює герметичну порожнину, в якій розміщені шестерні розподілу, привода паливного і гідравлічних насосів. Картер шестерень - чавунний, кришка картеру виготовлена з алюмінієвого

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		13

сплаву. У картері шестерень точно зроблені три посадочних отвори під установку корпусів приводу паливного і гідравлічних насосів. На лівій бічній поверхні картера і кришки шестерень виконані майданчики для кріплення кронштейна генератора.

На кришці картера шестерень монтують сальник ущільнення переднього кінця колінчастого вала разом з масло відбивним кільцем. Співісно з приводом паливного насоса на кришці картера шестерень Розточчя отвір, закрите глухою кришкою.

Картер і кришку картера шестерень центрують на блоці циліндрів на двох трубчастих штифтах 0,19 мм.

На шестициліндрових двигунах встановлюють дві взаємозамінні головки, а на чотирициліндрових двигунах - одну. Головка циліндрів являє собою виливок із спеціального термостійкого чавуну, оброблену по всіх шести площинах. Головку циліндрів кріплять до верхньої площини блоку шпильками, що вкручуються в тіло блоку циліндрів.

Внутрішня порожнина головки циліндрів утворює водяну сорочку, що сполучається через отвори в нижній площині з водяною сорочкою блоку циліндрів. На верхній площині головки циліндрів розміщені деталі клапанного і декомпресійного механізмів, а також форсунки циліндрів.

У нижній площині запресовані сідла випускних клапанів з натягом 0,045-0,105 мм. Сідла виготовлені з спеціального жароміцного чавуну з твердістю HRC 50-60 і термічно оброблені.

Конструкція головки дозволяє також розточити гнізда для запресовки ремонтних сідел впускних клапанів. У голівці для кожного циліндра розточені спеціальні отвори, в які встановлені стакани форсунок, виготовлені з латуні ЛС 59-1. Для ущільнення стакану між його нижнім торцем і гніздом в голівці циліндрів встановлена мідна шайба товщиною 0,3 мм, а у верхній частині стакан ущільнений гумовим кільцем.

На задньому торці і на верхній площині головки просвердлені технологічні отвори, в які встановлені сферичні заглушки. Прокладка головки циліндрів

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

виготовлена з асбостального листа товщиною $1,5 \pm 0,1$ мм. Отвори в прокладці окантовані листової сталлю товщиною 0,25 мм. Циліндрові отвори окантовані листової сталлю товщиною 0,35 мм, сторона з більш широкою окантовкою звернена до площини блоку.

Перед установкою головки на блок циліндрів прокладки головки змащують сухим графітом або пастою із суміші сухого графіту з дизельного маслом, приготовленої в об'ємній пропорції 1:1.

Верхню порожнину головки циліндрів закривають алюмінієвим ковпаком і ущільнюють паронітовою прокладкою товщиною 1,5 мм. Прокладку приклеюють до площини ковпака лаком-герметиком.

Кривошипно-шатунний механізм служить для перетворення поступально-зворотного руху поршнів в обертальний рух колінчастого вала. У нього входять поршень, поршневі кільця, поршковий палець, шатун, колінчастий вал з маховиком і вкладишами.

Колінчастий вал виготовлений з вуглецевої сталі 45. У шестициліндрових двигунах кривошипи розташовані попарно під кутом 120° , в чотирициліндрових - в одній площині. Відцентрові сили від оберткових мас в обох колінчастих валах зрівноважені. Однак для часткового розвантаження корінних підшипників відцентрових сил шатунної шийки і нижньої головки шатуна на шестициліндрових двигунах встановлено шість противаг. За садку противаг в межах від 0,069 мм натягу до 0,013 мм зазору забезпечують за допомогою селективного складання з розбивкою загального розміру на три розмірні групи.

Противаги кріплять до колінчастого валу двома болтами зі сталі 40ХН або 35ХГФ. Болти стопорять штампованими шайбами, що щільно входять в пази противаг.

Поршень виготовлений зі спеціального алюмінієвого сплаву, що має знижений коефіцієнт теплового розширення, це дозволило забезпечити порівняно невеликий монтажний зазор між спідницею поршня і гільзою

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

циліндрів. У поєднанні ж зі складною геометричною (елліпсність-конусної) формою поршень добре сполучається з поверхнею дзеркала гільзи.

Для поліпшення підробітки спідниця поршня покрита шаром олова товщиною 0,003-0,006 мм.

У днищі поршня розташована камера згоряння, зміщена відносно осі поршня на 5 мм. З внутрішньої сторони стінки поршня забезпечені ребрами для жорсткості і більш інтенсивного охолодження.

У поршні зроблено п'ять канавок під поршневі кільця. Три верхні канавки - під компресійні кільця, дві нижніх - під маслосмію.

Для запобігання залягання і створення більшої рухливості компресійних кілець три верхніх канавки в перетині мають форму прямокутної трапеції.

Отвори в бобишках поршня під поршковий палець оброблені, а поверхня їх зміцнена методом розкати.

Вага поршня 2780 ± 10 г досягають підгонкою, знімаючи метал з внутрішньої нижньої частини спідниці.

Поршковий палець 4 - пустотілий, плаваючого типу, виготовлений з сталі 12ХНЗА. Посадку пальця в поршні створюють таку, щоб при холодному двигуні був натяг, а в процесі роботи, тобто при нагріванні двигуна, був невеликий зазор. Це і надає пальцю плаваючу посадку, при якій забезпечується поворот і рівномірний знос пальця.

Зовнішня поверхня пальця цементована на глибину 1-1,4 мм і загартована до твердості HRC 56-65.

Оберігають палець від осьового зсуву і задирів поверхні гільзи циліндрів плоскі стопорні кільця, встановлені з торців отворів в бобишках поршня.

Поршкові кільця служать для ущільнення циліндрів, а також для зняття зі стінок циліндрів зайвої кількості дизельного масла. Всі три компресійні кільця мають форму прямокутної трапеції. На верхній площині кілець конусна робоча поверхня оброблена під кутом $10^\circ \pm 10'$.

Верхнє компресійне кільце виготовляють із спеціального високоміцного чавуну. Зовнішня циліндрична поверхня покрита шаром хрому товщиною від

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

0,08 до 0,2 мм. Для кращої підробітки верхнє кільце лудять, товщина полуди 0,003-0,005 мм.

На зовнішній поверхні другого і третього компресійного кільця виконано по три кільцевих канавки, що поліпшують умови змащення і підробітки. Маслос'ємні кільця коробчатого типу, з двома робочими крайками шириною 0,5 мм, між якими профрезерована канавка глибиною $1,4 \pm 0,15$ мм з десятима дренажними пазами для відводу масла, знятого із стінок циліндра.

У вільному стані поршневі кільця мають складну еліпсну форму. Для всіх кільць зазор в прямокутному замку, заміряний в гільзі 130 мм, знаходиться в межах 0,45-0,65 мм.

Маховик. «відкритої» форми, відлитий з сірого чавуну СЧ 21-40, оброблений кругом. Маховик центрують на колінчастому валу по діаметру фланця і виточкою в маховику. Від кутового зміщення маховик зафіксований за допомогою двох штифтів 14 мм, запресованих у фланець колінчастого валу.

Маховик статично відбалансовано з точністю до 50 г см. Маховик кріплять до колінчастого валу за допомогою 6 болтів, виготовлених з термообробленої сталі 40Х, момент затягування 20-22 кгм.

На площині маховика, зверненої до дисків муфти зчеплення, просвердлені кріпильні та штифтові отвори для приєднання до муфти. Для двигунів А-01М на цій площині точно оброблені 6 отворів діаметром 20 мм для запресовування провідних пальців муфти

Механізм газорозподілу складається з розподільного вала, вісей з важільними штовхачами, штанг штовхачів, вісей з коромислами, клапанів з пружинами і деталями кріплення пружин, а також з шестерень розподільного вала.

Розподільчий вал обертається на семи підшипниках ковзання і має по два кулачка на кожен циліндр. Один з кулачків приводить в дію впускний клапан, інший - випускний. Розподільний вал викувано з сталі 45, опорні шийки і кулачки загартовані струмами високої частоти до твердості HRC 54-62.

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		17

Від подовжнього переміщення розподільний вал оберігає напологлива шайба 24. Поздовжній люфт 0,1-0,5 мм вала забезпечується регулювальними шайбами 25 товщиною 0,3 або 0,6 мм, що встановлюються під напологливу шайбу в зоні кріпильних отворів.

Шестерню розподільчого вала запресовують на циліндричний хвостовик з шпонкою і затягують спеціальним болтом.

Штовхач виконаний у вигляді важеля, на одному кінці якого просвердлений отвір $024 + 0,023$ мм, оброблене під запресовування бронзових втулок. Інший кінець важільного штовхача представляє собою ролик на голчастих підшипниках, який стикається з кулачком розподільного валу. У тіло штовхача над роликом запресована опорна п'ята зі сферичною поверхнею, що служить опорою для штанги.

Роликово-важільна конструкція штовхача значно знижує знос кулачків розподільного вала, а також знос самого штовхача. Через свердління в штовхачі підводиться мастило до робочої поверхні п'яти і наконечника штанги.

Штанги виготовлені зі сталевोї труби з товщиною стінки 2 мм. На кінцях штанги запресовані і за вальцьовані наконечники, сферична поверхня яких цементована і загартована до твердості HRC 56 - 62. У наконечниках оброблені наскрізні центральні отвори для підводу мастила від штовхача до осей коромисел клапанів.

Коромисла клапанів представляють сталеву вилку, вони взаємозамінні. Співвідношення плечей коромисла 1:1,8, при якому забезпечується підйом клапанів в межах 13,0 - 13,5 мм. На плечі коромисла, розташованого з боку штанги штовхача, встановлений регулювальний гвинт, призначений для регулювання зазору між бойком коромисла і стрижнем клапана. Бойок коромисла і кульова поверхня регулювального болта під штангу загартовані до високої твердості.

Підшипником ковзання коромисла є втулка з бронзової стрічки ОЦС-4-4-2,5. Через косе свердління в тілі коромисла масло подається від штанги до кільцевої виточенні в регулювальному болті, а потім з свердління до втулки.

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		18

Направляючі втулки клапанів і верхні торцеві поверхні клапанів змазуються шляхом підведення масла від втулки коромисла через свердління, що виходить на його верхню частину.

Коромисла гойдаються на осі, закріпленої в чавунних стійках. Стійку кріплять до головки циліндрів двома шпильками. Цими ж шпильками притиснуті та стійки валиків декомпресійного механізму. Одна з цих двох шпильок (найбільш довга) зміцнює також ковпаки головок циліндрів за допомогою глухих гайок.

Впускний клапан виготовлений із сталі 4X10C2M (EI-107), термооброблений до твердості HRC 35-40. Торець стрижня клапана, дотичний з бойком коромисла, загартований до міцності HRC 50-57. Зовнішній діаметр тарілки клапана 61 мм, а кут робочої фаски на тарілці 121°. Діаметр стрижня клапана дорівнює 12 мм.

Випускний клапан виготовлений з жаростійкої сталі 4X14H14B2M (EI-69), термообробленої до твердості HRC 25-30. Методом контактного зварювання до торця клапана приварений наконечник зі сталі 40XH, поверхня якого загартована струмами високої частоти до твердості HRC 50-57.

Діаметр тарілки випускного клапана 48 мм, кут робочої фаски на тарілці 91°. Поверхня робочої фаски випускного клапана наплавлена жаростійким сплавом типу ВЗК або ЕП-616. Твердість наплавленого шару HRC 40-45. Діаметр стрижня клапана дорівнює 12 мм.

Стрижні і канавки під сухарики клапанів накатав роликом. Направляючі втулки клапанів виготовлені з чавуну і запресовані в головку циліндрів з натягом 0,016-0,062 мм.

Кожен з випускних і впускних клапанів має уніфікований між собою комплект пружин. Зовнішня і внутрішня пружини мають протилежну один одному навивку. Дві пружини на один клапан встановлюють для гасіння резонансних коливань, що виникають в клапанному механізмі. Пружини виготовлені зі сталі 50ХФА і піддані дробоструменевій обробці для підвищення їх усталеної міцності.

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		19

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна з наддувом

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт $P_e = 220$

Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} $n = 1700$

Ступінь стиску $\epsilon = 16.5$

Число циліндрів $i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8] $\alpha = 1.74$

Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа $p_B = 187$

Тиск навколишнього середовища, кПа $p_a = 101.3$

Температура навколишнього середовища, К $T_a = 293$

Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $\Delta T = 10$

Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа $p_r = 195$

Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $T_r = 770$

Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9] $\lambda = 1.45$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10] $\xi_Z = 0.8$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10] $\xi = 0.98$

Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

Середній елементарний склад палива

$C = 0.86$; $H = 0.13$; $O = 0.01$; $S = 0$; $W = 0$;

Найнижча теплота згорання палива за формулою Менделєєва, в $\text{кДж} / \text{кг}$

$Q_{H.p} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)] = 42447.806$

2.1.3 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.495$$

або у $\frac{\text{кг повітря}}{1 \text{ кг палива}}$:

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.495 = 14.317$$

Кількість свіжого заряду, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.74 \cdot 0.495 = 0.861$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.86}{12} = 0.072$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.13}{2} = 0.065$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.74 - 1) \cdot 0.495 = 0.077$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.74 \cdot 0.495 = 0.68$$

Загальна кількість продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.077 \\ 0.68 \end{pmatrix} = 0.893$$

2.1.4 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}}$$

де $n_K = 1.6$ - показник політропи стиску повітря в нагнітачі, згідно [1, ст. 12]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{187}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 368.7$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int}$$

де $\Delta T_{int} = 45$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 368.7 - 45 = 323.7$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 3$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 187 - 3 = 184$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.92$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.92 \cdot 187 = 172.04$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{770} \cdot \frac{195}{16.5 \cdot 172.04 - 195} = 0.03$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\gamma_r = (0.03...0.06)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.03 \cdot 770}{1 + 0.03} = 316.17$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_d = (310...400)$ К, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{16.5}{16.5 - 1} \cdot \frac{172.04}{187} \cdot \frac{323.727}{316.173 \cdot (1 + 0.029)} = 0.974$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0,80...0,98)$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Густина заряду на впуску, в $\text{кг} / \text{м}^3$

$$\rho_a = \frac{p_{int}}{R_{\Pi} \cdot T_{int}}$$

де $R_{\Pi} = 287 \text{ Дж} / \text{кг} \cdot \text{К}$ - універсальна газова стала повітря;

$$\rho_a = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{184 \cdot 10^3}{287 \cdot 323.727} = 1.98$$

2.1.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми згідно [1, ст. 14]

$$n_1 = 1.37$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 172.04 \cdot 16.5^{1.37} = 8009.076$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (5000...9000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 316.17 \cdot 16.5^{1.37 - 1} = 892.06$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_c = (700 \dots 1000)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 892.058 = 22.233$$

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.893}{0.861} = 1.038$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1.035 \dots 1.040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.038 + 0.029}{1.000 + 0.029} = 1.037$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1.036 \dots 1.042)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,0015 \cdot T_z;$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_z;$$

$$\text{для } CO_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z;$$

$$\text{для } H_2O: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z;$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv'' = 1/M_2 \cdot [M_{O_2} \cdot (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \cdot (mCv''_{N_2}) + M_{CO_2} \cdot (mCv''_{CO_2}) + \dots + M_{H_2O} \cdot (mCv''_{H_2O})]; \quad \text{кДж/(кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv'' = a + b \cdot T_z ; \quad \text{кДж/}(\text{кмоль К})$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.893} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.077 \cdot 23.3 \\ 0.68 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.357$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.8933} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0769 \cdot 0.0015 \\ 0.6798 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mCp'' = mCv'' + 8.314 ; \quad \text{кДж/}(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCp'' = a' + b' \cdot T_z ; \quad \text{кДж/}(\text{кмоль К})$$

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.357 + 8.314 = 31.671$$

$$b' = b = 0.00183$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.45 \cdot 8009.076 = 11613.161$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{\max} = (6000 \dots 16000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$$\xi_z \cdot Q_{H.p} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mCv'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mCp'') \cdot T_z$$

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00183 \cdot 1.03706 = 0.00190$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.671 \cdot 1.037 = 32.844$$

$$C'_1 = \frac{\xi_Z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.8 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.861 \cdot (1 + 0.029)} = 3.835 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.233 + 8.314 \cdot 1.45) \cdot 892.058 = 3.059 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 38349.984 + 30587.39 = 68937.374$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.844^2 + 4 \cdot 1.897 \times 10^{-3} \cdot 6.894 \times 10^4 = 1.602 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.844 + \sqrt{1601.886}}{2 \cdot 0.002} = 1892.123$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_Z = (1800 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.037 \cdot 1.892 \times 10^3}{1.45 \cdot 892.058} = 1.517$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1,20 \dots 1,55)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\epsilon}{\rho} = \frac{16.5}{1.517} = 10.877$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 19]

$$n_2 = 1.215$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{11613.161}{10.877^{1.215}} = 639.162$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (400...900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1892.123}{10.877^{1.215-1}} = 1132.67$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_b = (1000...1200)$ К, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1132.67}{\sqrt[3]{\frac{639.162}{195}}} = 762.508$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|770 - 762.508|}{770} \cdot 100 = 0.973 \quad \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 10\%$

2.1.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C)$$

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.45 \cdot (1.517 - 1) = 0.75$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) = \frac{1.45 \cdot 1.517}{1.215 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10.877^{1.215-1}}\right) = 4.106$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}}\right) = \frac{1}{1.37 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{16.5^{1.37-1}}\right) = 1.745$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{8009.076}{16.5 - 1} \cdot [0.75 + (4.106 - 1.745)] = 1607.701$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.98 \cdot 1607.701 = 1575.547$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{mi} = (750 \dots 2500)$ кПа, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_a} = \frac{1.74 \cdot 14.317 \cdot 1575.547}{0.974 \cdot 42447.806 \cdot 1.98} = 0.479$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_i = (0.42 \dots 0.53)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома індикаторна витрата рідкого палива, в $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.479 \cdot 42447.806} = 0.177$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0.16 \dots 0.20) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в $\text{м}/\text{с}$

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30}$$

де $s_{пр} = 0.14$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.14 \cdot 1700}{30} = 7.933$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 7.933 = 181.613$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1575.547 - 181.613 = 1393.933$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{me} = (550 \dots 2200)$ кПа, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{1393.933}{1575.547} = 0.885$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_M = (0,80...0,92)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.479 \cdot 0.885 = 0.424$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0,35...0,42)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата рідкого палива, в $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.424 \cdot 42447.806} = 0.2$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0,200...0,242) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата рідкого палива, в $\text{кг}/\text{год}$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.2 \cdot 220 = 44.016$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n}$$

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{220 \cdot 10^3}{1393.933 \cdot 1700} = 11.141$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{11.141}{6} = 1.857$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}}$$

де $d_{пр} = 0.13$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.14}{0.13} = 1.077 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1.857}{\pi \cdot 1.077}} = 129.966$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.077 \cdot 129.966 = 139.963$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d' = 130 \text{ мм} \quad \text{або в м} \quad d = d' \cdot 10^{-3} = 130 \cdot 10^{-3} = 0.13$$

Хід поршня

$$s' = 140 \text{ мм} \quad \text{або в м} \quad s = s' \cdot 10^{-3} = 140 \cdot 10^{-3} = 0.14$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.13^2 \cdot 0.14 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 11.15$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ер} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{1393.933 \cdot 11.15 \cdot 1700}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 220.174$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ер} - P_e|}{P_{ер} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |220.174 - 220|}{220.174 + 220} \cdot 100 = 0.079 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\varphi = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi = 0, \Delta\varphi \dots 720$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.13^2}{4} \cdot 0.14 = 1.858 \times 10^{-3}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\varepsilon - 1)} = \frac{1.858 \times 10^{-3}}{16.5 - 1} = 1.199 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 1.858 \times 10^{-3} + 1.199 \times 10^{-4} = 1.978 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 1.199 \times 10^{-4} \cdot 1.517 = 1.819 \times 10^{-4}$$

