

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний ін-т, Транспортний ф-т

(повне найменування інституту, факультету)

Двигуни внутрішнього згорання

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістра

(ступінь вищої освіти)

на тему Дослідження особливостей роботи та модернізація системи мащення
чотиритактного бензинового двигуна з сухим картером для автомобіля типу
«багті»

Виконав: студент(ка) 2м курсу, групи Т-410м
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування

(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

«Двигуни внутрішнього згорання»

Клименко Є.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник д.т.н., проф. Слинко Г.І.

(прізвище та ініціали)

Рецензент к.т.н., доцент Дядя С.І.

(прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Машинобудівний інститут, Транспортний факультет

Кафедра Двигуни внутрішнього згорання

Ступінь вищої освіти магістр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

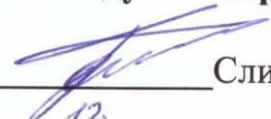
(код і найменування)

Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ДВЗ

 Слинко Г.І.
«13» 12 2021 року

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Клименко Євгеній Вікторович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Дослідження особливостей роботи та модернізація системи мащення чотиритактного бензинового двигуна з сухим картером для автомобіля типу «баггі»

керівник проекту (роботи) д.т.н., професор Слинко Г.І.,

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від 25 листопада 2021р. №461

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 06 грудня 2021 р.

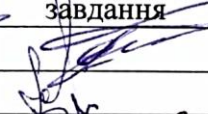
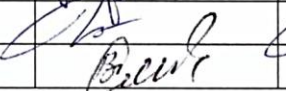
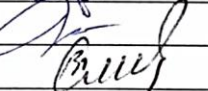
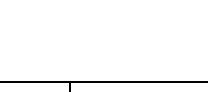
3. Вихідні дані до проекту (роботи) 4-тактний 4-циліндровий бензиновий двигун MeM3-317 потужністю 56,6 кВт при 5400 хв⁻¹

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) аналіз літературних джерел за темою дослідження; тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі; динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі; гідравлічний розрахунок системи мащення двигуна; дослідження роботи системи мащення двигуна з сухим картером; аналіз небезпек та розробка заходів з охорони праці; економічний розрахунок за результатами дослідження

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

В презентації до захисту наведено: схеми систем мащення з сухим та мокрим картером; гідравлічні схема двигуна MeM3-317 з сухим та мокрим картером; результати теплового та динамічного розрахунків; результати гідравлічного розрахунку; висновки з усіх розділів магістерської роботи

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-5	Слинько Г.І., д.т.н., професор		
6	Лазуткін М.І., к.т.н., доцент		
7	Пожуєва Т.О., д.е.н., професор		
н/контроль	Слинько В.В., ст. викладач		

7. Дата видачі завдання «01» вересня 2021 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Аналіз літературних джерел за тематикою дослідження	10.09.2021	
2	Модернізація двигуна МеМЗ-317 із системою мащення з сухим картером	15.10.2021	
3	Тепловий розрахунок двигуна МеМЗ-317 на номінальному режимі	20.10.2021	
4	Динамічний розрахунок двигуна	01.11.2021	
5	Гідравлічний розрахунок системи подачі масла двигуна МеМЗ-317	7.11.2021	
6	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	12.11.2021	
7	Економічне обґрунтування наукової роботи	20.11.2021	
8	Формування висновків з магістерської роботи	25.11.2021	
9	Оформлення магістерської роботи, нормоконтроль	30.11.2021	
10	Розробка презентації та доповіді до захисту, виконання креслень	04.12.2021	
11	Подання роботи до захисту	06.12.2021	

Студент(ка)

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

(підпис)

Клименко Є.В.
(прізвище та ініціали)

Слинько Г.І.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 108 с., 19 табл., 31 рис., 29 джерел, 2 додатки.

ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК, ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, МАСЛО, МЕМЗ-317, МАСЛЯНИЙ НАСОС, СИСТЕМА МАЩЕННЯ З СУХИМ КАРТЕРОМ, ТИСК

В роботі проведено аналіз систем мащення двигунів внутрішнього згорання різних типів. Обґрунтовано необхідність розробки методики розрахунку параметрів систем мащення з сухим картером, що забезпечує можливість визначати параметри елементів системи мащення для двигунів різних типів. Це сприяє вирішенню актуальних питань підвищення надійності та техніко-експлуатаційних показників двигунів для спортивних автомобілів, мотоциклів, позадорожньої техніки, зокрема, автомобілів «баггі».