Функція зміни надпоршневого простору визначається на основі заданого значення кривошипно-шатунного відношення

$\lambda_{кр} = 0.256$ - кривошипно-шатунне відношення;

$$\sigma(\varphi) = \left(1 - \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\varphi) = V_c + \frac{1}{2} \cdot V_s \cdot \sigma(\varphi)$$

Для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми тиску в циліндрі двигуна використаємо наступну систему рівнянь:

на ділянці впуску:

$$0 < \varphi < 180 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \varphi < 360 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d * (V_a' / V(\varphi))^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\varphi) < V_z' \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\varphi) < \text{та } \varphi < 540 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_{\max} / (V(\varphi) / V_z')^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \varphi < 720 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00012$	$p(0) = 172.04$	$V(180) = 0.00198$	$p(180) = 172.04$
$V(10) = 0.00014$	$p(10) = 172.04$	$V(190) = 0.00197$	$p(190) = 173.303$
$V(20) = 0.00019$	$p(20) = 172.04$	$V(200) = 0.00194$	$p(200) = 177.188$
$V(30) = 0.00027$	$p(30) = 172.04$	$V(210) = 0.00188$	$p(210) = 184.006$
$V(40) = 0.00039$	$p(40) = 172.04$	$V(220) = 0.00181$	$p(220) = 194.318$
$V(50) = 0.00052$	$p(50) = 172.04$	$V(230) = 0.00172$	$p(230) = 209.026$
$V(60) = 0.00067$	$p(60) = 172.04$	$V(240) = 0.0016$	$p(240) = 229.523$
$V(70) = 0.00084$	$p(70) = 172.04$	$V(250) = 0.00147$	$p(250) = 257.955$
$V(80) = 0.001$	$p(80) = 172.04$	$V(260) = 0.00133$	$p(260) = 297.682$
$V(90) = 0.00117$	$p(90) = 172.04$	$V(270) = 0.00117$	$p(270) = 354.107$
$V(100) = 0.00133$	$p(100) = 172.04$	$V(280) = 0.001$	$p(280) = 436.225$
$V(110) = 0.00147$	$p(110) = 172.04$	$V(290) = 0.00084$	$p(290) = 559.63$
$V(120) = 0.0016$	$p(120) = 172.04$	$V(300) = 0.00067$	$p(300) = 752.575$
$V(130) = 0.00172$	$p(130) = 172.04$	$V(310) = 0.00052$	$p(310) = 1068.514$
$V(140) = 0.00181$	$p(140) = 172.04$	$V(320) = 0.00039$	$p(320) = 1611.614$
$V(150) = 0.00188$	$p(150) = 172.04$	$V(330) = 0.00027$	$p(330) = 2579.699$
$V(160) = 0.00194$	$p(160) = 172.04$	$V(340) = 0.00019$	$p(340) = 4267.113$
$V(170) = 0.00197$	$p(170) = 172.04$	$V(350) = 0.00014$	$p(350) = 6631.965$

V(360) = 0.00012	p(360) = 8009.076	V(540) = 0.00198	p(540) = 639.162
V(370) = 0.00014	p(370) = 11613.161	V(550) = 0.00197	p(550) = 195
V(380) = 0.00019	p(380) = 11024.097	V(560) = 0.00194	p(560) = 195
V(390) = 0.00027	p(390) = 7055.148	V(570) = 0.00188	p(570) = 195
V(400) = 0.00039	p(400) = 4648.504	V(580) = 0.00181	p(580) = 195
V(410) = 0.00052	p(410) = 3228.684	V(590) = 0.00172	p(590) = 195
V(420) = 0.00067	p(420) = 2366.018	V(600) = 0.0016	p(600) = 195
V(430) = 0.00084	p(430) = 1819.385	V(610) = 0.00147	p(610) = 195
V(440) = 0.001	p(440) = 1458.729	V(620) = 0.00133	p(620) = 195
V(450) = 0.00117	p(450) = 1212.401	V(630) = 0.00117	p(630) = 195
V(460) = 0.00133	p(460) = 1039.425	V(640) = 0.001	p(640) = 195
V(470) = 0.00147	p(470) = 915.426	V(650) = 0.00084	p(650) = 195
V(480) = 0.0016	p(480) = 825.36	V(660) = 0.00067	p(660) = 195
V(490) = 0.00172	p(490) = 759.651	V(670) = 0.00052	p(670) = 195
V(500) = 0.00181	p(500) = 712.052	V(680) = 0.00039	p(680) = 195
V(510) = 0.00188	p(510) = 678.437	V(690) = 0.00027	p(690) = 195
V(520) = 0.00194	p(520) = 656.097	V(700) = 0.00019	p(700) = 195
V(530) = 0.00197	p(530) = 643.32	V(710) = 0.00014	p(710) = 195

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 2944.825$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{2.945 \times 10^3}{1.858 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 1.585 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.585 \times 10^3 \cdot 0.98 = 1.553 \times 10^3$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{1.576 \times 10^3 + 1.553 \times 10^3}{2} = 1.564 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1.576 \times 10^3 - 1.553 \times 10^3}{1.564 \times 10^3} \right| \cdot 100 = 1.439$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

$\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\varphi_1 = 25 - 10 = 15^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання,

визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ,^\circ$ п.к.в;

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ$ після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$b'' = 124^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 16^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$r'' = 18^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 134^\circ$ до ВМТ - точка закриття впускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

$$p''_c = k_p \cdot p_c$$

де $k_p = 1.2$ - число з інтервалу (1,15...1,25)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 8.009 \times 10^3 = 9.611 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max}$$

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску, 1 - для дизелів, 0,85 для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max} = 1 \cdot 1.161 \times 10^4 = 1.161 \times 10^4$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми

Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 172.04$	$V(\varphi_r) = 1.199 \times 10^{-4}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 172.04$	$V(\varphi_d) = 1.978 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 8009.076$	$V(\varphi_c) = 1.199 \times 10^{-4}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 11613.161$	$V(\varphi_z) = 1.201 \times 10^{-4}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 639.162$	$V(\varphi_b) = 1.978 \times 10^{-3}$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 3.316 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 2.282 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 5.416 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.595 \times 10^{-4}$
z'	$\varphi_{z'} = 378$	$p(\varphi_{z'}) = 1.161 \times 10^4$	$V(\varphi_{z'}) = 1.767 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 484$	$p(\varphi_{b''}) = 796.562$	$V(\varphi_{b''}) = 1.65 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 704$	$p(\varphi_{r'}) = 195$	$V(\varphi_{r'}) = 1.649 \times 10^{-4}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 18$	$p(\varphi_{r''}) = 172.04$	$V(\varphi_{r''}) = 1.767 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 226$	$p(\varphi_{d'}) = 202.54$	$V(\varphi_{d'}) = 1.756 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 9.611 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.199 \times 10^{-4}$
z _д	$\varphi_{z_d} = 369$	$p_{z_d} = 1.161 \times 10^4$	$V(\varphi_{z_d}) = 1.342 \times 10^{-4}$

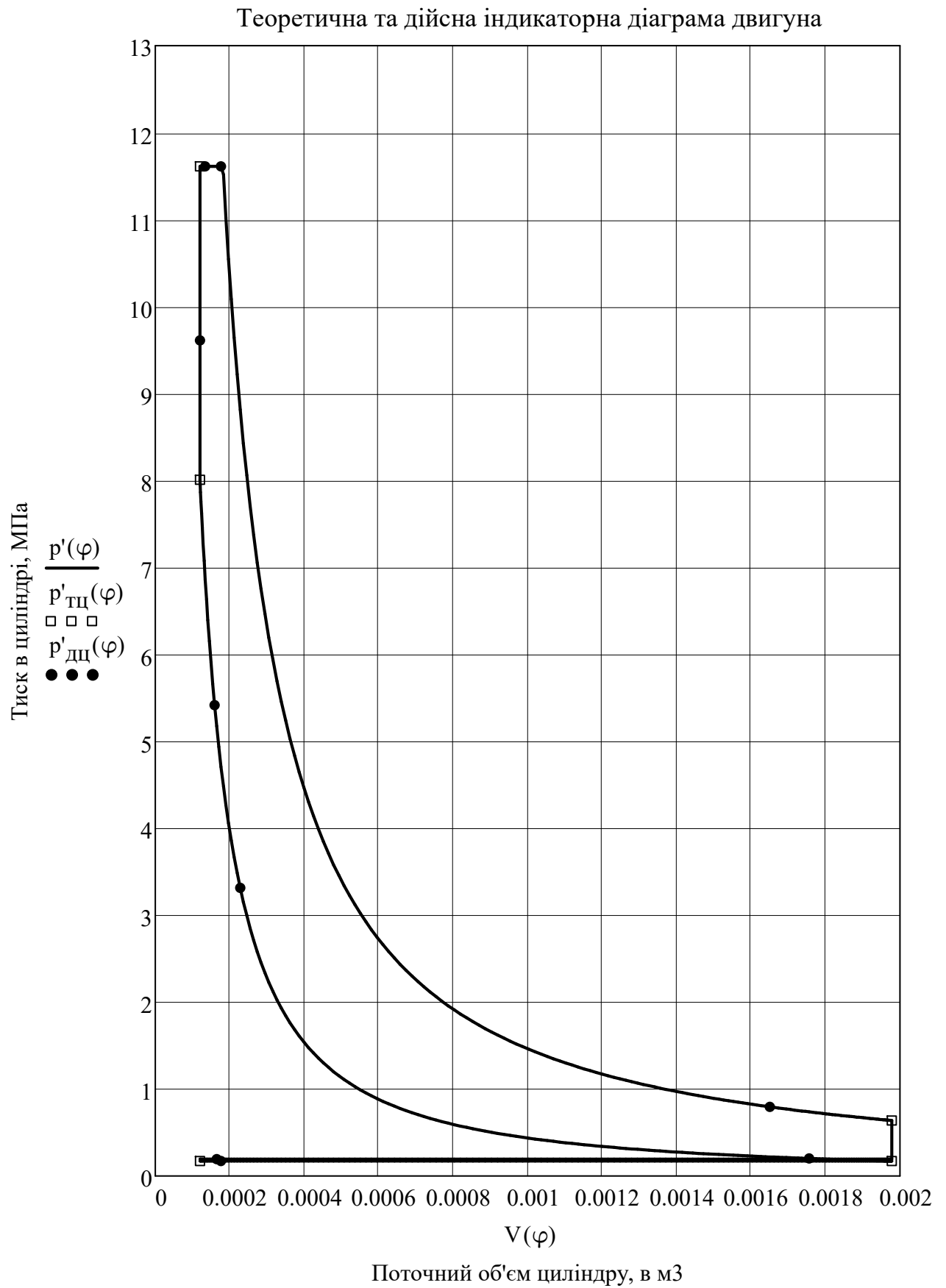


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

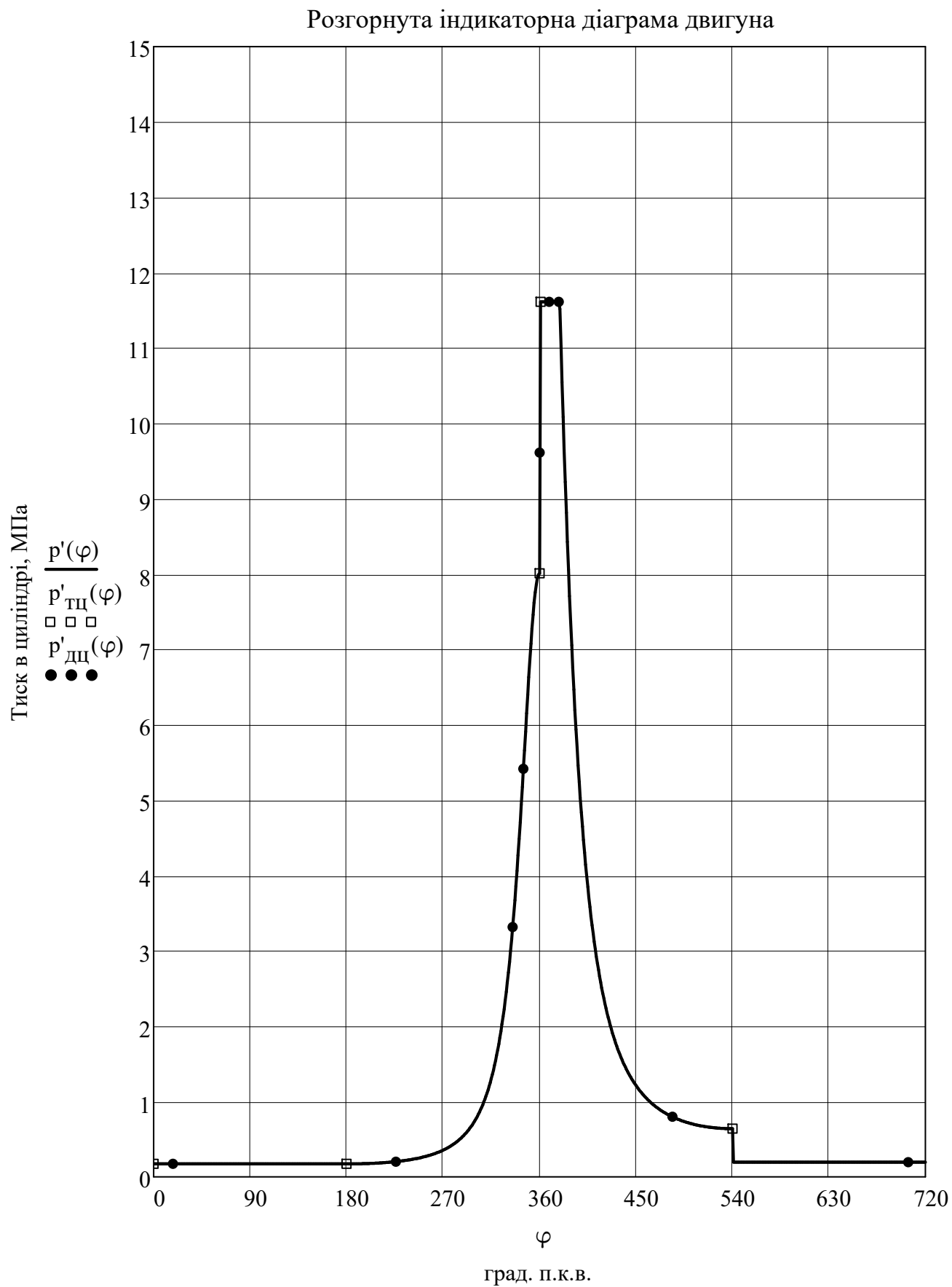


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Даний розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За результатами цих розрахунків визначають основні деталі на міцність і знос.

Так як для кожного робочого циклу сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, безперервно змінюються за величиною і напрямком, тому визначення характеру зміни цих сил необхідно визначати для ряду окремих положень валу.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, будемо виконувати, виходячи з допущень що:

- розрахункова кінематична схема кривошипно-шатунного механізму є аксіальною;
- дія сил на контактну поверхню деталей відбувається по нормалі;

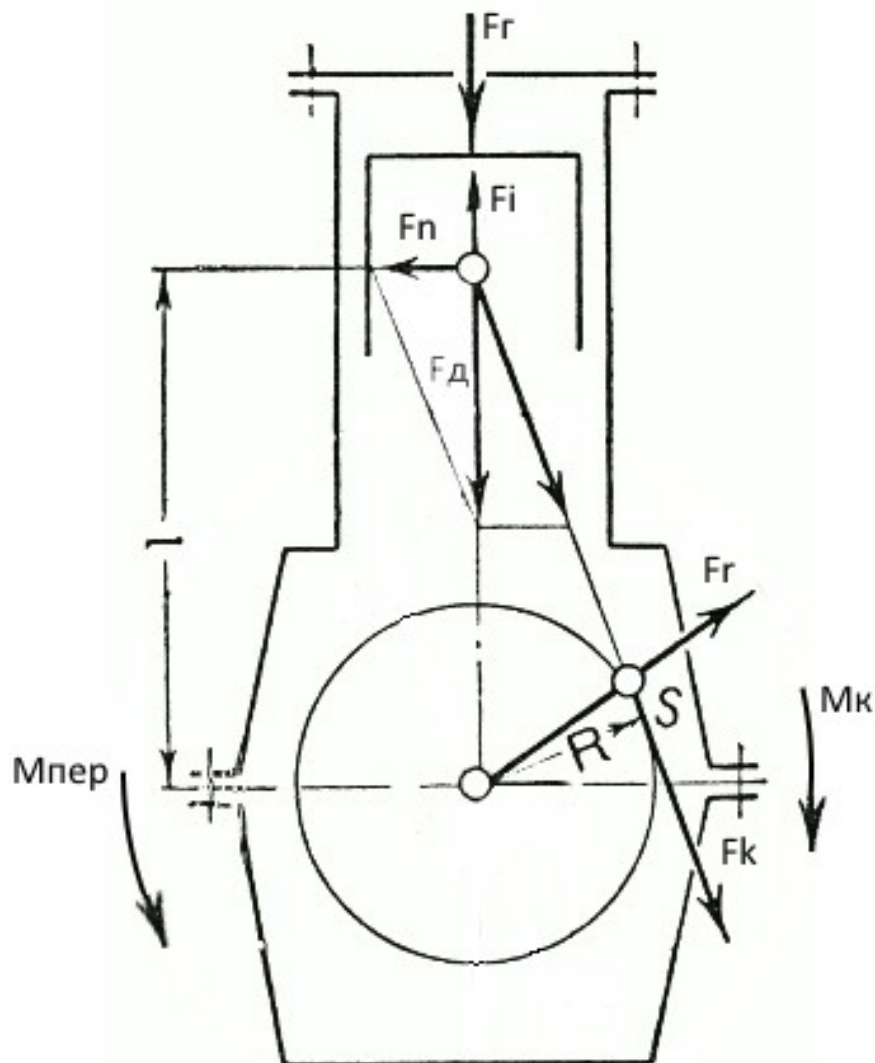


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 2.25$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 4.55$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 2.25 + \frac{1}{3} \cdot 4.55 = 3.767$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.14}{2} = 0.07$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.07}{0.256} = 0.273$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.13^2}{4} = 0.013$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 1700}{30} = 178.024$$

Визначимо величини сил та моментів що діють в КШМ на протязі всього робочого циклу.

Кут обертання колінчастого валу

$\varphi = 0 \dots 720$, з кроком розрахунку $\Delta\varphi = 1^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шатуна

$$\beta'(\varphi) = \arcsin\left(\lambda_{\text{кр}} \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Сили тиску газу

$$F_r(\varphi) = (p(\varphi) - p_a) \cdot A_{\Pi}$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\varphi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \lambda_{кр} \cdot \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

$$F_d(\varphi) = F_r(\varphi) + F_i(\varphi)$$

Нормальна сила

$$F_n(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \tan(\beta'(\varphi))$$

Радіальна сила

$$F_r(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Дотична сила

$$F_k(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Крутний момент на валу двигуна

$$M_k(\varphi) = F_k(\varphi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

$$M_{пер}(\varphi) = -F_n(\varphi) \cdot \left(r \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + l_{ш} \cdot \cos(\beta'(\varphi)) \right)$$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
 Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(0) = 0.939$	$F_i(0) = -10.495$	$F_d(0) = -9.556$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 0.939$	$F_i(30) = -8.306$	$F_d(30) = -7.367$	$M_k(30) = -0.315$
$F_r(60) = 0.939$	$F_i(60) = -3.109$	$F_d(60) = -2.17$	$M_k(60) = -0.149$
$F_r(90) = 0.939$	$F_i(90) = 2.139$	$F_d(90) = 3.078$	$M_k(90) = 0.215$
$F_r(120) = 0.939$	$F_i(120) = 5.248$	$F_d(120) = 6.187$	$M_k(120) = 0.326$
$F_r(150) = 0.939$	$F_i(150) = 6.167$	$F_d(150) = 7.106$	$M_k(150) = 0.193$
$F_r(180) = 0.939$	$F_i(180) = 6.217$	$F_d(180) = 7.156$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 1.098$	$F_i(210) = 6.167$	$F_d(210) = 7.265$	$M_k(210) = -0.197$
$F_r(240) = 1.702$	$F_i(240) = 5.248$	$F_d(240) = 6.95$	$M_k(240) = -0.366$
$F_r(270) = 3.356$	$F_i(270) = 2.139$	$F_d(270) = 5.495$	$M_k(270) = -0.385$
$F_r(300) = 8.645$	$F_i(300) = -3.109$	$F_d(300) = 5.536$	$M_k(300) = -0.380$
$F_r(330) = 32.896$	$F_i(330) = -8.306$	$F_d(330) = 24.59$	$M_k(330) = -1.053$
$F_r(360) = 104.962$	$F_i(360) = -10.495$	$F_d(360) = 94.466$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 92.3$	$F_i(390) = -8.306$	$F_d(390) = 83.994$	$M_k(390) = 3.597$
$F_r(420) = 30.06$	$F_i(420) = -3.109$	$F_d(420) = 26.952$	$M_k(420) = 1.848$
$F_r(450) = 14.748$	$F_i(450) = 2.139$	$F_d(450) = 16.887$	$M_k(450) = 1.182$
$F_r(480) = 9.611$	$F_i(480) = 5.248$	$F_d(480) = 14.858$	$M_k(480) = 0.783$
$F_r(510) = 7.66$	$F_i(510) = 6.167$	$F_d(510) = 13.828$	$M_k(510) = 0.376$
$F_r(540) = 7.139$	$F_i(540) = 6.217$	$F_d(540) = 13.356$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 1.244$	$F_i(570) = 6.167$	$F_d(570) = 7.411$	$M_k(570) = -0.201$
$F_r(600) = 1.244$	$F_i(600) = 5.248$	$F_d(600) = 6.491$	$M_k(600) = -0.342$
$F_r(630) = 1.244$	$F_i(630) = 2.139$	$F_d(630) = 3.383$	$M_k(630) = -0.237$
$F_r(660) = 1.244$	$F_i(660) = -3.109$	$F_d(660) = -1.865$	$M_k(660) = 0.128$
$F_r(690) = 1.244$	$F_i(690) = -8.306$	$F_d(690) = -7.063$	$M_k(690) = 0.302$
$F_r(720) = 1.244$	$F_i(720) = -10.495$	$F_d(720) = -9.252$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КІШМ:
 Сили F_n , F_r та F_k обраховані в кН, крутний момент $M_{пер}$ розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -9.556$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -0.951$	$F_r(30) = -5.905$	$F_k(30) = -4.507$	$M_{пер}(30) = 0.315$
$F_n(60) = -0.493$	$F_r(60) = -0.658$	$F_k(60) = -2.126$	$M_{пер}(60) = 0.149$
$F_n(90) = 0.815$	$F_r(90) = -0.815$	$F_k(90) = 3.078$	$M_{пер}(90) = -0.215$
$F_n(120) = 1.407$	$F_r(120) = -4.311$	$F_k(120) = 4.655$	$M_{пер}(120) = -0.326$
$F_n(150) = 0.917$	$F_r(150) = -6.613$	$F_k(150) = 2.759$	$M_{пер}(150) = -0.193$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -7.156$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -0.938$	$F_r(210) = -6.76$	$F_k(210) = -2.82$	$M_{пер}(210) = 0.197$
$F_n(240) = -1.58$	$F_r(240) = -4.843$	$F_k(240) = -5.229$	$M_{пер}(240) = 0.366$
$F_n(270) = -1.455$	$F_r(270) = -1.455$	$F_k(270) = -5.495$	$M_{пер}(270) = 0.385$
$F_n(300) = -1.259$	$F_r(300) = 1.678$	$F_k(300) = -5.424$	$M_{пер}(300) = 0.38$
$F_n(330) = -3.174$	$F_r(330) = 19.709$	$F_k(330) = -15.043$	$M_{пер}(330) = 1.053$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 94.466$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 10.84$	$F_r(390) = 67.321$	$F_k(390) = 51.385$	$M_{пер}(390) = -3.597$
$F_n(420) = 6.128$	$F_r(420) = 8.169$	$F_k(420) = 26.405$	$M_{пер}(420) = -1.848$
$F_n(450) = 4.472$	$F_r(450) = -4.472$	$F_k(450) = 16.887$	$M_{пер}(450) = -1.182$
$F_n(480) = 3.378$	$F_r(480) = -10.355$	$F_k(480) = 11.179$	$M_{пер}(480) = -0.783$
$F_n(510) = 1.785$	$F_r(510) = -12.867$	$F_k(510) = 5.368$	$M_{пер}(510) = -0.376$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -13.356$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -0.956$	$F_r(570) = -6.896$	$F_k(570) = -2.877$	$M_{пер}(570) = 0.201$
$F_n(600) = -1.476$	$F_r(600) = -4.524$	$F_k(600) = -4.884$	$M_{пер}(600) = 0.342$
$F_n(630) = -0.896$	$F_r(630) = -0.896$	$F_k(630) = -3.383$	$M_{пер}(630) = 0.237$
$F_n(660) = 0.424$	$F_r(660) = -0.565$	$F_k(660) = 1.827$	$M_{пер}(660) = -0.128$
$F_n(690) = 0.912$	$F_r(690) = -5.661$	$F_k(690) = 4.321$	$M_{пер}(690) = -0.302$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -9.252$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

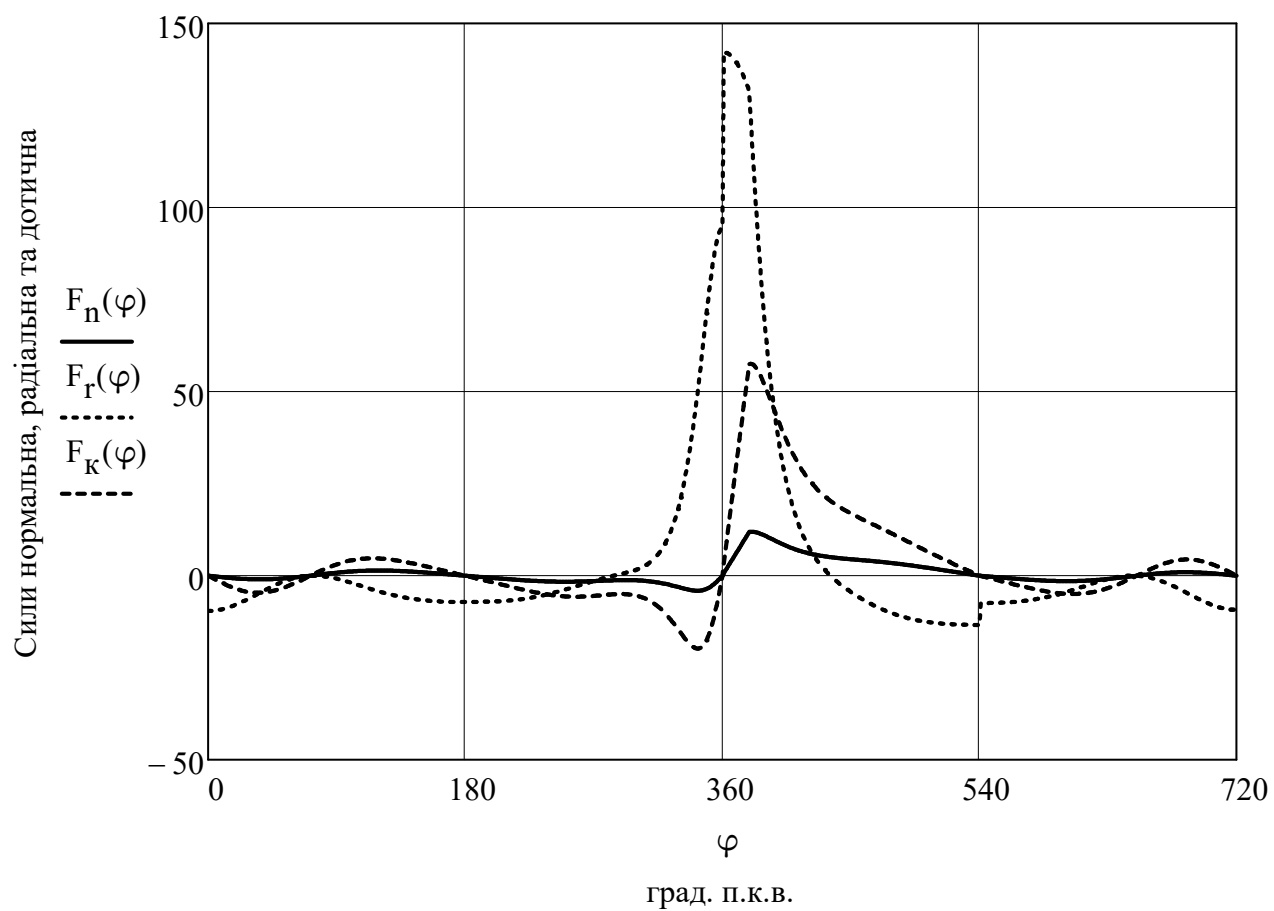
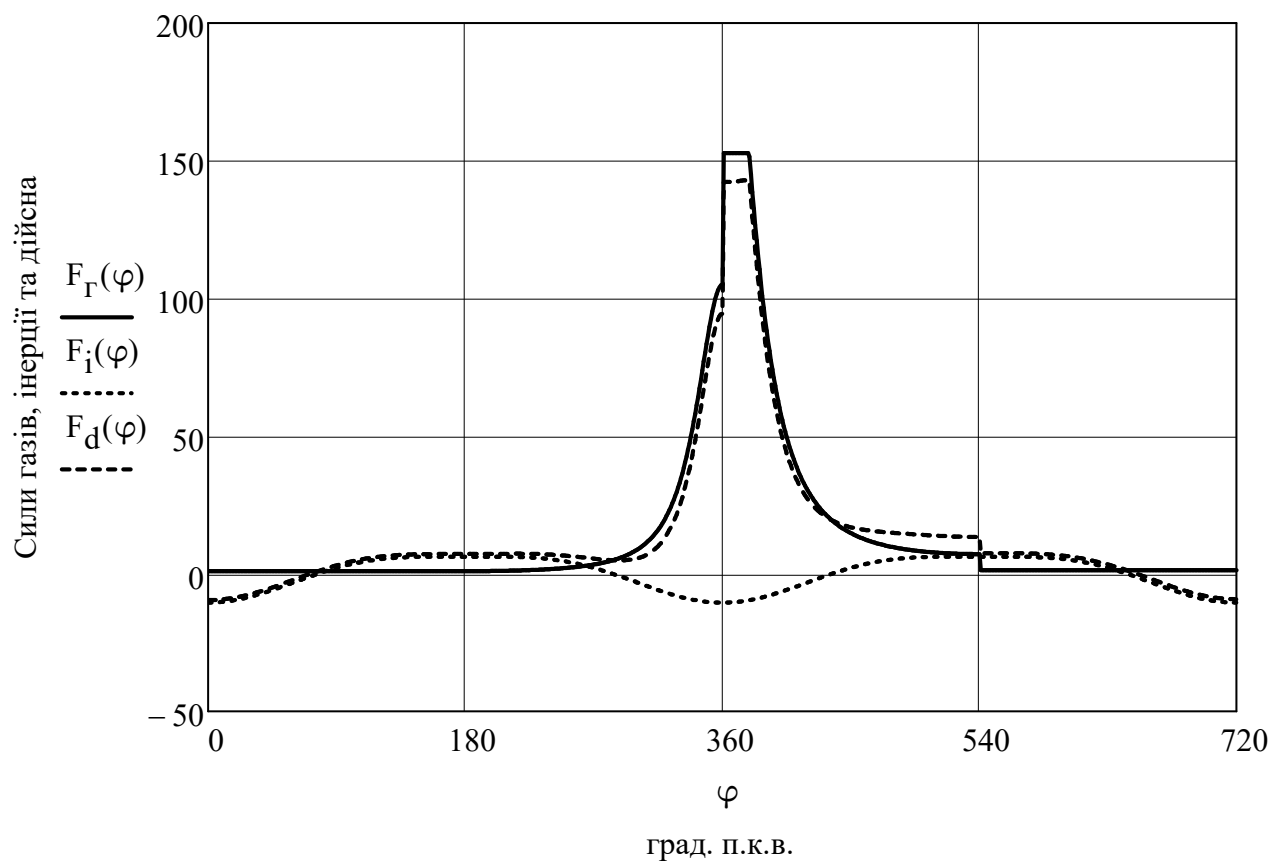


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

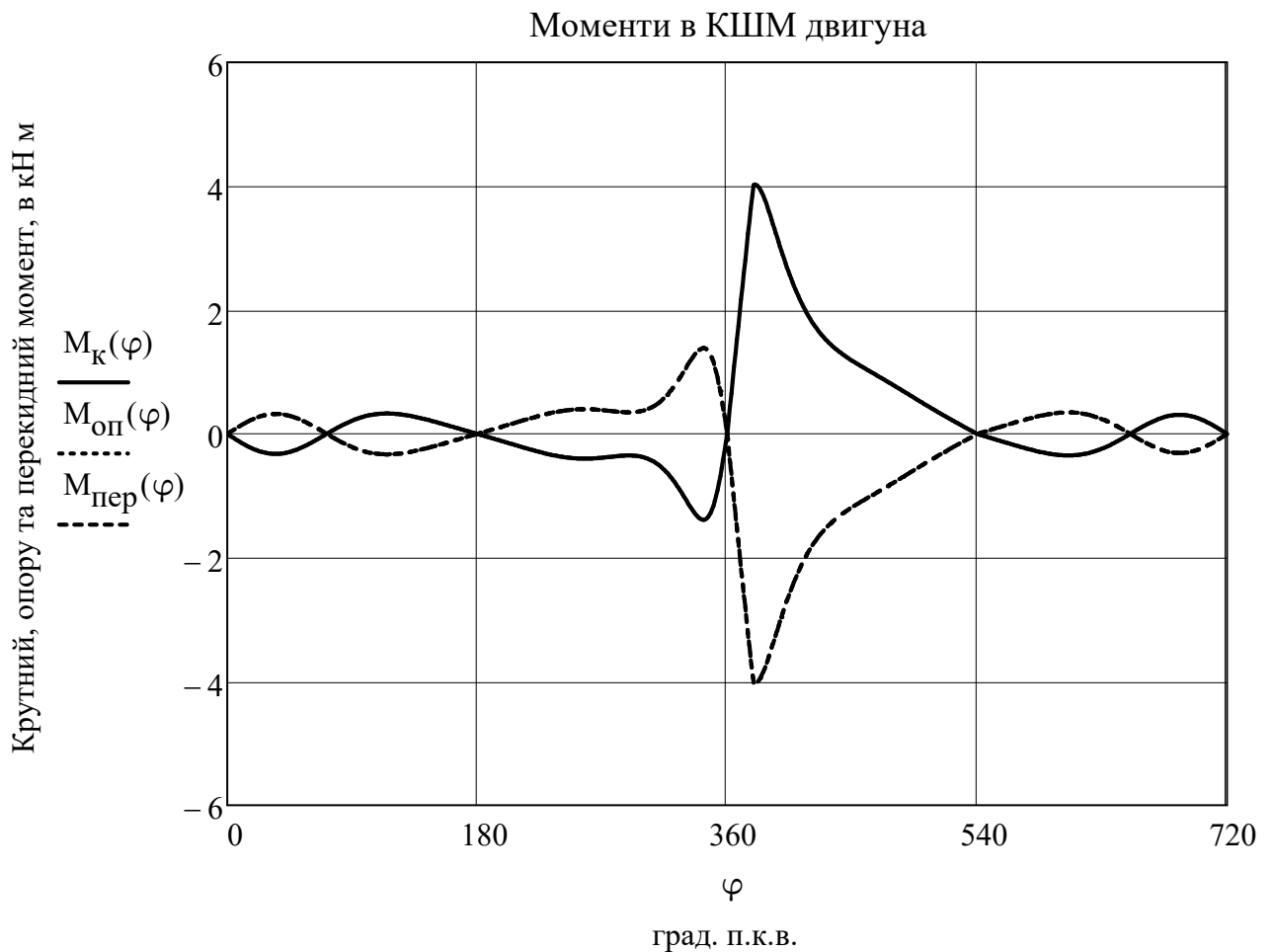


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{сп} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{6} = 120$$

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

$\Delta\varphi_k = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi_k = 0, \Delta\varphi_k \dots \varphi_{сп}$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Сумарний крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma,кр}(\varphi_k) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_k(\varphi_{сп} \cdot j + \varphi_k) \cdot s)$$

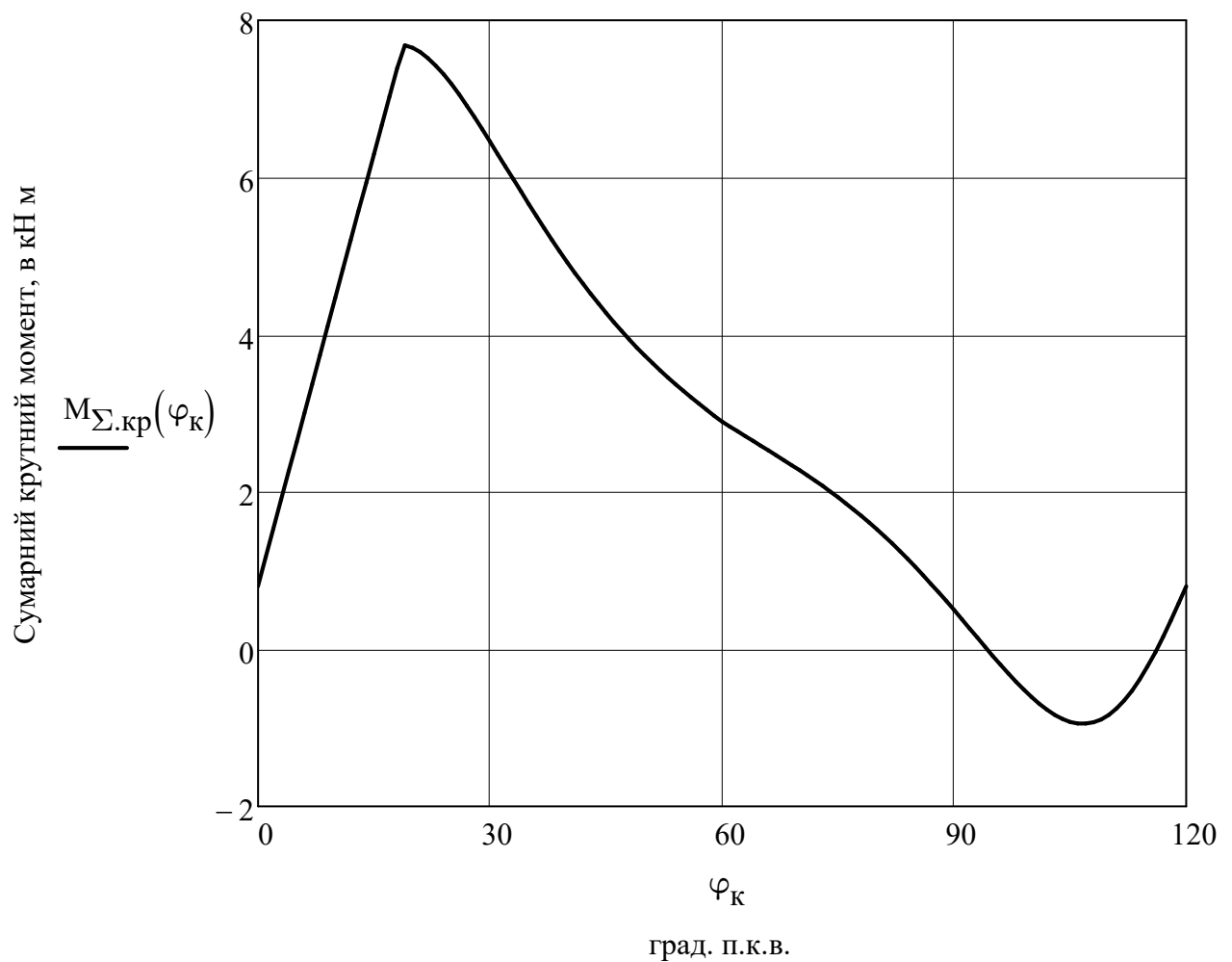


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

Нижче приведено масиви розрахованих значень величини сумарного крутного моменту, в кНм

$$M_{\Sigma.кр}(0) = 0.801$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 5.205$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.146$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 7.313$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.148$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 5.51$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -0.198$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 3.941$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -0.93$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.896$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.801$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{H.B}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