Виконано ескізне проектування системи мащення з сухим картером двигуна МеМЗ-317 для автомобіля «баггі». Виконано гідравлічний розрахунок системи мащення з мокрим та сухим картером, визначено потрібні характеристики масляного насоса.

Мета роботи – дослідження особливостей роботи системи мащення ДВЗ з сухим картером, забезпеченні надійного мащення двигуна МеМЗ-317 для автомобіля «баггі» при будь-яких положеннях двигуна в просторі.

Об'єкт дослідження – система мащення бензинового двигуна МеМЗ-317 для автомобіля типу «баггі».

Предмет дослідження – розрахункова методика системи мащення двигуна з мокрим та сухим картером.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ	9
1.1 Види систем мащення в ДВЗ, їх переваги та недоліки	10
1.2 Застосування систем мащення з сухим картером	14
1.3 Розрахунок системи мащення	20
1.4 Висновки за розділом	21
2 МОДЕРНІЗОВАНИЙ ДВИГУН МЕМЗ-317 ІЗ СИСТЕМОЮ МАЩЕННЯ З СУХИМ КАРТЕРОМ	23
2.1 Технічна характеристика двигуна	23
2.2 Характеристика системи мащення базового двигуна МеМЗ-317	25
2.3 Оснащення двигуна МеМЗ-317 системою мащення з сухим картером	30
2.4 Методика гідравлічного розрахунку системи мащення ДВЗ	32
2.5 Висновки за розділом	33
3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА МЕМЗ-317 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	34
3.1 Вихідні дані до розрахунку	34
3.2 Підготовка даних та проведення теплового розрахунку в програмі Engine Calculation	34
3.3 Контроль і аналіз результатів розрахунку	39
3.4 Висновки за розділом	43
4 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА МЕМЗ-317 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	44
4.1 Визначення сил, що діють в кривошипно-шатунному механізмі	44
4.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму	46
4.3 Сили інерції обертових мас	48
4.4 Сили, що діють на шатунну і корінну шийки колінчастого валу	49
4.5 Моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі	55
4.6 Висновки за розділом	56

5 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПОДАЧІ МАСЛА	
ДВИГУНА МЕМЗ-317	58
5.1 Складання гідравлічної схеми системи мащення двигуна	58
5.2 Розрахунок основних параметрів системи мащення	58
5.3 Вихідні дані для розрахунку	61
5.4 Розрахунок системи подачі масла і визначення потужності	
масляного насосу	62
5.4.1 Ділянка до механізму газорозподілу	62
5.4.2 Ділянка АВ і точка А	64
5.4.3 Ділянка АСО і точка С	66
5.4.4 Розрахунок параметрів масляного насоса	68
5.5 Вплив довжини та діаметра трубопроводів на втрати тиску і	
потрібні характеристики насоса	69
5.6 Висновки за розділом	75
6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	77
6.1 Аналіз потенційних небезпек	77
6.2 Заходи по забезпеченню безпеки	78
6.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці	80
6.4 Заходи з пожежної безпеки	87
6.5 Заходи з надзвичайних ситуацій	89
6.6 Висновки до розділу	91
7 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ	92
ВИСНОВКИ	100
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	102
ДОДАТОК А	106
ДОДАТОК Б	108

ВСТУП

В роботі обґрунтовано необхідність розробки методики розрахунку параметрів систем мащення з сухим картером, що забезпечує можливість визначати параметри елементів системи мащення для двигунів різних типів. Це сприяє вирішенню актуальних питань підвищення надійності та техніко-експлуатаційних показників двигунів для спортивних автомобілів, мотоциклів, позадорожньої техніки, зокрема, автомобілів «багті».

З наукової літератури визначено розрахункові методики систем з мокрим картером, на основі яких можна скласти методику для систем мащення з сухим картером.

Розроблено проект модернізації двигуна MeM3-317 для автомобіля «багті» шляхом встановлення системи мащення з сухим картером.

Мета і задачі дослідження

Метою даної роботи є дослідження особливостей роботи системи мащення ДВЗ з сухим картером, забезпеченні надійного мащення двигуна MeM3-317 для автомобіля «багті» при будь-яких положеннях двигуна в просторі.

Задачі дослідження:

- провести аналіз літературних джерел за темою дослідження; дослідити стан вивченості питання;
- скласти схему модернізації двигуна;
- виконати тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі;
- виконати динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі;
- розробити методику гідравлічного розрахунку системи мащення ДВЗ з сухим картером;
- дослідити вплив довжини та діаметра трубопроводів на потрібні характеристики масляного насоса;
- забезпечити заходи для безпечного проведення досліджень;

- розрахувати витрати на проведення досліджень.