$Q_{H.B}$ - невраховані теплові втрати

2.4.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{44.016 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 5.19 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 220.174 = 220173.731$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{2.202 \times 10^5}{5.19 \times 10^5} \cdot 100 = 42.423$$

перевірка отриманого значення в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e' = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 518990.155 \cdot 0.424 = 220000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_e'|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|2.202 \times 10^5 - 2.2 \times 10^5|}{2.202 \times 10^5} \cdot 100 = 0.079$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.II} + Q_{B.H}$$

де Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{T.II}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в Дж / с

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\text{п}}$$

де $W_{\text{нап}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянці наповнення

$W_{\text{ст}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянці стиску

$W_{\text{г.р}} = 0.12$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.05$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.12 + 0.05 = 0.17$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\text{п}} = 0.17 \cdot 518990.155 = 88228.326$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.600 \cdot 181.613 = 108.968$$

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.13^2}{4} \cdot 0.14 = 1.858 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\text{п}} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{108.968 \cdot 1.85825 \times 10^{-3} \cdot 1.7 \times 10^3 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 17.21165$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в Дж / с

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\text{п}} = 10^3 \cdot 17.212 = 17211.651$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в Дж / с

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 88228.326 + 17211.651 = 105439.977$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_B}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_B = 1000 \text{ кг/м}^3$ - середня густина води

$C_{mB} = 4.19 \text{ Дж/кг}$ - середня теплоємність води

$\Delta T_B = 10$ - температурний перепад води в холодильнику

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{105439.97722 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00302$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}}$$

де $\Delta p_B = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи

$\eta_{B.H} = 0.9$ - ККД водяного насосу

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = \frac{0.003 \cdot 98}{0.9} = 0.329$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в Дж/с

$$Q_{B.H} = 10^3 \cdot P_{B.H} = 10^3 \cdot 0.329 = 328.818$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в Дж/с

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 88228.3 + 17211.7 + 328.8 = 105768.8$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{105768.796}{518990.155} \cdot 100 = 20.38$$

Температура залишкових газів, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_r = T_r - 273 = 770 - 273 = 497$$

Температура на початку стиску, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_d = T_d - 273 = 316.173 - 273 = 43.173$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 497 = 33.488$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mC_p = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 43.173 = 29.109$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в Дж / с

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mC_{p''} \cdot t_{\Gamma} - M_1 \cdot mC_p \cdot t_d)$$

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mC_{p''} \cdot t_{\Gamma} = 0.893 \cdot 33.488 \cdot 497 = 14868.124$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mC_p \cdot t_d = 0.861 \cdot 29.109 \cdot 43.173 = 1081.39$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 14868.1 - 1081.4 = 13786.7$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{44.016}{3.6} \cdot 13786.734 = 168564.17$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{168564.17}{518990.155} \cdot 100 = 32.479$$

2.4.6 Теплота, що відводиться з маслом і витрачається на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{181.613}{1575.547} \cdot 0.479 = 0.055$$

Теплота, що еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.055 \cdot 518990.155 = 28663.45$$

Тоді, що теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 88228.326 + 28663.45 - 105768.796 = 11122.98$$

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ - густина мастила

$C_{mm} = 2.094 \text{ Дж/кг}$ - середня теплоємність масла

$\Delta T_M = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 1.112 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 1.476 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, в кВт

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3}$$

де $p_0 = 0.4 \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск в системі мащення

$\eta_{M.H} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{1.476 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.738$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж/с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 0.738 = 737.755$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в Дж/с

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 11122.98 + 737.755 = 11860.735$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{11860.735}{518990.155} \cdot 100 = 2.285$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж/с

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 220173.731 \\ 105768.796 \\ 168564.17 \\ 11860.735 \end{pmatrix} = 506367.432$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 518990.2 - 506367.4 = 12622.7$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{12622.723}{518990.155} \cdot 100.000 = 2.432$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в Дж / с,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 518990.2$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 220173.7$	$q_e = 42.4$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 168564.2$	$q_{\Gamma} = 32.5$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 105768.8$	$q_B = 20.4$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 11860.7$	$q_M = 2.3$	3...5%
Невраховані теплові втраги	$Q_{H.B} = 12622.7$	$q_{HB} = 2.4$	до 3%

Отримані в результаті розрахунку значення складових теплового балансу входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 42.423 + 32.479 + 20.38 + 2.285 + 2.432 = 100$$

2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

Таблиця 2.1 – Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	147	220,2	49,8
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	935	1393	49,0
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,41	0,424	3,4
4	Механічний ККД	η_m	-	0,88	0,885	0,6
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	Γ	209	200	-4,3
			(кВт год)			
6	Діаметр циліндру	D	мм	130	130	0,0
7	Хід поршня	S	мм	140	140	0,0

Ефективна потужність двигуна що проектується, була збільшена згідно із завданням на 73 кВт. Розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, показав що реальний приріст потужності склав 73,2 кВт, що відповідає приросту потужності у відсотках на рівні 49,8%. Забезпечити зростання потужності, за умови сталих величин діаметру циліндру та ходу поршня, а також незмінної частоти обертання колінчастого валу, можна завдяки збільшенню величини середнього ефективного тиску. Одним із головним шляхів підвищення середнього ефективного тиску в циліндрі вважається застосування газотурбінного наддуву. Аналіз результатів наведений в таблиці 2.1, показав що середній ефективний тиск зріс на 49,0 %.

Оптимальний вибір початкових даних по параметрам наддуву, а також реалізація заходів щодо регулювання кількості подаваного від компресора до циліндрів двигуна повітря, забезпечило покращення ефективності протікання робочого циклу. Це відобразилося на показниках ефективності робочого циклу.

Так дані наведені в таблиці 2.1 показують що, ефективний ККД робочого циклу проектованого двигуна зріс на 3,4% у порівнянні з двигуном прототипом. При цьому питома ефективна витрата палива знизилась на -4,3%.

Величина механічного ККД майже не змінилася, внаслідок того що залишилися сталою величина механічних втрат.

Завдяки правильному вибору початкових параметрів, та покращення ефективності вигорання палива вдалося отримати суттєве збільшення ефективної потужності двигуна у порівнянні з прототипом без зміни геометричних розмірів циліндру. Але при цьому необхідно відмітити що зросла теплова та механічна напруженість деталей двигуна.

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3 РОЗРОБКА СИСТЕМИ РЕГУЛЬОВАННОГО НАДДУВУ

3.1 Опис існуючих схем систем регулювання наддуву.

У складі силової установки автотранспортного засобу дизель завоював провідне місце завдяки високій паливній економічності, низькій токсичності відпрацьованих газів (ОГ) і широким можливостям по рівню форсування потужності із застосуванням різних систем наддуву.

Розглянемо особливості розвитку систем турбонаддува дизелів з робочим об'ємом 1,9 л фірми Volkswagen, що застосовуються на автомобілях Golf, по мірі розвитку Європейських екологічних стандартів від Євро 0 до Євро 3.

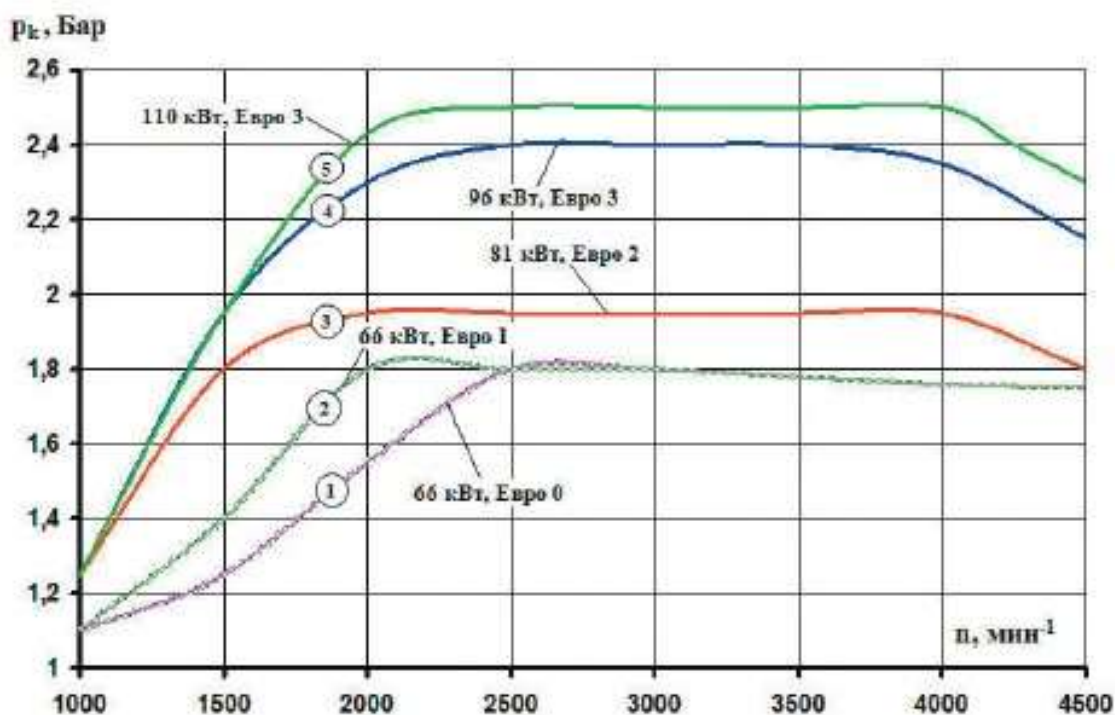


Рис. 3.1 – Зовнішня швидкісна характеристика по абсолютному тиску наддуву p_k дизелів з робочим об'ємом 1,9 л фірми Volkswagen [2]

На рисунку 3.1 наведені зовнішні швидкісні характеристики (ЗШХ) по абсолютному тиску наддуву дизелів з системами одноступінчастого турбонаддува з регульованими турбокомпресорами:

- з клапаном перепуску частини ОГ, минаючи турбіну (ЗШХ 1, 2);
- з регульованим сопловим апаратом турбіни (ЗШХ 3-5).

Аналіз ЗШХ показує, що дані турбокомпресори забезпечують:

- максимальне підвищення тиску наддуву в діапазоні частот обертання колінчастого вала від 1000 до 2000 хв-1;
- підтримання максимального тиску наддуву $p_{k,max}$ в діапазоні частот обертання колінчастого вала від 2000 до 4000 хв-1;
- збільшення максимального тиску наддуву $p_{k,max}$ від 1,8 до 2,5 Бар у міру переходу від Євро 0 до Євро 3, при цьому літрова потужність дизелів зростає від 34,7 до 57,9 кВт/л.

При рівні форсування дизелів фірми Volkswagen більше 42 кВт / л в системах одноступінчастого турбонаддува потрібно застосування турбокомпресора з регульованим сопловим апаратом турбіни для виконання вимог екологічних стандартів Євро 2, 3.

Подальший розвиток екологічних стандартів призвело до вдосконалення одноступінчатих систем турбонаддува і розробці двоступеневих систем наддуву для дизелів Євро 4 - 6 із збереженням вищевідзначених тенденцій.

У одноступінчатих системах турбонаддува стиснення повітря виконується за допомогою одного відцентрового компресора з приводом від газової турбіни (ТКР). Розрізняють нерегульовані і регульовані ТКР.

У регульованих ТКР передбачені додаткові конструктивні пристрої для зміни швидкості ОГ на вході в колесо газової турбіни або швидкості повітря на виході з колеса відцентрового компресора.

В автомобільних дизелях найбільш широко застосовуються:

- ТКР WGT (з клапаном перепуску частини ОГ, минаючи турбіну);
- ТКР з PCA (з регульованим сопловим апаратом турбіни);
- ТКР VST (з дроселюванням турбіни).

Схема роботи ТКР WGT приведена на рис. 3.2

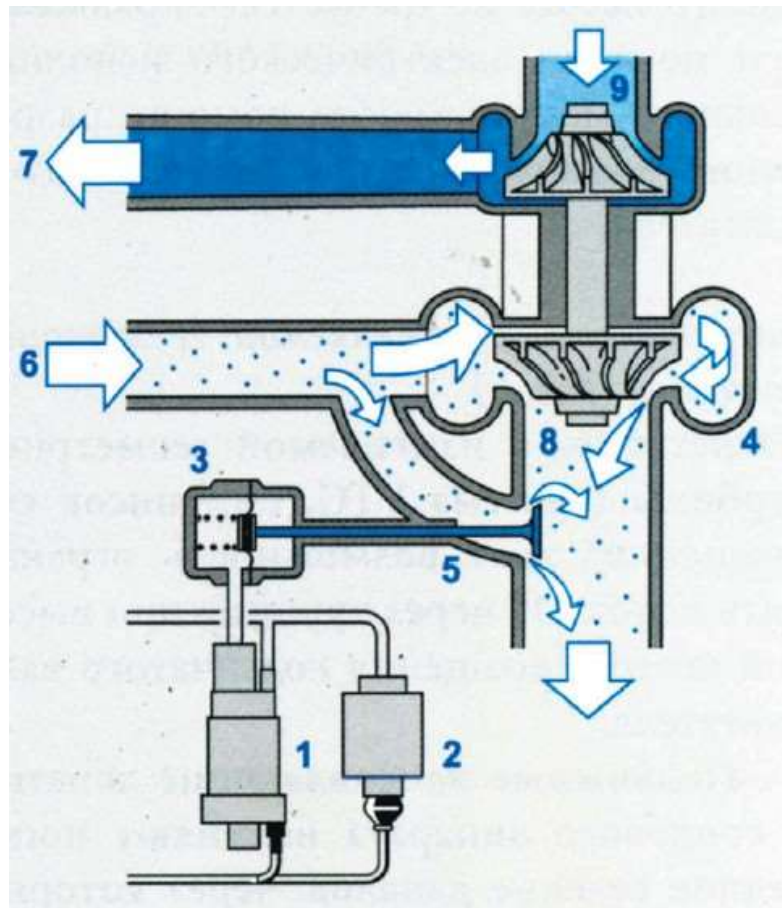


Рис. 3.2 – Пристрій і схема роботи ТКР WGT [3]:

1 - електропневматичний перетворювач тиску наддуву; 2 - вакуумний насос; 3 - виконавчий механізм перепускного клапана; 4 - корпус турбіни; 5 - перепускний клапан; 6 - канал подачі ВГ до турбіни; 7 - канал подачі стисненого повітря у впускний тракт дизеля; 8 - колесо турбіни; 9 - колесо компресора

До переваг ТКР WGT відносяться:

- простота регулювання тиску наддуву за допомогою клапана перепуску частини ОГ, минаючи турбіну;
- підтримання максимального тиску наддуву на заданому рівні в діапазоні частот обертання колінчастого вала от 2000 до 4500 хв-1 (див. Рис. 1).

До недоліків ТКР WGT відносяться:

- необхідність перепуску високоентальпійних ОГ в атмосферу, минаючи турбіну для підтримки $p_{k,max}$ на заданому рівні, після режиму максимального крутного моменту дизеля, що призводить до погіршення економічності і збільшення емісії шкідливих речовин з ОГ;

- наявність «турбопровала» на перехідних режимах роботи дизеля.

До переваг ТКР з РСА, в порівнянні з ТКР WGT, відносяться:

- відсутність перепуску високоентальпійних ОГ в атмосферу, минаючи турбіну, що приводить до підвищення економічності і зниження емісії шкідливих речовин з ОГ;

- відсутність «турбопровала» на перехідних режимах роботи дизеля;

- підвищення максимального тиску наддуву $p_{k.max}$ до 2,5 Бар при одночасному підвищенні паливної економічності дизеля;

- можливість гнучкого управління тиском наддуву на будь-яких режимах роботи дизеля.

До недоліків ТКР з РСА, в порівнянні з ТКР WGT, відносяться:

- більш складне конструктивне виконання;

- необхідність електронного управління зі зворотним зв'язком.

Застосування ТКР з РСА на дизелях з робочим об'ємом понад 1,4 л дозволяє підвищити рівень крутять моментів по ЗШХ при низьких частотах обертання колінчастого вала, що призводить до підвищення динамічних якостей автомобіля, зниження експлуатаційної витрати палива і кількості емісій шкідливих речовин з ОГ (див. рис. 3.3).

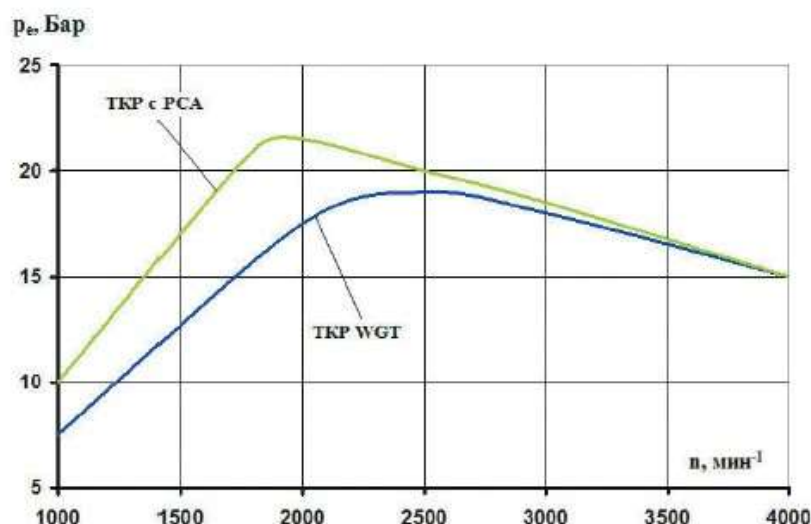


Рис. 3.3 – ЗШХ по середньому ефективному тиску дизеля з однаковою номінальною потужністю, оснащеного ТКР WGT і ТКР з РСА.

Як приклад ТКР з РСА на рис. 3.4 наведено пристрій і схема роботи ТКР з поворотними лопатками соплового апарату турбіни.