Наукова новизна роботи полягає в наступному:

- модифіковано методику гідравлічного розрахунку системи мащення 4-циліндрового двигуна.

Практична цінність роботи полягає в наступному:

- проектом забезпечено надійне мащення двигуна MeM3-317 автомобіля «багті»;

- знижено вертикальний габаритний розмір двигуна MeM3-317 на 86 мм, що забезпечує зниження центру мас автомобіля;

- методику гідравлічного розрахунку можна використовувати для розрахунку систем мащення інших ДВЗ з рядним розташуванням циліндрів;

- гідравлічну схему мащення двигуна MeM3-317 можна використовувати для порівняльних гідравлічних розрахунків інших ДВЗ з рядним розташуванням циліндрів.

Апробація

Модифіковану методику гідравлічного розрахунку системи мащення 4-циліндрового двигуна впроваджено в курс дисципліни «Системи ДВЗ» підготовки бакалаврів, що навчаються за ОПП «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

Основні положення досліджень представлені у конкурсній роботі, поданій до участі у Всеукраїнському конкурсі студентських наукових робіт 2021/2022 навчального року.

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ

Виходячи з призначення, системи мащення двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) повинні забезпечувати наступні вимоги [1]:

- надійне підведення масла на всіх режимах роботи двигуна до всіх пар тертя, до поверхонь, що охолоджуються маслом, до приладів, в яких масло використовується в якості робочої рідини;
- роботу двигуна і його агрегатів при різних умовах навколишнього середовища і на всіх експлуатаційних режимах;
- тривалу роботу двигуна без зупинок для заправки маслом, регулювання чи видалення надлишків в системі мащення, мала витрата масла;
- бути компактними, простими в обслуговуванні;
- мати невисоку вартість.

Моторне масло, що надходить до поверхонь тертя деталей двигуна, виконує такі функції [2]:

- зменшує сили тертя, а, отже, знос деталей і механічні втрати;
- забезпечує ефективне відведення теплоти від поверхонь тертя деталей;
- бере участь у відведенні з зони тертя продуктів спрацювання;
- захищає робочі поверхні від корозії;
- ущільнює зазори в сполученнях деталей, у першу чергу, в деталях циліндро-поршневої групи.

Виходячи з умов роботи двигунів, їх типів, призначення, ступінь важливості кожної з цих вимог може відрізнятися [1]. Розширення функцій масла в силових установках, підвищення надійності елементів двигуна, полегшення та автоматизація обслуговування, збільшення строку служби масла, зменшення витрати масла вимагають ускладнення конструкції та вартості систем мащення.

1.1 Види систем мащення в ДВЗ, їх переваги та недоліки

На рисунку 1.1 подано класифікацію систем мащення ДВЗ за чотирма ознаками.