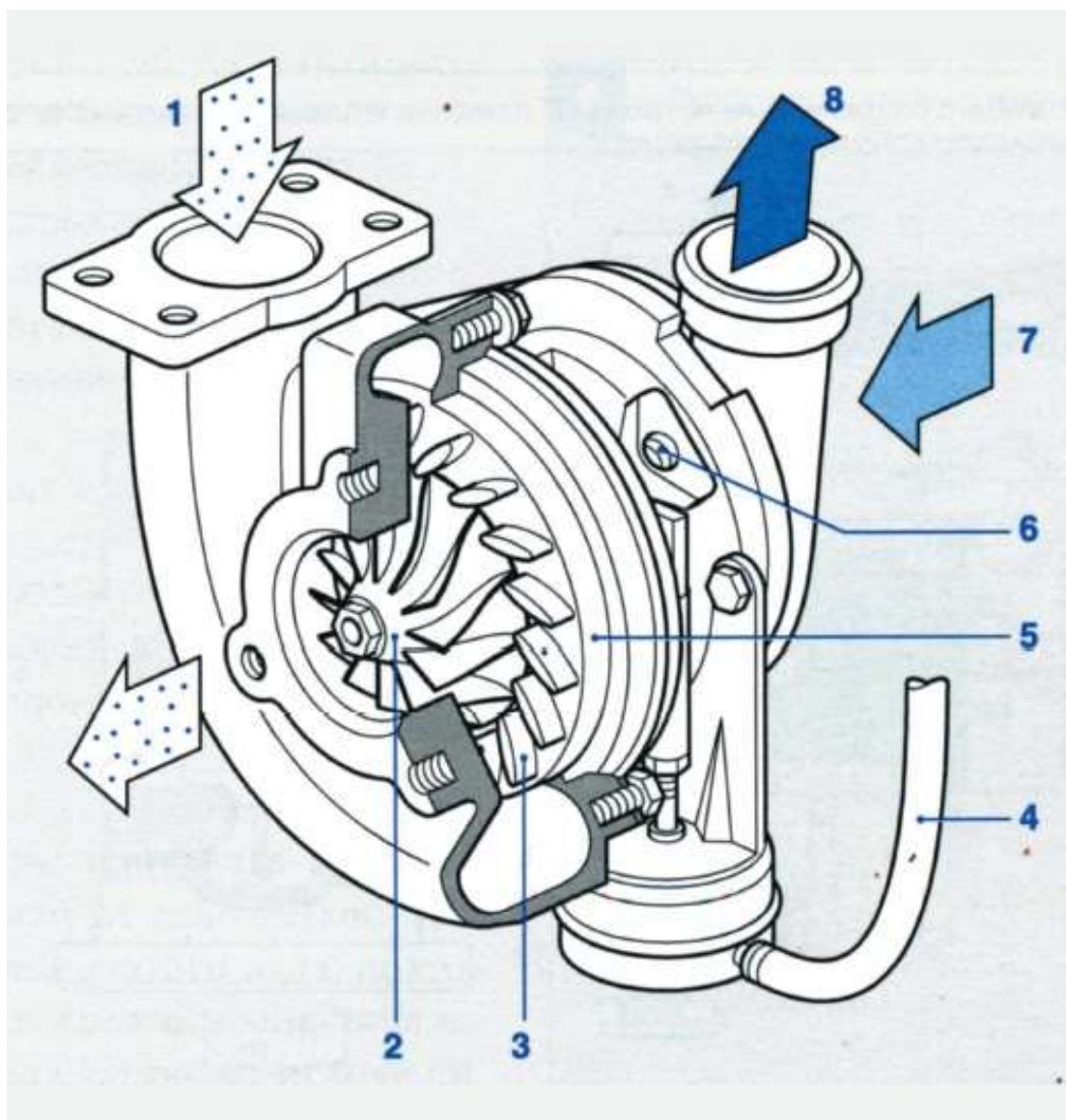


Рис. 3.4 – Пристрій і схема роботи ТКР з поворотними лопатками соплового апарату турбіни:

1 - канал подачі ОГ; 2 - колесо турбіни; 3 - поворотна лопатка соплового апарату турбіни; 4 - шланг подачі розрідження; 5 - кільце для повороту лопаток соплового апарату турбіни; 6 - отвір для подачі мастила; 7 - подача повітря до компресорної ступені; 8 - подача стисненого повітря до двигуна

ТКР VST є варіантом виконання ТКР з РСА, який спеціально розроблений для дизелів з робочим об'ємом менше 1,4 л.

Пристрій турбінної ступені ТКР VST наведено на рис. 3.5

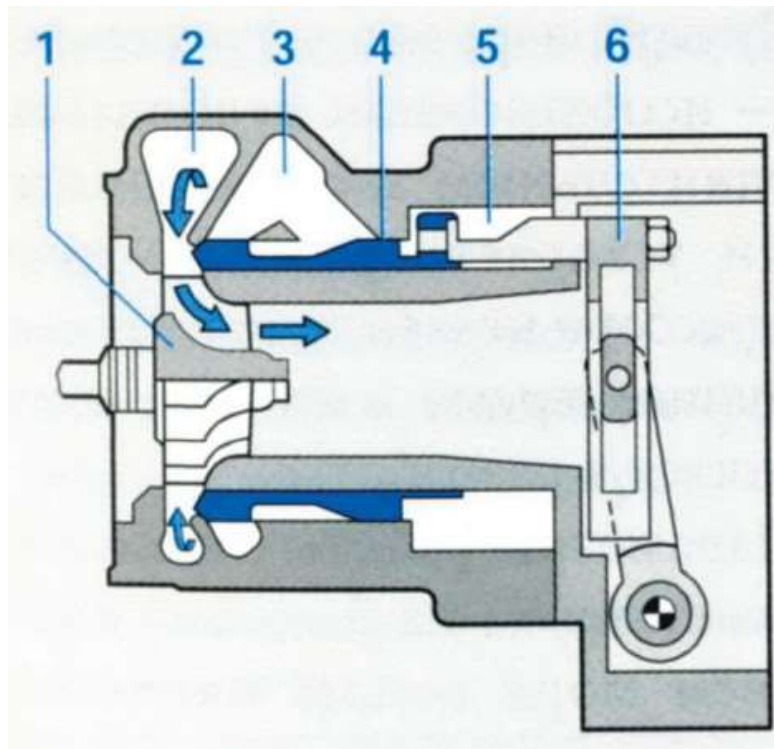


Рис. 3.5 – Турбінна щабель ТКР VST:

1 - колесо турбіни; 2 - равлик корпусу турбіни; 3 - підводного канал; 4 - регулююча заслінка; 5 - перепускний канал; 6 - тяга управління заслінкою

Принцип роботи ТКР VST полягає у відкритті підводного каналу 3 регулюючої заслінкою 4, яка збільшує прохідний перетин равлики корпусу турбіни і, відповідно, витрата ОГ через колесо турбіни.

При низьких частотах обертання колінчастого вала або малих навантаженнях ОГ надходить в колесо турбіни тільки через равлика корпусу турбіни 2 з малим поперечним перерізом. Це підвищує швидкість течії ОГ і забезпечує високий тиск наддуву. При досягненні заданого тиску наддуву регулююча заслінка 4 відкриває підводного канал 3. Швидкість течії ОГ зменшується, що призводить до стабілізації тиску наддуву. Конструкція регулюючої заслінки 4 дозволяє при необхідності перепускати частину ОГ, минаючи турбіну, через перепускний канал 5.

Проаналізувавши всі вище перелічені схеми регулювання наддуву, оцінивши їх переваги та недоліки, для реалізації в даному проекті пропонується схема з регулюванням ТКР WGT.

3.2 Розрахунок системи керованого наддуву

3.2.1 Розрахунок параметрів зовнішньої швидкісної характеристики

Початкові параметри двигуна та елементів системи впуску

$P_e = 220$ кВт - ефективна потужність двигуна;

$b_{e.H} = 0.200$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$l_0 = 14.95$ кг повітря / кг палива - теоретично необхідна кількість повітря;

$\alpha = 1.74$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$p_B = 187$ - кПа, тиск повітря після компресору;

$n_H = 1700$ хв⁻¹ - номінальна частота обертання колінчастого валу;

$\tau = 4$ - тактність двигуна;

Розрахунок параметрів впорскування легкого палива

Визначимо основні вихідні параметри двигуна по зовнішній швидкісній характеристиці (ЗШХ), для чого задаємо:

$\Delta n = 100$ - крок зміни частоти обертання колінчастого валу;

$n_{XX} = 900$ хв⁻¹ - мінімально стійка частота обертання колінчастого валу на холостому ходу роботи

$n = n_{XX}, n_{XX} + \Delta n .. n_H$ - діапазон зміни частоти обертання колінчастого валу

Ефективна потужність двигуна по ЗШХ, в кВт

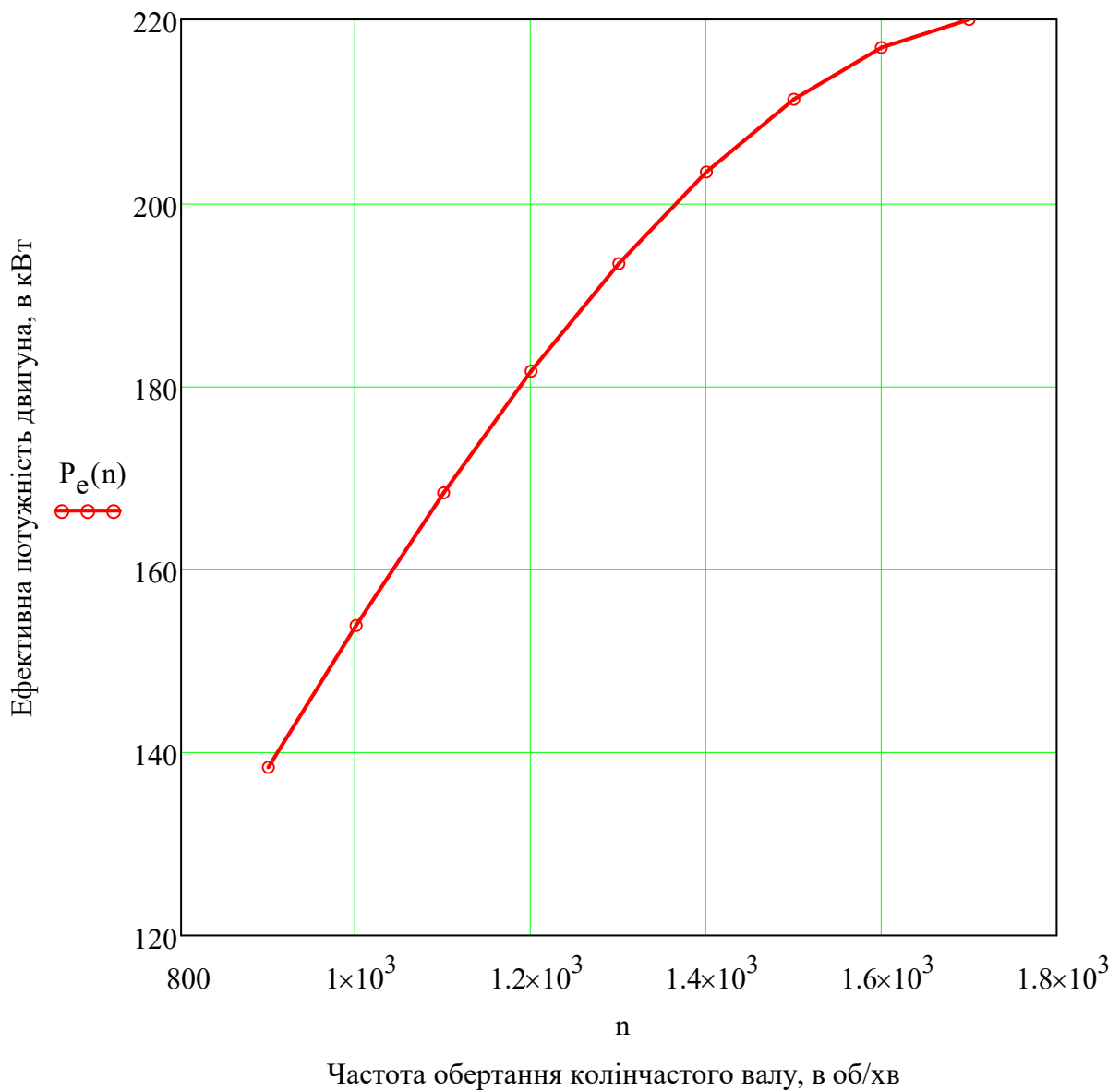
$$P_e(n) = P_e \cdot \frac{n}{n_H} \cdot \left[0.87 + 1.13 \cdot \frac{n}{n_H} - \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 \right]$$

Результати розрахунку ефективної потужності по ЗШХ

$$P_e(1000) = 153.83 \quad P_e(1100) = 168.331 \quad P_e(1200) = 181.597$$

$$P_e(1300) = 193.36 \quad P_e(1400) = 203.35 \quad P_e(1500) = 211.299$$

$$P_e(1600) = 216.939 \quad P_e(1700) = 220 \quad P_e(1800) = 220.214$$

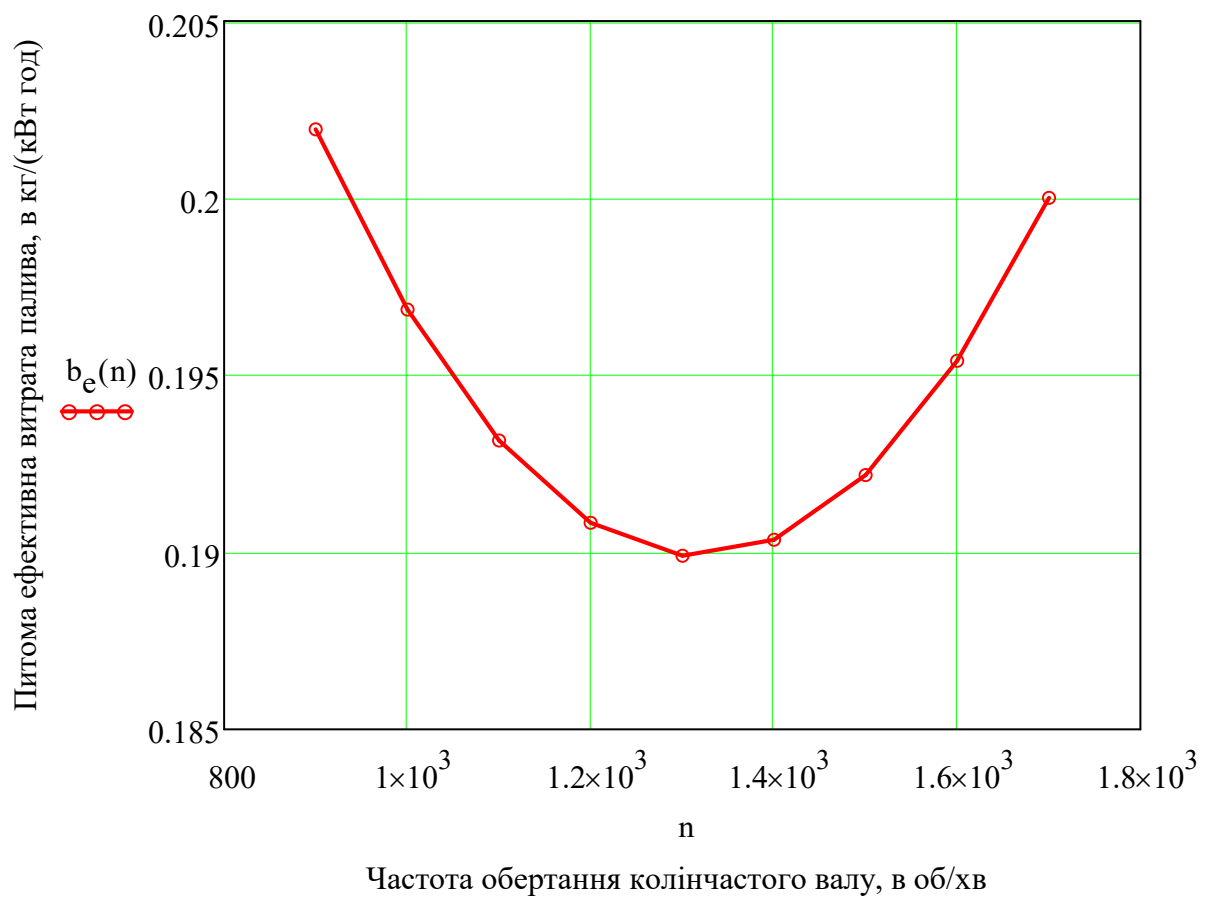


Питома ефективна витрата палива по ЗШХ, в кг/(кВт год)

$$b_e(n) = b_{e.H} \cdot \left[1.55 - 1.55 \cdot \frac{n}{n_H} + 1 \cdot \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 \right]$$

Результати розрахунку питомої ефективної витрати палива по ЗШХ

$b_e(1000) = 0.197$	$b_e(1100) = 0.193$	$b_e(1200) = 0.191$
$b_e(1300) = 0.19$	$b_e(1400) = 0.19$	$b_e(1500) = 0.192$
$b_e(1600) = 0.195$	$b_e(1700) = 0.2$	$b_e(1800) = 0.206$



Коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha(n) = a_{\alpha} - b_{\alpha} \cdot \frac{n}{n_H} + c_{\alpha} \cdot \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 - d_{\alpha} \cdot \left(\frac{n}{n_H} \right)^3$$

$$a_{\alpha} = 1.878$$

$$b_{\alpha} = 2.263$$

$$c_{\alpha} = 3.643$$

$$d_{\alpha} = 1.458$$

- коефіцієнти регресії

$$\alpha(n) = a_{\alpha} - b_{\alpha} \cdot \frac{n}{n_H} + c_{\alpha} \cdot \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 - d_{\alpha} \cdot \left(\frac{n}{n_H} \right)^3$$

$$\alpha(1000) = 1.511$$

$$\alpha(1100) = 1.544$$

$$\alpha(1200) = 1.583$$

$$\alpha(1300) = 1.626$$

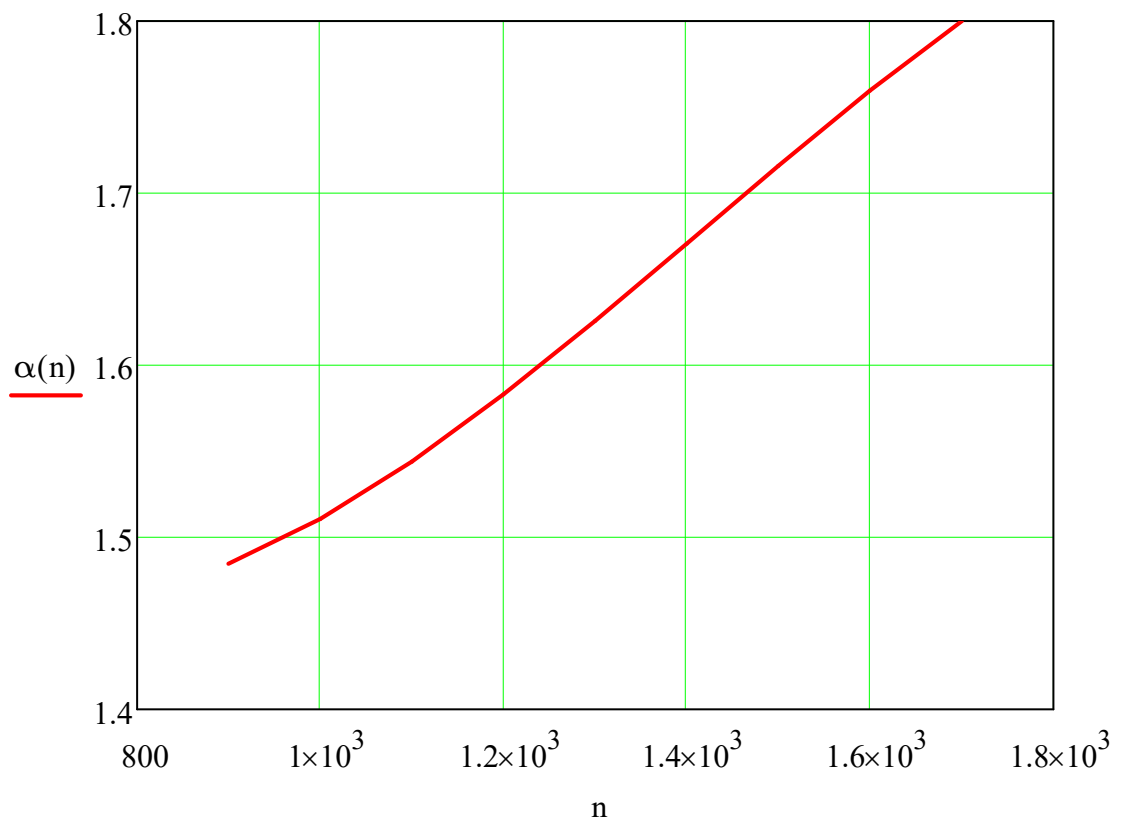
$$\alpha(1400) = 1.671$$

$$\alpha(1500) = 1.716$$

$$\alpha(1600) = 1.76$$

$$\alpha(1700) = 1.8$$

$$\alpha(1800) = 1.835$$



3.2.2 Вибір типорозміру турбокомпресору.

Вихідні дані для проектування турбокомпресору.

Розрахунок допоміжних параметрів.