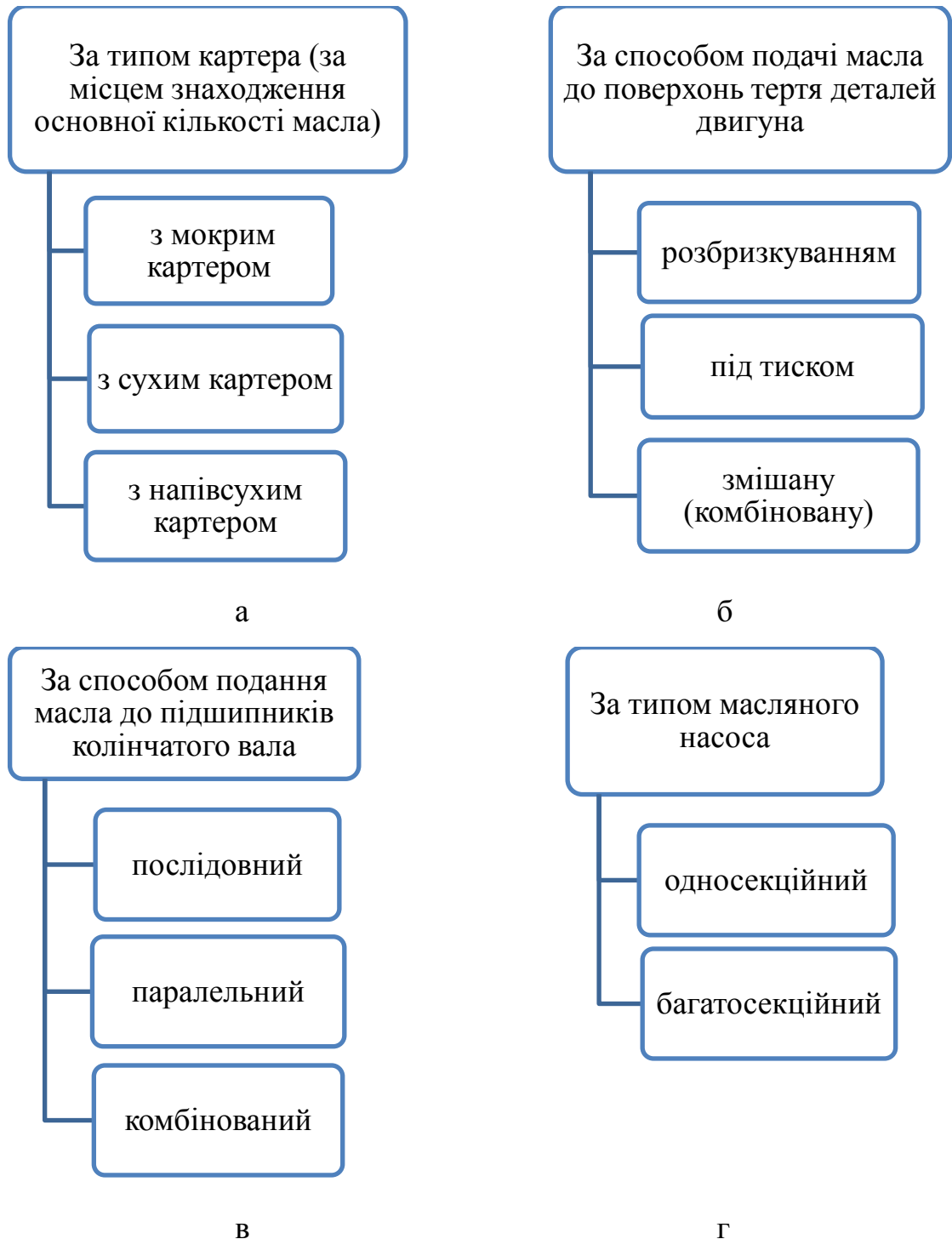


Рисунок 1.1 – Класифікація систем мащення ДВЗ

Система змащення розбризкуванням характеризується тим, що масло, яке знаходиться в піддоні, розбризкується деталями КШМ і у вигляді крапельок або масляного туману потрапляє до поверхонь тертя. Мащення розбризкуванням не забезпечує подачу необхідної кількості масла до найбільш відповідальних механізмів і поверхонь тертя, а інтенсивність змащення залежить від положення двигуна у просторі, швидкості обертання колінчатого вала і рівня масла у піддоні. Такі системи в даний час у чистому вигляді не застосовуються через малу ефективність.

Система змащення під тиском відрізняється тим, що до всіх поверхонь тертя масло під тиском подається примусово. Проте в автотракторних двигунах недоцільно подавати масло під тиском до всіх пар тертя.

Комбінована система змащення характеризується тим, що найбільше навантажені вузли (підшипники колінчатого і розподільного валів, вал приводу масляного насоса тощо) змащуються під тиском, а інші – розбризкуванням або самопливом. У двигунах із примусовим запалюванням суміші тиск моторного масла в системі на номінальному режимі складає 0,3...0,5 МПа, а в більш навантажених дизелях – 0,5...0,7 МПа. Витрата масла через підшипники колінчастого вала нового і зношеного двигуна досягає відповідно 82 % і 96 % подачі масляного насоса, при цьому загальна витрата масла через корінні підшипники колінчатого вала в 1,5...7,3 рази більша, ніж через шатунні. Витрата масла через підшипники розподільного вала і клапанний механізм у нових і зношених двигунах складає, відповідно, 2,1...14,2 % і 0,2...2,7 % [2].

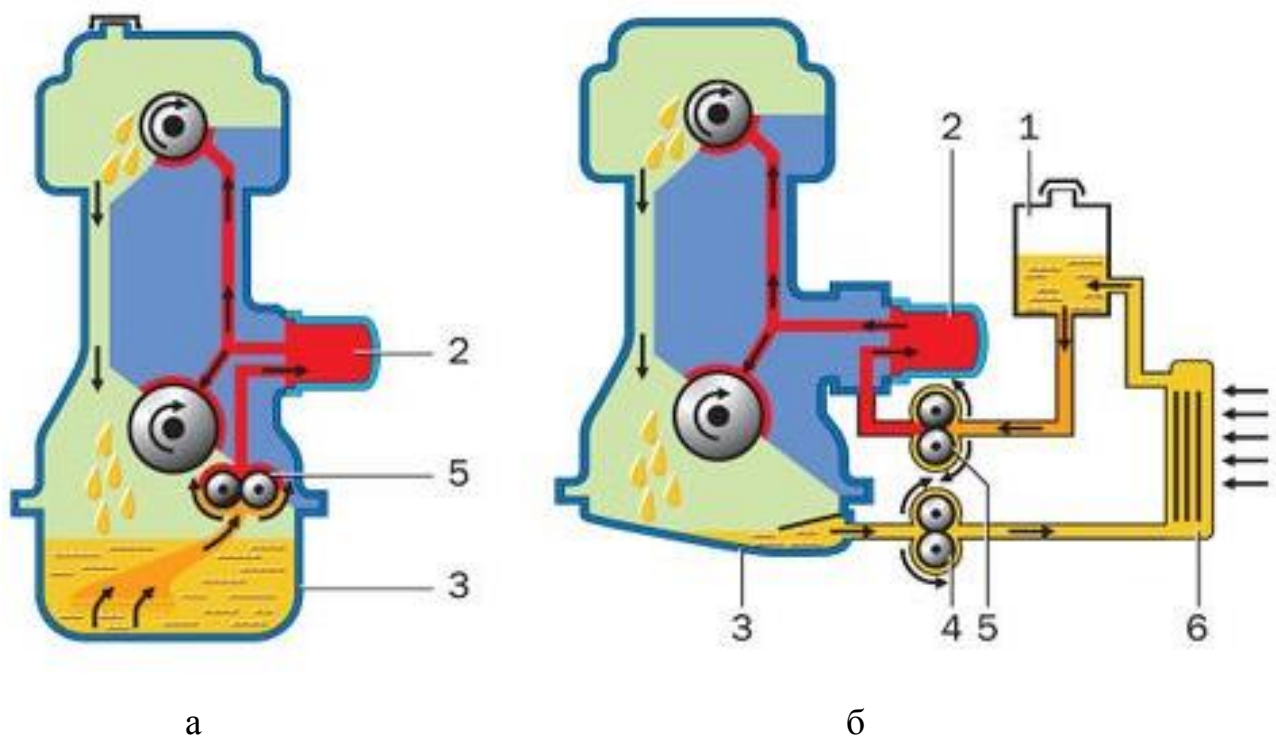
Найбільше поширення одержав паралельний спосіб підведення масла до підшипників колінчатого вала від головної магістралі.

При послідовному способі масло підводиться до каналу в колінчастому валі, як правило, через додаткову опору на передньому кінці його (дизелі ЯМЗ-240, Tatra). Послідовний спосіб підведення передбачається лише у литих валах, канали в яких мають великі розміри і відповідно менший гідравлічний опір. Головним недоліком такого підведення є неоднаковий знос підшипників, обумовлений різним тиском і ступенем очищення у

відцентрових пастках [2].

При комбінованому способі підведення масла до підшипників здійснюється з двох кінців колінчатого вала.

У системі змащення з мокрим картером масло знаходиться в нижній частині картера – піддоні (рис. 1.2, а). У системі із сухим картером (рис. 1.2, б) масло відкачується з піддону в спеціальний масляний бак [2]. Системи мащення з сухим картером використовуються на спортивних автомобілях, тракторах, позадорожній техніці, мотоциклах – у тих випадках, коли двигун (разом із транспортним засобом) отримує при експлуатації значні переміщення, внаслідок чого може статися ситуація, коли під дією зовнішніх сил масло в картері може відступити від маслоприймача, і в систему мащення потрапить повітря. Очевидно, це матиме несприятливий вплив на надійність двигуна.



1 – бак; 2 – фільтр; 3 – піддон; 4, 5 – насос; 6 – радіатор

Рисунок 1.2 – Система мащення рядного двигуна з мокрим (а) та з сухим картером (б)

Система мащенням з сухим картером забезпечує наступні переваги [1, 3]:

- безперебійна подача масла до пар тертя при будь-якому робочому положенні автомобіля і двигуна;
- зменшується насичення масла відпрацьованими газами, збільшення строку служби масла;
- зменшується аерація масла;
- масло краще охолоджується, оскільки зберігається в окремому резервуарі, також можуть використовуватись масляні радіатори;
- зменшення вертикального габариту двигуна. що дозволяє розмістити двигун нижче на транспортному засобі тим самим зменшивши центр ваги (тобто покращується устійчивість);
- покращується аеродинаміка картера (плоске днище), що важливо для швидкісних автомобілів;