Густина навколишнього повітря, в кг/м³

$$\rho_0 = \frac{p_0}{T_0 \cdot R_{\Pi}}$$

де $R_{\Pi} = 287.4$ кДж/(кг К) - універсальна газова стала для повітря;

$T_0 = 293$ К - температура навколишнього середовища;

$p_0 = 101.3$ кПа - тиск навколишнього повітря

$$\rho_0 = \frac{p_0 \cdot 10^3}{T_0 \cdot R_{\Pi}} = \frac{101.3 \cdot 10^3}{293 \cdot 287.4} = 1.203$$

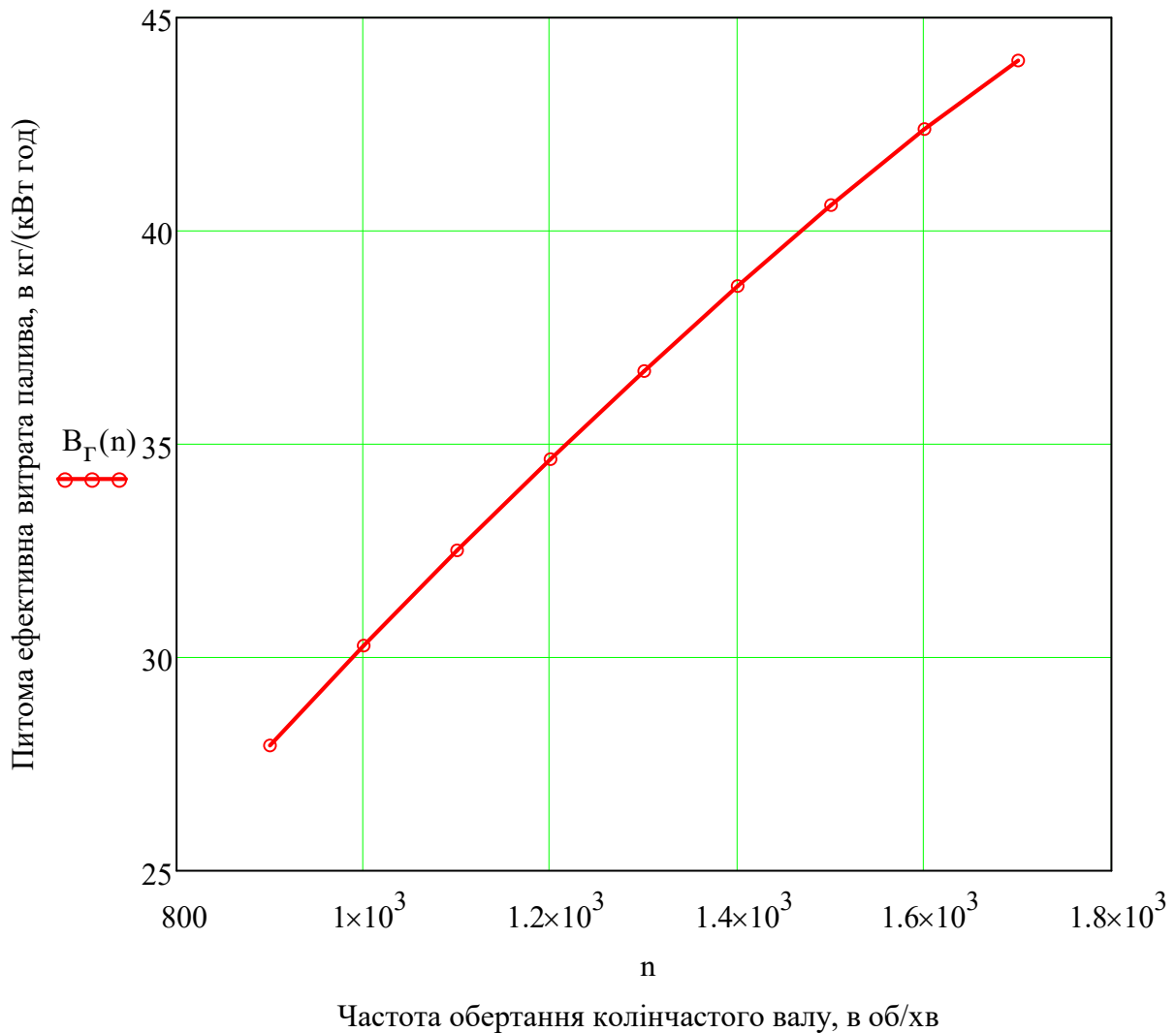
Годинна витрата палива двигуном, в кг/год

$$B_T(n) = P_e(n) \cdot b_e(n)$$

$$B_T(1000) = 30.282 \quad B_T(1100) = 32.513 \quad B_T(1200) = 34.654$$

$$B_T(1300) = 36.718 \quad B_T(1400) = 38.707 \quad B_T(1500) = 40.608$$

$$B_T(1600) = 42.389 \quad B_T(1700) = 44 \quad B_T(1800) = 45.361$$



Годинна витрата повітря через двигун, в кг/год

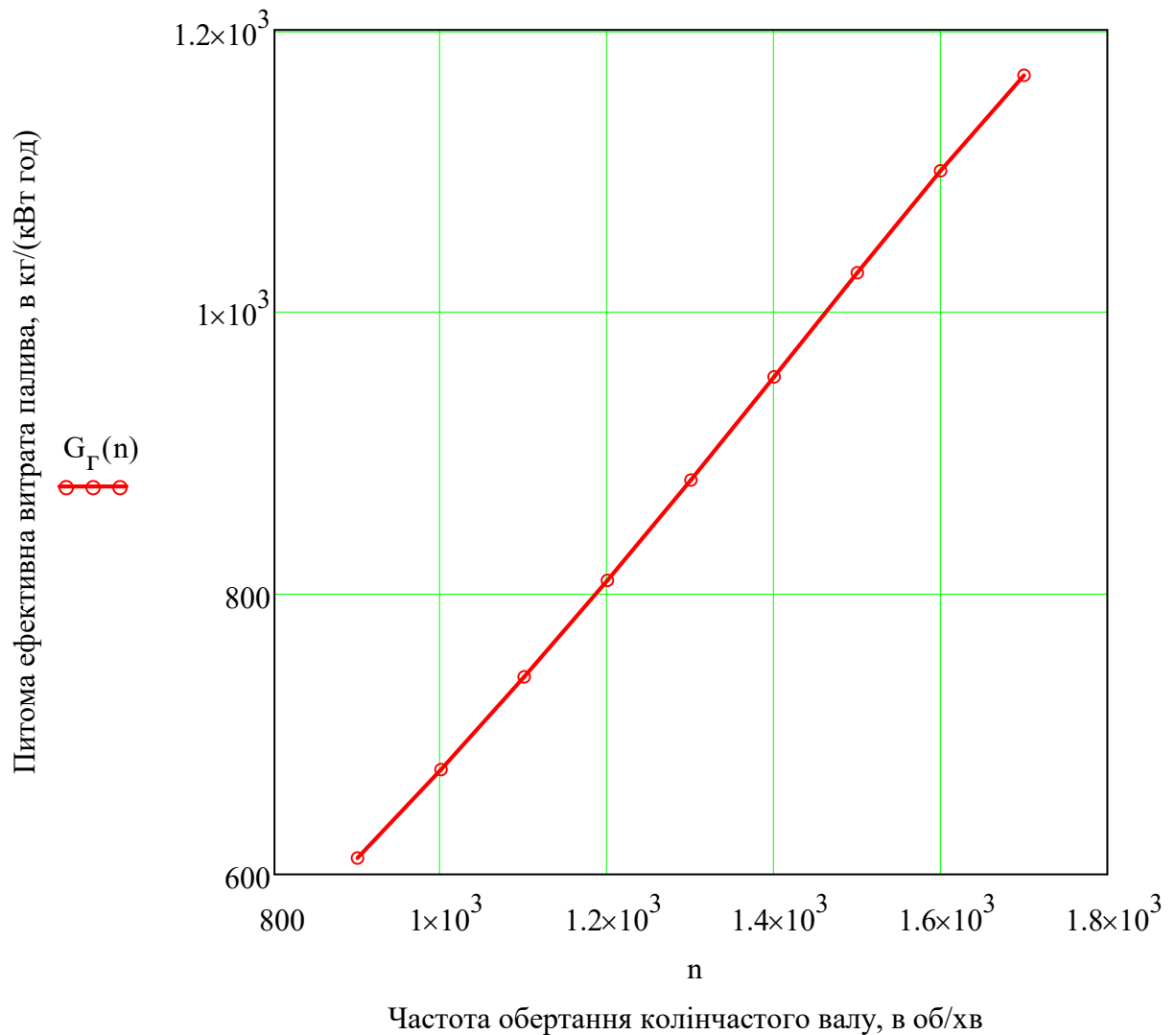
$$G_T = \frac{1}{1 - \nu} \cdot \alpha \cdot l_0 \cdot B_T$$

де $\nu = 0.02$ - коефіцієнт втрат внаслідок витікань продувочного повітря;
приймаємо на основі даних розрахунку робочого циклу двигуна

$l_0 = 14.45$ кг повітря/кг палива - теоретично необхідна кількість повітря
необхідна для згоряння одиниці палива;

$$G_T(n) = \frac{1}{1-\nu} \cdot \alpha(n) \cdot l_0 \cdot B_T(n)$$

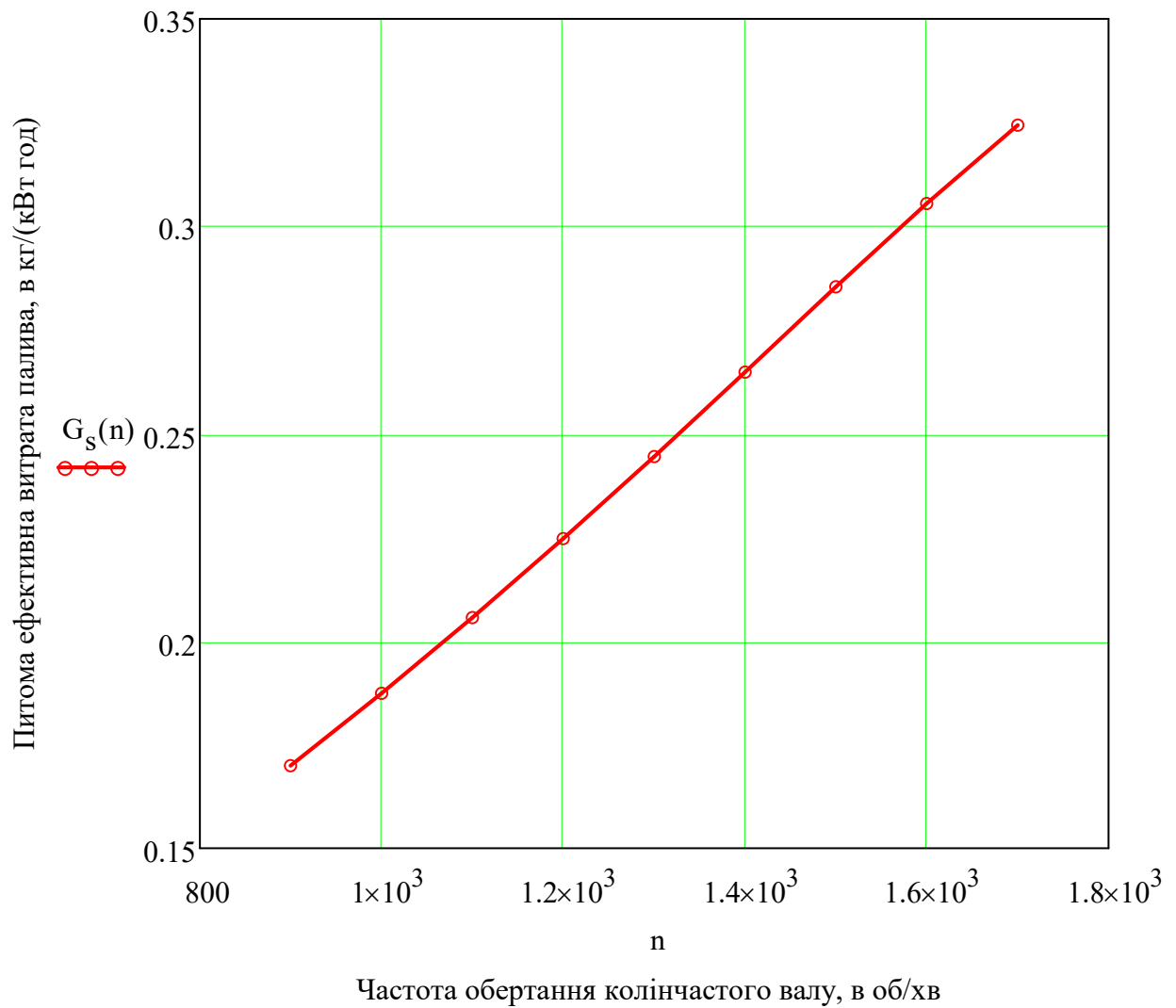
$$\begin{aligned} G_T(1000) &= 674.487 & G_T(1100) &= 740.186 & G_T(1200) &= 808.861 \\ G_T(1300) &= 880.23 & G_T(1400) &= 953.528 & G_T(1500) &= 1027.403 \\ G_T(1600) &= 1099.793 & G_T(1700) &= 1167.796 & G_T(1800) &= 1227.563 \end{aligned}$$



Секундна витрата повітря через двигун, в кг/с

$$G_S(n) = \frac{G_T(n)}{3600}$$

$$\begin{aligned} G_S(1000) &= 0.187 & G_S(1100) &= 0.206 & G_S(1200) &= 0.225 \\ G_S(1300) &= 0.245 & G_S(1400) &= 0.265 & G_S(1500) &= 0.285 \\ G_S(1600) &= 0.305 & G_S(1700) &= 0.324 & G_S(1800) &= 0.341 \end{aligned}$$



Секундна витрата повітря через компресор, в кг/с

$$G_K = G_s \cdot \beta_{\text{ВИТ}}$$

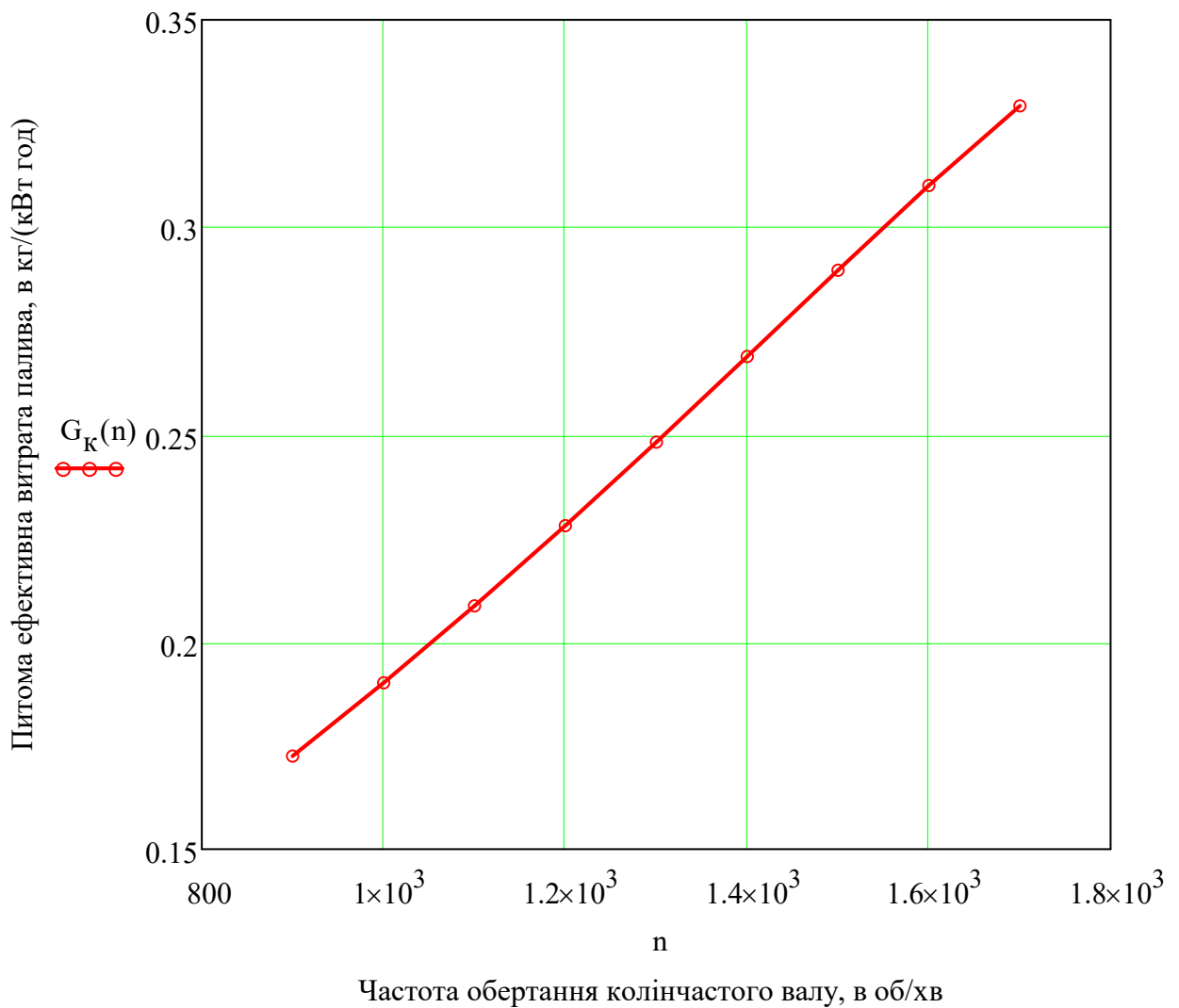
де $\beta_{\text{ВИТ}} = 1.015$ - коефіцієнт що враховує втрати повітря через наявні нещільності в компресорі; згідно [4, ст 24] вибирається з діапазону $\beta_{\text{ВИТ}} = (1.01 \dots 1.02)$

$$G_K(n) = G_s(n) \cdot \beta_{\text{ВИТ}}$$

$$G_K(1000) = 0.19 \quad G_K(1100) = 0.209 \quad G_K(1200) = 0.228$$

$$G_K(1300) = 0.248 \quad G_K(1400) = 0.269 \quad G_K(1500) = 0.29$$

$$G_K(1600) = 0.31 \quad G_K(1700) = 0.329 \quad G_K(1800) = 0.346$$



Ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_k = \frac{p_B}{p_0 - \Delta p_k}$$

де $\Delta p_k = 4$ кПа - втрати тиску на вході в компресор, головним чином у повітряному фільтрі; згідно [4, ст 24] вибирається з діапазону $\Delta p_k = (2 \dots 4)$ кПа

$$\pi_k = \frac{p_B}{p_0 - \Delta p_k} = \frac{187}{101.3 - 4} = 1.922$$

На основі отриманих результатів обираємо з графіку полів подач турбокомпресор, який найбільш задовільняє вимоги по величинам G_k та π_k