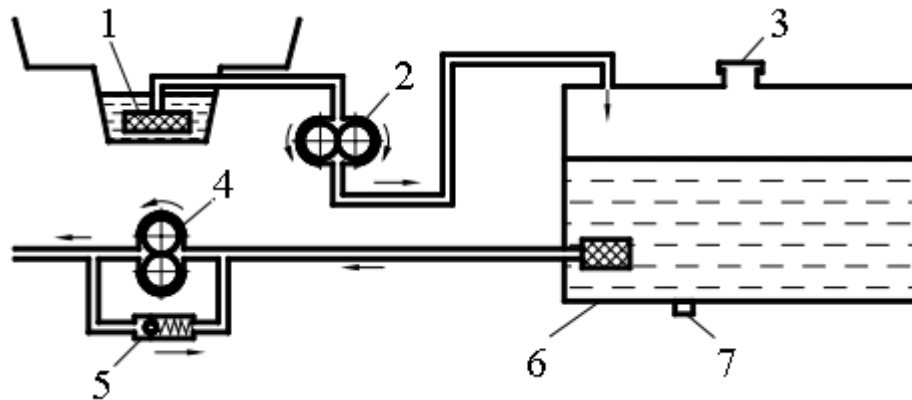
Недоліки систем мащенням з сухим картером [3]:

- складність конструкції, а отже, підвищена вартість і витрати на обслуговування;
- більша вага;
- більший об'єм масла у двигуні.

Системи з сухим картером встановлюються на серійні зразки ДВЗ, а також є в продажу набори для переобладнання ДВЗ з мокрим картером. Варто відмітити економічні складову такої переробки. Встановлення системи з сухим картером виправдана тільки тоді, коли автомобіль більшу частину часу проводитиме на гоночній трасі або на серйозному бездоріжжі. При їзді по звичайних дорогах всі переваги «сухого картера» не будуть відчутні, а, отже, таке переобладнання буде марною тратою часу і грошей [3].

1.2 Застосування систем мащення з сухим картером

Основні елементи системи мащення з сухим картером показано на рисунку 1.3. Напрямок руху масла в магістралях показано стрілками.



1 – маслоприймач; 2 – відкачуючий насос; 3 – маслозаправна горловина; 4 – нагнітаючий насос; 5 – редукційний клапан; 6 – масляний бак; 7 – маслозливна пробка з магнітом

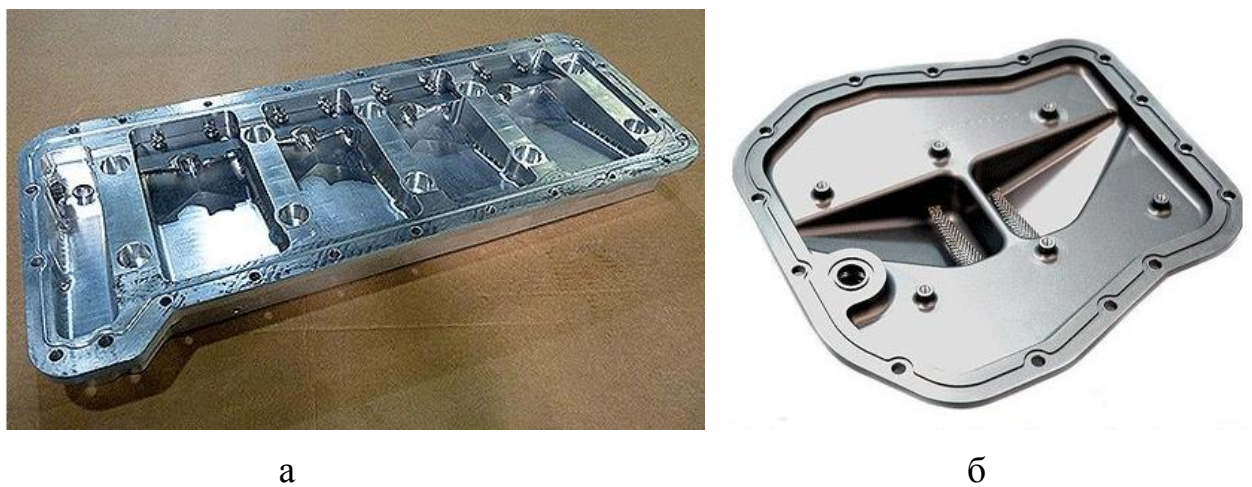
Рисунок 1.3 – Принципова схема системи мащення з сухим картером

Основні елементи системи мащення з сухим картером [4]:

- масляний насос (рисунок 1.4);
- масляний картер зменшеної висоти порівняно з системою з мокрим картером (рисунок 1.5);
- масляний бак (рисунок 1.6);
- фільтр очищення масла;
- масляний радіатор;
- маслоприймач;
- масляні магістралі;
- перепускні і редукційні клапани;
- масляний термостат;
- датчики температури і тиску масла.



а, б – трьохсекційні; в – чотирьохсекційний; г – п'ятисекційний
 Рисунок 1.4 – Багатосекційні масляні насоси для систем мащення з сухим картером [3]



а – рядного ДВЗ; б – V-подібного ДВЗ
 Рисунок 1.5 – Піддон картера системи мащення з сухим картером [3]



а



б



в



г



д

а, б – коробчасті; в, г, д – циліндричні

Рисунок 1.6 – Види масляних баків [3]

Масляний бак (рисунок 1.6) представляє собою резервуар циліндричної або коробчастої форми. Усередині нього зазвичай вбудовані заспокоювачі (перегородки) для гасіння коливань масла і зменшення піноутворення. У баку також розміщуються система вентиляції, призначена для видалення з масла повітря і газів, а також датчики температури і тиску, масляний щуп. Масляний бак розміщується в будь-якому зручному місці транспортного засобу, де забезпечуються вигідні умови для охолодження масла і розподілу ваги [3]. В нижній частині масляного баку є пробка для зливу масла, у якій може бути вмонтований магніт, який уловлює продукти зносу [2].

Нагнітаючий насос (позиція 4 на рисунку 1.3) створює тиск в системі мащення, забезпечуючи подачу масла через фільтр до поверхонь тертя. Він розташовується, як правило, нижче масляного бака. Таким чином, на його вході забезпечується постійний тиск під дією сили тяжіння. Тиск в системі регулюється за допомогою редуційних і перепускних клапанів.

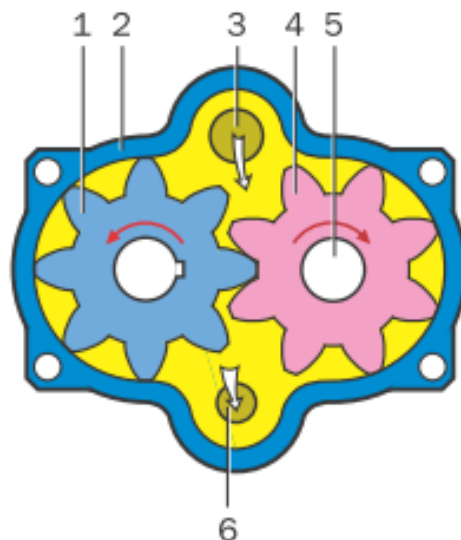
Відкачуючий насос (позиція 2 на рисунку 1.3) призначений для видалення стікаючого масла з піддону картера і подачі його в масляний бак. За продуктивністю він в кілька разів перевершує нагнітаючий насос. Це пов'язано з тим, що відкачуване масло насичене повітрям і картерними газами і його об'єм збільшується [2]. Залежно від конструкції двигуна відкачуючий насос може містити від двох до шести секцій. У високопродуктивних моторах встановлюють по одній секції насоса на кожну секцію картера, а у V-подібних двигунах – додаткову секцію для відкачки масла, що подається до газорозподільного механізму. Наприклад, у восьмициліндровому V-образному двигуні відкачуючий насос може мати до 5 секцій. У двигунах з наддувом додаткова секція може встановлюватися для відкачки масла від корпусу турбокомпресора. Відкачуючі насоси в системах з сухим картером, на відміну від звичайних насосів в системах з «мокрим» картером, менш чутливі до наявності в маслі повітря і піни (не втрачають здатність до всмоктування) [3].

Відкачуючі і нагнітаючі масляні насоси як правило шестеренного типу (рисунок 1.7). Вони розташовуються в одному корпусі і мають пасовий або

ланцюговий привід від колінчастого вала, іноді від розподільного вала (див. рисунок 1.4). Така конструкція дозволяє встановлювати потрібну кількість секцій на одному валу. Зовнішнє розташування насосів на двигуні істотно полегшує їх монтаж і демонтаж. У деяких конструкціях відкачуючі і нагнітаючі насоси розділені. Це дозволяє уникнути додаткового нагріву масла, що подається в двигун, маслом, відкачуваним з піддону.

При переобладнанні ДВЗ невеликої потужності з мокрим картером на систему з сухим картером відкачуючі і нагнітаючі масляні насоси можуть встановлюватись не окремо, а на місце «штатного» насосу.