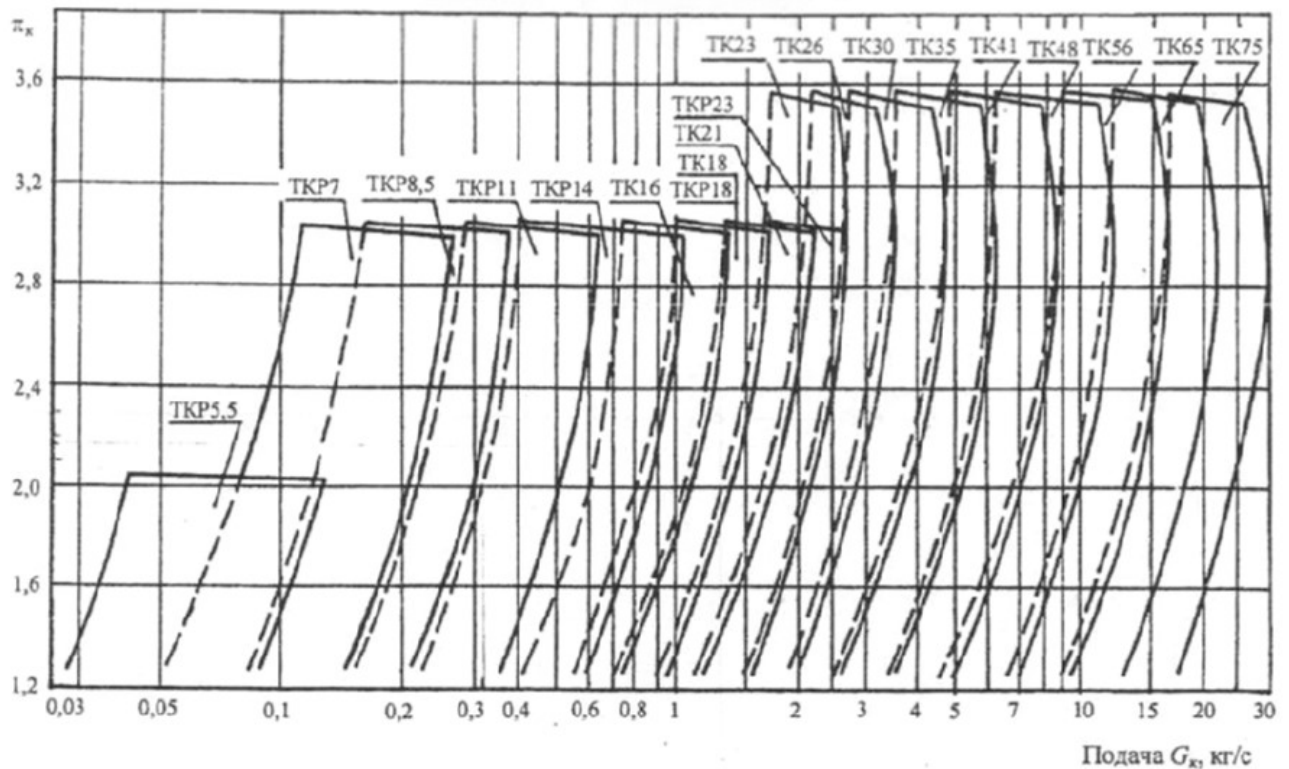


Рисунок 3.6 - Поля подач основних моделей турбокомпресив

В нашому випадку найбільш оптимальним вибором турбокомпресора згідно графіку представленого на рисунку 3.6 є турбокомпресор моделі ТКР-11

Задамося в першому наближенні величиною температури повітря у на виході з компресору, згідно [4,ст 24] вибирається з діапазону $T'_B = (320...360)$ К

$$T'_B = 365.6$$

Середня теплоємність повітря при сталому об'ємі, кДж/(кмоль К)

$$mC_V = a + b \cdot T$$

$$\text{де } a = 20.95$$

$$b = 419 \cdot 10^{-5} \quad - \text{емпіричні коефіцієнти;}$$

$$mC_V = a + b \cdot T'_B = 20.95 + 419 \cdot 10^{-5} \cdot 365.6 = 22.482$$

Коефіцієнт адіабати стиску в компресорі

$$k_s = 1 + \frac{8.314}{mC_V} = 1 + \frac{8.314}{22.482} = 1.37$$

Температура повітря на виході з компресора, в К

$$T_B = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\frac{k_s - 1}{k_s} \pi_K - 1}{\eta_K} \right)$$

де $\eta_K = 0.74$ - ККД компресора;

$$T_B = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\frac{k_s - 1}{k_s} \pi_K - 1}{\eta_K} \right) = 293 \cdot \left(1 + \frac{\frac{1.37 - 1}{1.37} 1.922 - 1}{0.74} \right) = 369.372$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає у %:

$$\Delta T_B = \frac{|T_B - T'_B|}{T_B} \cdot 100 = \frac{|369.372 - 365.6|}{369.372} \cdot 100 = 1.021$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta T_B] < 3 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

Перепад між вхідною та вихідною температурою повітря, в К

$$\Delta T = T_B - T_0 = 369.372 - 293 = 76.372$$

Для ефективного наповнення циліндрів, дотримання рівня теплової напруженості деталей ЦПГ, допустимий перепад температур згідно [4, ст 24] не повинен перевищувати $\Delta T = (50 \dots 60) \text{ К}$.

Висновок: Так як $T > 50$ є потреба в охолоджувачі наддувочного повітря.

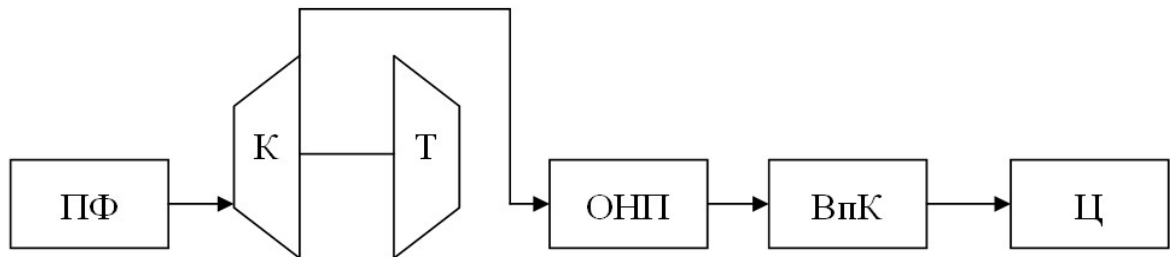


Рисунок 3.7 - Пропонована схема системи наддуву;

ПФ - повітряний фільтр; К - компресор; Т - турбіна; ОНП - охолоджувач наддувочного повітря; ВпК - впускний колектор; Ц - циліндр

Густина повітря на виході з компресору, в кг/м^3

$$\rho_B = \frac{p_B \cdot 10^3}{T_B \cdot R_{\Pi}} = \frac{187 \cdot 10^3}{369.372 \cdot 287.4} = 1.762$$

Температура повітря у впускному колекторі двигуна, в К

$$T_s = T_B - E_{\text{ОНП}} \cdot \Delta T$$

де $E_{\text{ОНП}} = 0.55$ - коефіцієнт ефективності охолоджувача повітря; згідно [4,ст 24] вибирається з діапазону $E_{\text{ОНП}} = (0,5...0,6)$

$$T_s = T_B - E_{\text{ОНП}} \cdot \Delta T = 369.4 - 0.6 \cdot 76.4 = 327.4$$

Тиск повітря у впускному колекторі двигуна, в кПа

$$p_s = p_B - \Delta p_{\text{ОНП}}$$

де $\Delta p_{\text{ОНП}} = 3$ кПа - втрати тиску в охолоджувачі наддувочного повітря; згідно [4,ст 24] вибирається з діапазону $\Delta p_{\text{ОНП}} = (2...4)$ кПа

$$p_s = p_B - \Delta p_{\text{ОНП}} = 187 - 3 = 184$$

Густина повітря у впускному колекторі, в кг/м³

$$\rho_s = \frac{p_s \cdot 10^3}{T_s \cdot R_{\text{II}}} = \frac{184 \cdot 10^3}{327.367 \cdot 287.4} = 1.956$$

Відносне збільшення густини повітря в компресорі, у %

$$\Delta \rho_{\text{во}} = \left(\frac{\rho_B}{\rho_0} - 1 \right) \cdot 100 = \left(\frac{1.762}{1.203} - 1 \right) \cdot 100 = 46.432$$

Відносна зміна густини повітря на впуску, у %

$$\Delta \rho_{\text{св}} = \left(\frac{\rho_s}{\rho_B} - 1 \right) \cdot 100 = \left(\frac{1.956}{1.762} - 1 \right) \cdot 100 = 11.021$$

3.2.3 Розрахунок основних параметрів компресору.

Вихідні дані для проектування проточної частини компресору

Витрата повітря через компресор (на основі попередніх розрахунків), в кг/с	$G_K(n_H) = 0.329$
Ступінь підвищення тиску (на основі попередніх розрахунків)	$\pi_K = 1.922$
ККД компресора по ГОСТ 9658-51, згідно [4,ст 24]	$\eta_K = 0.74$
Діаметр колеса на виході, в м	$D_2 = 0.11$
Кількість лопаток колеса, з ряду чисел 12, 14, 16...	$z_K = 12$
Кількість лопаток дифузору, з ряду чисел 13, 17, 19...	$z_D = 13$
Розрахунок параметрів та показників компресору	

Приймаємо згідно [4,ст 24] із діапазону значень, попереднє значення показника адіабати для повітря, в компресорі $k_k = (1,39...1,4)$

$$k_{k.pr} = 1.394$$

Температура після компресору при адіабатному стиску

$$T_{k.ad} = T_0 \cdot \pi_k^{\frac{k_{k.pr}-1}{k_{k.pr}}} = 293 \cdot 1.922^{\frac{1.394-1}{1.394}} = 352.42$$

Середня температура в процесі стиску в °C

$$t_{cp} = \frac{1}{2} \cdot (T_0 + T_{k.ad}) - 273 = \frac{1}{2} \cdot (293 + 352.42) - 273 = 49.71$$

Середня теплоємність при сталому об'ємі в кДж/(кмоль °C)

$$\mu C_{Vm} = 20.95 + 419 \cdot 10^{-5} \cdot t_{cp} = 20.95 + 419 \cdot 10^{-5} \cdot 49.71 = 21.158$$

Уточнене значення показника адіабати

$$k_k = 1 + \frac{8.314}{\mu C_{Vm}} = 1 + \frac{8.314}{21.158} = 1.393$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta k_k = \frac{|k_{k.pr} - k_k|}{k_{k.pr}} \cdot 100 = \frac{|1.394 - 1.393|}{1.394} \cdot 100 = 0.076$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta k_k] < 3 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

Питома робота, що витрачається на привід компресору, в Дж/кг

$$L_k = \frac{R_{II} \cdot T_0 \cdot k_k}{k_k - 1} \cdot \frac{\left(\pi_k^{\frac{k_k-1}{k_k}} - 1 \right)}{\eta_k} = \frac{287.4 \cdot 293 \cdot 1.39}{1.39 - 1} \cdot \frac{1.92^{\frac{1.39-1}{1.39}} - 1}{0.74} = 81634.83$$

Коефіцієнт циркуляції

$$\mu = 1 - \frac{\pi}{z_k} + \frac{\delta_2}{D_2} + k_{90}$$

де $\delta_2 = 0.0015$ м - товщина лопатей на виході; згідно [4,ст 24] вибирається з діапазону $\delta_2 = (0,001...0,002)$ м

$k_{90} = 0.020$ - емпіричний коефіцієнт циркуляції; згідно [4,ст 24] вибирається з діапазону $k_{90} = (0,015...0,030)$

$$\mu = 1 - \frac{\pi}{z_K} + \frac{\delta_2}{D_2} + k_{90} = 1 - \frac{\pi}{12} + \frac{1.5 \times 10^{-3}}{0.11} + 0.02 = 0.772$$

Коефіцієнт роботи

$$\mu_1 = \mu + \alpha_D$$

де $\alpha_D = 0.05$ - коефіцієнт дискового тертя; згідно [4,ст 24] вибирається з діапазону $\alpha_D = (0,04...0,06)$

$$\mu_1 = \mu + \alpha_D = 0.772 + 0.05 = 0.822$$

Колова швидкість колеса на діаметрі D_2 в м/с

$$u_2 = \sqrt{\frac{L_K}{\mu_1}} = \sqrt{\frac{8.163 \times 10^4}{0.822}} = 315.17$$

Частота обертання ротора турбокомпресора, в хв^{-1}

$$n_{TK} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2} = \frac{60 \cdot 315.17}{\pi \cdot 0.11} = 54720.945$$

Потужність, що споживається компресором, в кВт

$$P_K(n) = 10^{-3} \cdot G_K(n) \cdot L_K$$

$P_K(1000) = 15.524$	$P_K(1100) = 17.036$	$P_K(1200) = 18.617$
$P_K(1300) = 20.26$	$P_K(1400) = 21.947$	$P_K(1500) = 23.647$
$P_K(1600) = 25.313$	$P_K(1700) = 26.879$	$P_K(1800) = 28.254$

3.2.4 Розрахунок проточної частини турбіни

Вихідні дані для розрахунку

ККД газової турбіни по ГОСТ 9658-81

$$\eta_{T.пр} = 0.73$$

Температура газів перед турбіною, в К

$$T_T = 925$$

Опір тракту на виході з турбіни, в кПа

$$\Delta p_T = 2$$

Кількість лопаток соплового апарату

$$z_C = 13$$

Кількість лопаток робочого колеса

$$z_K = 12$$

Частота обертання ротора, хв^{-1}

$$n_{TK} = 54721$$

Коефіцієнт витоку продувного повітря

$$\nu = 0.009$$

Газова стала для відпрацьованих газів, в Дж/(кг К)

$$R_T = 292.585$$

Коефіцієнт швидкості

$$\phi = 0.95$$

Визначимо основні параметри
Потужність газової турбіни, в кВт

$$P_{T.пр}(n) = P_K(n)$$

$$P_{T.пр}(1000) = 15.524 \quad P_{T.пр}(1100) = 17.036 \quad P_{T.пр}(1200) = 18.617$$

$$P_{T.пр}(1300) = 20.26 \quad P_{T.пр}(1400) = 21.947 \quad P_{T.пр}(1500) = 23.647$$

$$P_{T.пр}(1600) = 25.313 \quad P_{T.пр}(1700) = 26.879 \quad P_{T.пр}(1800) = 28.254$$

Витрата газів через турбіну, в кг/с

$$G_T(n) = 1.01 \cdot G_K(n)$$

$$G_T(1000) = 0.192 \quad G_T(1100) = 0.211 \quad G_T(1200) = 0.23$$

$$G_T(1300) = 0.251 \quad G_T(1400) = 0.272 \quad G_T(1500) = 0.293$$

$$G_T(1600) = 0.313 \quad G_T(1700) = 0.333 \quad G_T(1800) = 0.35$$

Розрахунок основних параметрів та показників турбіни

Тиск на виході з турбіни, в кПа

$$p_2 = p_0 + \Delta p_T = 101.3 + 2 = 103.3$$

Питома адіабатна робота турбіни, в Дж/кг

$$L_{T.ад}(n) = \frac{10^3 \cdot P_{T.пр}(n)}{G_T(n) \cdot \eta_{T.пр}}$$

$$L_{T.ад}(1000) = 110721 = L_{T.ад}(n_H) = 110721$$

Приймаємо із заданого діапазону $k_T = (1.32 \dots 1.35)$ попереднє значення показника адіабати для турбіни.

$$k_{T.пр} = 1.329$$

Ступінь зниження тиску в турбіні

$$\pi_T = \frac{1}{\frac{k_{T.пр}}{(1-A)^{\frac{k_{T.пр}}{k_{T.пр}-1}}}}$$

$$\text{де } A(n) = \frac{(k_{T.пр} - 1) \cdot L_{T.ад}(n)}{k_{T.пр} \cdot R_T \cdot T_T}$$

$$\pi_T(n) = \frac{1}{(1 - A(n))^{\frac{k_{T.пр}}{k_{T.пр} - 1}}}$$

$$\pi_T(1000) = 1.539 = \pi_T(n_H) = 1.539$$

Температура після турбіни при адіабатному розширенні, в К

$$T_{2.ад}(n) = T_T \cdot \left(\frac{1}{\pi_T(n)} \right)^{\frac{k_{T.пр} - 1}{k_{T.пр}}}$$

$$T_{2.ад}(1000) = 831.319 = T_{2.ад}(n_H) = 831.319$$

Середня температура газів у процесі розширення, в °С

$$t_{cp}(n) = \frac{1}{2} \cdot (T_T + T_{2.ад}(n)) - 273$$

$$t_{cp}(1000) = 605.16 = t_{cp}(n_H) = 605.16$$

Сумарний коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha_T(n) = \frac{\alpha(n)}{1 - \nu}$$

$$\alpha_T(1000) = 1.524 \quad \alpha_T(1100) = 1.558 \quad \alpha_T(1200) = 1.597$$

$$\alpha_T(1300) = 1.641 \quad \alpha_T(1400) = 1.686 \quad \alpha_T(1500) = 1.731$$

$$\alpha_T(1600) = 1.776 \quad \alpha_T(1700) = 1.816 \quad \alpha_T(1800) = 1.852$$

Коефіцієнти мольної теплоємності продуктів згоряння

$$a_{п.з}(n) = 21.03 + \frac{2.14}{\alpha_T(n)}$$

$$a_{п.з}(1000) = 21.03 \quad a_{п.з}(1100) = 22.404 \quad a_{п.з}(1200) = 22.37$$

$$a_{п.з}(1300) = 22.334 \quad a_{п.з}(1400) = 22.299 \quad a_{п.з}(1500) = 22.266$$

$$a_{п.з}(1600) = 22.235 \quad a_{п.з}(1700) = 22.208 \quad a_{п.з}(1800) = 22.185$$

$$b_{п.з}(n) = \left(427 + \frac{184}{\alpha_T(n)} \right) \cdot 10^{-5}$$

$$b_{п.з}(1000) = 0.0055 \quad b_{п.з}(1100) = 0.0055 \quad b_{п.з}(1200) = 0.0054$$

$$b_{п.з}(1300) = 0.0054 \quad b_{п.з}(1400) = 0.0054 \quad b_{п.з}(1500) = 0.0053$$

$$b_{п.з}(1600) = 0.0053 \quad b_{п.з}(1700) = 0.0053 \quad b_{п.з}(1800) = 0.0053$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при $V=\text{const}$

$$\mu C_V(n) = a_{\text{П.З}}(n) + b_{\text{П.З}}(n) \cdot t_{\text{ср}}(n)$$

$$\mu C_V(1000) = 25.748 \quad \mu C_V(1100) = 25.702 \quad \mu C_V(1200) = 25.651$$

$$\mu C_V(1300) = 25.597 \quad \mu C_V(1400) = 25.544 \quad \mu C_V(1500) = 25.493$$

$$\mu C_V(1600) = 25.446 \quad \mu C_V(1700) = 25.405 \quad \mu C_V(1800) = 25.371$$

Уточнене значення показника адіабати

$$k_T(n) = 1 + \frac{8.314}{\mu C_V(n)}$$

$$k_T(1000) = 1.323 \quad k_T(1100) = 1.323 \quad k_T(1200) = 1.324$$

$$k_T(1300) = 1.325 \quad k_T(1400) = 1.325 \quad k_T(1500) = 1.326$$

$$k_T(1600) = 1.327 \quad k_T(1700) = 1.327 \quad k_T(1800) = 1.328$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta k = \frac{|k_{\text{Т.пр}} - k_T(n_H)|}{k_{\text{Т.пр}}} \cdot 100 = \frac{|1.329 - 1.327|}{1.329} \cdot 100 = 0.131$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta k] < 3 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

Тиск газів перед турбіною, в кПа

$$p_T(n) = \pi_T(n) \cdot p_2$$

$$p_T(1000) = 159.011 = p_T(n_H) = 159.011$$

Теоретична швидкість по повному перепаду тисків у турбіні, в м/с

$$c_0(n) = \sqrt{2 \cdot L_{\text{Т.ад}}(n)}$$

$$c_0(1000) = 470.577 = c_0(n_H) = 470.577$$

Колова швидкість робочого колеса, в м/с

$$u_1 = u_{1.В} \cdot c_0$$

де $u_{1.В} = 0.6$ - відносна колова швидкість робочого колеса; згідно [4, ст 25] вибирається з діапазону $u_{1.В} = (0.55 \dots 0.65)$.

$$u_1(n) = u_{1.В} \cdot c_0(n)$$

$$u_1(1000) = 282.346 = u_1(n_H) = 282.346$$

Діаметр колеса турбіни, в м

$$D_1(n) = \frac{60 \cdot u_1(n)}{\pi \cdot n_{\text{ТК}}}$$

$$D_1(1000) = 0.099 = D_1(n_H) = 0.099$$

3.2.5 Розрахунок основних параметрів заслінки для перепуску газів

Площа прохідного перерізу отвору заслінки при куті $\alpha = 30^\circ$

$$f_{\text{пр}} = f_{\text{гор}} - f_{\text{зас}}$$

де $d_{\text{гор}} = 0.05$ м - діаметр заслонки;

$\alpha_{\text{зас}} = 30^\circ$ - кут нахилу заслінки;

$$f_{\text{гор}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{гор}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.05^2}{4} = 1.96 \times 10^{-3}$$

$$h_{\text{зас}} = d_{\text{гор}} \cdot \sin\left(\alpha_{\text{зас}} \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 0.05 \cdot \sin\left(30 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 0.025$$

$$f_{\text{зас}} = \pi \cdot \frac{d_{\text{гор}}}{2} \cdot \frac{h_{\text{зас}}}{2} = \pi \cdot \frac{0.05}{2} \cdot \frac{0.025}{2} = 9.82 \times 10^{-4}$$

$$f_{\text{пр}} = f_{\text{гор}} - f_{\text{зас}} = 1.96 \times 10^{-3} - 9.82 \times 10^{-4} = 9.82 \times 10^{-4}$$

Густина газів перед заслінкою, в кг/м³

$$\rho_{\text{Г}}(n) = \frac{p_{\text{Г}}(n) \cdot 10^3}{R_{\text{Г}} \cdot T_{2.\text{ад}}(n)}$$

$$\rho_{\text{Г}}(1000) = 0.654 = \rho_{\text{Г}}(n_{\text{Н}}) = 0.654$$

Швидкість газів в перерізі заслінки, в м/с

$$v_{\text{кл}}(n) = \frac{G_{\text{Т}}(n)}{\mu_{\text{кл}} \cdot \rho_{\text{Г}}(n) \cdot f_{\text{кл}}}$$

де $\mu_{\text{кл}} = 0.92$ - коефіцієнт витрати заслінки

$$v_{\text{кл}}(n) = \frac{G_{\text{Т}}(n)}{\mu_{\text{кл}} \cdot \rho_{\text{Г}}(n) \cdot f_{\text{пр}}}$$

$$v_{\text{кл}}(1000) = 325.284 \quad v_{\text{кл}}(1100) = 356.968 \quad v_{\text{кл}}(1200) = 390.088$$

$$v_{\text{кл}}(1300) = 424.507 \quad v_{\text{кл}}(1400) = 459.857 \quad v_{\text{кл}}(1500) = 495.484$$

$$v_{\text{кл}}(1600) = 530.395 \quad v_{\text{кл}}(1700) = 563.191 \quad v_{\text{кл}}(1800) = 592.015$$

3.3 Висновки по розділу.

Серед існуючих схем регульованого наддуву з урахуванням всіх основних недоліків та переваг було обрано систему с перепуском газів мимо турбіни. Для керування перепуском буде встановлено спеціальний клапан з електричним керуванням. Згідно виконаних розрахунків було визначено основні параметри газового потоку в горловині перепускного клапану.

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
						77
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ОРГАНІЗЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникає при експлуатації дизеля.

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

По характеру впливу компонентів, що містяться в ОГ двигунів на організм людини, вони поділяються на шість груп.

I-а група це 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 .

II-а група CO – окис вуглецю чи чадний газ.

III-а група це окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 .

IV-а група, сама найчисельніша, це 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.

V-а група – це альдегіди.

VI-а група в якій окремо виділено сажу.

До складу відпрацьованих газів дизелів, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Склад відпрацьованих газів двигунів, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (углерода вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але залишкова частина відпрацьованих газів, що складає не більш 1% від загальної витрати, визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище.

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

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
						78
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Крім шкідливих речовин до складу відпрацьованих газів входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий газ CO_2 . Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є смог.

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату.

4.1.2 Заходи що зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище

Серед основних заходів впливу на процеси що відбуваються в циліндрі двигуна, з точки зору покращення його екологічних показників найбільшого поширення набули наступні:

- а) регулювання кута випередження подачі палива;
- б) удосконалювання робочих процесів і сумішоутворення;
- в) рециркуляція відпрацьованих газів;
- г) застосування висоякісних палив та присадок до них;
- д) нейтралізація відпрацьованих газів;

Одним з варіантів вирішення проблеми зниження токсичності компонентів відпрацьованих газів є встановлення каталітичного нейтралізатору. Каталітичний нейтралізатор розташований в складі випускної системи двигуна, і призначений для зниження викиду шкідливих речовин в атмосферу з відпрацьованими газами.

Каталітичний нейтралізатор застосовується як на бензинових, так і на дизельних двигунах. Нейтралізатор зазвичай встановлюється безпосередньо за випускним колектором або перед глушником.

В залежності від поставлених задач по очищенню буває окислювального и відновлювального типу. Системи повного очищення відпрацьованих газів як правило є двох або трикомпонентними.

4.2 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

4.2.1 Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 220$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.200$ г/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1.1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.74$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 14.45$ кг пов/кг пал - теоретично необхідна кількість повітря;

4.2.2 Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.2 \cdot 220 \cdot 1.1 \cdot 1.74 \cdot 14.45 = 1216.921$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{1.217 \times 10^3}{3.6 \times 10^3} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.1 \cdot 1.74 \cdot 14.45} \right) = 0.35$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}}$$

де $\rho_{\text{вг.0}} = 1.31$ кг/м³ - густина відпрацьованих газів;

$T_{\text{вг}} = 450$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{450}{273}} = 0.495$$

Секундна об'ємна витрата відпрацьованих газів, в м³/с

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.35}{0.495} = 0.708$$

4.2.3 Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

Визначимо максимальну разову витрату токсичних компонентів відпрацьованих газів, враховуючи групу потужності двигуна

Так група А - складається з малопотужних швидкохідних двигунів, та двигунів підвищеної швидкохідності $P_e < 73,6$ кВт, $n = 1000...3000$ хв⁻¹.

група Б - складається з двигунів середньої потужності, середньої швидкохідності та швидкохідні $P_e = 73,6...736$ кВт, $n = 500...1500$ хв⁻¹.

група В - складається з потужних двигунів середньої швидкохідності $P_e = 736...7360$ кВт, $n = 500...1000$ хв⁻¹

група Г - складається з потужних двигунів підвищеної швидкохідності, багатопотужних $P_e = 736...7360$ кВт, $n = 1500...3000$ хв⁻¹, $i > 30$;

Таким чином згідно до наведеної класифікації проєктований двигун відноситься до групи Б, і відповідно коефіцієнти викидів будемо обирати з неї.

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид чадного газу, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{CO} = P_{екс} \cdot e_{m.CO.B} = 220 \cdot 6.2 = 1364$$

Секундний максимальний разовий викид чадного газу

$$M_{CO.c} = \frac{M_{CO}}{3600} = \frac{1364}{3600} = 0.379$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид окислів азоту, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{NOx} = P_{екс} \cdot e_{m.NOx.B} = 220 \cdot 9.6 = 2112$$

Секундний максимальний разовий викид окислів азоту

$$M_{NOx.c} = \frac{M_{NOx}}{3600} = \frac{2112}{3600} = 0.587$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид вугдеводнів, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{CH} = P_{екс} \cdot e_{m.CH.B} = 220 \cdot 2.9 = 638$$

Секундний максимальний разовий викид вугдеводнів

$$M_{CH.c} = \frac{M_{CH}}{3600} = \frac{638}{3600} = 0.177$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид сажі, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_C = P_{екс} \cdot e_{m.C.B} = 220 \cdot 0.5 = 110$$

Секундний максимальний разовий викид сажі

$$M_{C.c} = \frac{M_C}{3600} = \frac{110}{3600} = 0.031$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид двоокису сірки, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{SO_2} = P_{екс} \cdot e_{m.SO_2.B} = 220 \cdot 1.2 = 264$$

Секундний максимальний разовий викид двоокису сірки

$$M_{SO_2.c} = \frac{M_{SO_2}}{3600} = \frac{264}{3600} = 0.073$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий формальдегіду, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{CH_2O} = P_{екс} \cdot e_{m.CH_2O.B} = 220 \cdot 0.12 = 26.4$$

Секундний максимальний разовий викид формальдегіду

$$M_{CH_2O.c} = \frac{M_{CH_2O}}{3600} = \frac{26.4}{3600} = 7.333 \times 10^{-3}$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид бензапирену, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{БП} = P_{екс} \cdot e_{m.БП.B} = 220 \cdot 1.2 \cdot 10^{-5} = 2.64 \times 10^{-3}$$

Секундний максимальний разовий викид формальдегіду

$$M_{БП.c} = \frac{M_{БП}}{3600} = \frac{2.64 \times 10^{-3}}{3.6 \times 10^3} = 7.333 \times 10^{-7}$$

Максимальний разовий сумарний масовий викид токсичних компонентів, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{TK} = M_{TK1} + M_{TK2} + M_{БП}$$

$$M_{TK1} = M_{CO} + M_{NOx} + M_{CH} = 1364 + 2112 + 638 = 4.114 \times 10^3$$

$$M_{TK2} = M_C + M_{SO_2} + M_{CH_2O} = 110 + 264 + 26.4 = 400.4$$

$$M_{TK} = M_{TK1} + M_{TK2} + M_{БП} = 4114 + 400.4 + 0.00264 = 4.514 \times 10^3$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, при разовому максимальному 20-ти хвилинному викиді токсичних речовин в долях та %

- чадного газу

$$\delta m_{\text{CO}} = \frac{M_{\text{CO}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{1.364 \times 10^3}{4.514 \times 10^3} = 0.302 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CO}} \cdot 100 = 30.214$$

- окислів азоту

$$\delta m_{\text{NO}_x} = \frac{M_{\text{NO}_x}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{2.112 \times 10^3}{4.514 \times 10^3} = 0.468 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{NO}_x} \cdot 100 = 46.784$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{\text{CH}} = \frac{M_{\text{CH}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{638}{4.514 \times 10^3} = 0.141 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CH}} \cdot 100 = 14.133$$

- сажі

$$\delta m_{\text{C}} = \frac{M_{\text{C}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{110}{4.514 \times 10^3} = 0.024 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{C}} \cdot 100 = 2.437$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{\text{SO}_2} = \frac{M_{\text{SO}_2}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{264}{4514.403} = 0.058 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{SO}_2} \cdot 100 = 5.848$$

- формальдегідів

$$\delta m_{\text{CH}_2\text{O}} = \frac{M_{\text{CH}_2\text{O}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{26.4}{4514.403} = 0.006 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CH}_2\text{O}} \cdot 100 = 0.585$$

- бензапирену

$$\delta m_{\text{БП}} = \frac{M_{\text{БП}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{2.64 \times 10^{-3}}{4.51 \times 10^3} = 5.85 \times 10^{-7} \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{БП}} \cdot 100 = 5.85 \times 10^{-5}$$

Валовий викид чадного газу, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{CO}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{CO.Б}} = 220 \cdot \frac{0.200}{1000} \cdot 26 = 1.144$$

Середньодобовий викид чадного газу, в г/добу

$$W_{\text{CO.сд}} = \frac{W_{\text{CO}}}{365 \cdot 1000} = \frac{1.144}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 3.134 \times 10^{-6}$$

Валовий викид окислів азоту, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{NOx}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_e \cdot \text{NOx.Б} = 220 \cdot \frac{0.200}{1000} \cdot 40 = 1.76$$

Середньодобовий викид окислів азоту, в г/добу

$$W_{\text{NOx.сд}} = \frac{W_{\text{NOx}}}{365 \cdot 1000} = \frac{1.76}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 4.822 \times 10^{-6}$$

Валовий викид вугдеводнів, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{CH}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_e \cdot \text{CH.Б} = 220 \cdot \frac{0.2}{1 \times 10^3} \cdot 12 = 0.528$$

Середньодобовий викид вугдеводнів, в г/добу

$$W_{\text{CH.сд}} = \frac{W_{\text{CH}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.528}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 1.447 \times 10^{-6}$$

Валовий викид сажі, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{C}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_e \cdot \text{C.Б} = 220 \cdot \frac{0.2}{1 \times 10^3} \cdot 2 = 0.088$$

Середньодобовий викид сажі, в г/добу

$$W_{\text{C.сд}} = \frac{W_{\text{C}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.088}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 2.411 \times 10^{-7}$$

Валовий викид двоокису сірки, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{SO2}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_e \cdot \text{SO2.Б} = 220 \cdot \frac{0.2}{1 \times 10^3} \cdot 5 = 0.22$$

Середньодобовий викид двоокису сірки, в г/добу

$$W_{\text{SO2.сд}} = \frac{W_{\text{SO2}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.22}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 6.027 \times 10^{-7}$$

Валовий викид формальдегіду, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{CH}_2\text{O}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{CH}_2\text{O},\text{Б}} = 220 \cdot \frac{0.2}{1 \times 10^3} \cdot 0.5 = 0.022$$

Середньодобовий викид формальдегіду, в г/добу

$$W_{\text{CH}_2\text{O},\text{сд}} = \frac{W_{\text{CH}_2\text{O}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.022}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 6.027 \times 10^{-8}$$

Валовий викид бензапирену, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{БП}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{БП},\text{Б}} = 220 \cdot \frac{0.2}{1 \times 10^3} \cdot 5.5 \cdot 10^{-5} = 2.42 \times 10^{-6}$$

Середньодобовий викид бензапирену, в г/добу

$$W_{\text{БП},\text{сд}} = \frac{W_{\text{БП}}}{365 \cdot 1000} = \frac{2.42 \times 10^{-6}}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 6.63 \times 10^{-12}$$

Сумарний валовий викид токсичних компонентів, в кг/добу

$$W_{\text{ТК}} = \sum \begin{pmatrix} W_{\text{CO}} \\ W_{\text{NO}_x} \\ W_{\text{CH}} \\ W_{\text{C}} \\ W_{\text{SO}_2} \\ W_{\text{CH}_2\text{O}} \\ W_{\text{БП}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 1.144 \\ 1.76 \\ 0.528 \\ 0.088 \\ 0.22 \\ 0.022 \\ 0 \end{pmatrix} = 3.762$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, при середньодобовому зваженні, в долях та %
- чадного газу

$$\delta w_{\text{CO}} = \frac{W_{\text{CO}}}{W_{\text{ТК}}} = \frac{1.144}{3.762} = 0.304 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CO}} \cdot 100 = 30.409$$

- окислів азоту

$$\delta w_{\text{NO}_x} = \frac{W_{\text{NO}_x}}{W_{\text{TK}}} = \frac{1.76}{3.762} = 0.468 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{NO}_x} \cdot 100 = 46.784$$

- вуглеводнів

$$\delta w_{\text{CH}} = \frac{W_{\text{CH}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.528}{3.762} = 0.14 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CH}} \cdot 100 = 14.035$$

- сажі

$$\delta w_{\text{C}} = \frac{W_{\text{C}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.088}{3.762} = 0.023 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{C}} \cdot 100 = 2.339$$

- двоокису сірки

$$\delta w_{\text{SO}_2} = \frac{W_{\text{SO}_2}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.22}{3.762} = 0.058 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{SO}_2} \cdot 100 = 5.848$$

- формальдегідів

$$\delta w_{\text{CH}_2\text{O}} = \frac{W_{\text{CH}_2\text{O}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.022}{3.762} = 0.006 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CH}_2\text{O}} \cdot 100 = 0.585$$

- бензапирену

$$\delta w_{\text{БП}} = \frac{W_{\text{БП}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{2.42 \times 10^{-6}}{3.76} = 6.43 \times 10^{-7} \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{БП}} \cdot 100 = 6.433 \times 10^{-5}$$

Сумарний річний валовий викид токсичних компонентів, в кг/рік

$$W_{\text{TK.p}} = W_{\text{TK}} \cdot 365 = 3.762 \cdot 365 = 1373.131$$

4.3 Охорона праці при обслуговуванні дизеля.

4.3.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні дизеля:

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

Пари палива та мастила.

Пари палива й олії проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

Згідно ГОСТ 12.1.005 – 76 встановлені припустимі границі концентрації пари дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень. При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й олії.

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

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

Пожежна безпека.

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

Електробезпека.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
						87
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

Освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;

- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;

- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;

- світильники аварійного освітлення;

- пробки освітлення;

- вимикачі.

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; CH₄). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції. Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення. Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНіП .

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

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

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
						88
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3.2 Розрахунок рівня шуму проектного двигуна

Враховуючи шкідливість шуму на організм людини, СНіП встановлює обмеження на його величину. Так допустимі величини звукових коливань в залежності від частоти їх коливань, що випромінює джерело шуму наведені в таблиці.

Таблиця 4.3 - Санітарні норми шуму.

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

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_n = (54 + a + b)$$

де $n_H = 1700 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 220 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектного двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(1.7 \times 10^3 + 220^{0.55}) = 32.354$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{1.5 \times 10^3}{1.7 \times 10^3}\right) = -1.631$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 32.354 + -1.631 = 84.723$$

Враховуючи не менш шкідливий вплив вібрації, СНіП встановлює обмеження по її величині і на її величину. Допутимі норми по вібрації наведені в таблиці.

4.3.3 Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

На відміну від шуму, вібрація, крім того що здійснює шкідливий вплив на організм людини, негативно впливає також впливає навколишнє середовище. Її негативний вплив відчувають на собі будівлі та споруди, комунікації та сполучення та інші об'єкти. Відповідно СНіП також встановлює обмеження на її величину.

Таблиця 4.4 - Допустимі норми по вібрації машин.

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right)$$

де $m = 457$ кг - маса проектного двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{1.7 \times 10^3}{60} = 28.33 \text{ Гц} - \text{частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 1.7 \times 10^3 \cdot 220^{0.55} \cdot \frac{1 + 220}{457} = 1.597 \times 10^4$$

$$b = 30 \cdot \log \left(\frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log \left(\frac{1.5 \times 10^3}{1.7 \times 10^3} \right) = -1.631$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{1.7 \times 10^3} \right)^3 \cdot \frac{457}{220} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{1.597 \times 10^4}{1} + -1.631 \right) = 86.032$$

4.4 Висновки по розділу

Застосування різного роду заходів щодо зниження токсичності відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згоряння, є на сьогодні обов'язковою передумовою збереження наволишнього довкілля. Автотаркторні зі свого боку двигуни вносять свою частину шкоди в оточуюче середовище і в результаті навколишнє довкілля отримує непоправної шкоди.

Розрахунок параметрів шумності та вібрації проектованного двигуна показав, що зазначені параметри не виходять за допустимі межі.

ВИСНОВОК

Поставлене в ході даної кваліфікаційної роботи завдання – щодо підвищення ефективності чотиритактного дизельного двигуна з наддувом потужністю 220 кВт, на базі двигуна-прототипу 6ЧН 13/14, за рахунок розробки регульованого наддуву можна вважати повністю виконаним.

Розрахована в конструкторському розділі ефективна потужність проектного двигуна склала $P_e = 220,2$ кВт, що відрізняється від заданої (на 0,079 %). При цьому дане значення не виходить за межі допустимої похибки розрахунку вихідної потужності у 5%.

В результаті виконаних розрахунків отримано параметри робочого циклу проектного двигуна, які дали можливість побудувати теоретичну та дійсну індикаторну діаграму. Крім того було обчислено величини сил та моментів, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, та складових зовнішнього теплового балансу.

Спеціальна частина даної роботи стосувалася розробки системи регульованого наддуву. В результаті виконаної роботи було запропоновано систему с перепусканням робочого тіла мимо турбіни. В ході розрахунку отримано типорозмір турбокомпресору та на його основі прораховано параметри проточної частини компресора та турбіни, що дозволило обрахувати параметри руху газового потоку через перепускний клапан.

Для спроектованого двигуна в даному проекті розглянуто питання щодо захисту навколишнього середовища, та запропоновано заходи щодо мінімізації шкідливого впливу від токсичних компонентів відпрацьованих газів. Розраховано кількісні показники токсичних компонентів відпрацьованих газів. Запропоновано комплекс заходів з охорони праці, та заходів направлених на безпечну експлуатацію двигуна. Визначено рівні шумності та вібрації проектного двигуна, які знаходяться в допустимих межах.

					ПФ НУК 142.54.21.08.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		92

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.

2. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.

3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.

4. Системи управління дизельними двигунами. Пер. з нім. 1-е російське видавництво. [Текст]. - М.: ЗАТ «За кермом», 2004. – 480 с.

5. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.

6. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997

7. Система стандартів безпеки праці