Масляний радіатор рідинного охолодження встановлюється або між нагнітаючим насосом і двигуном, або між відкачуючим насосом і масляним баком. У потужних ДВЗ для кращого охолодження може встановлюватися додатковий масляний радіатор повітряного охолодження. Він підключається до системи через масляний термостат, який закритий на холодному двигуні і відкривається при нагріванні масла до певної температури [3].



1 – ведуча шестерня; 2 – корпус насоса; 3 – всасуючий канал; 4 – ведома шестерня; 5 – вісь; 6 – нагнітальний канал

Рисунок 1.7 – Схема масляного насоса шестеренного типу [5]

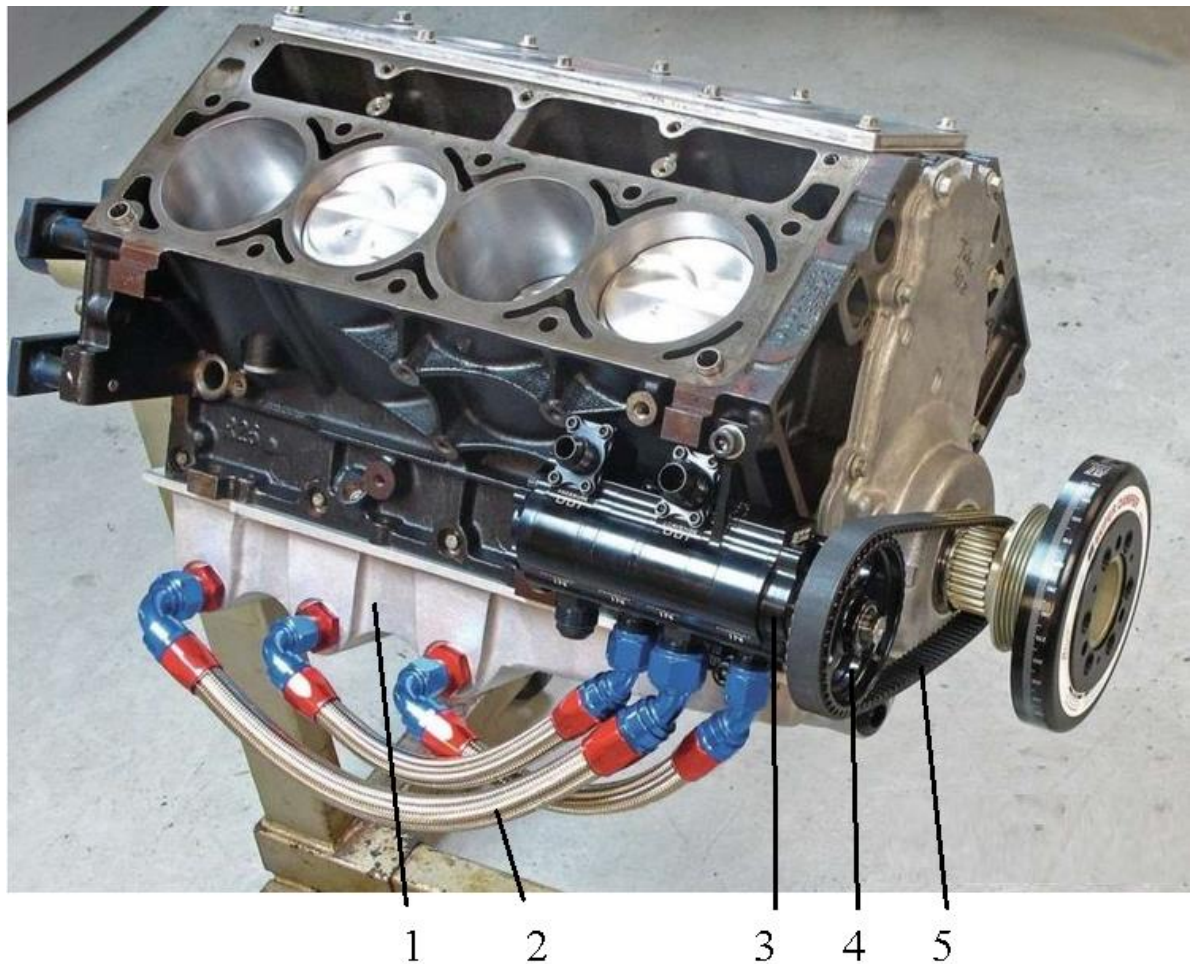
На рисунку 1.5 показано піддон картера, який від систем з мокрим

картером відрізняється меншою висотою. У найнижчій частині піддону розташований маслоприймач.

Редукційний клапан (позиція 5 на рисунку 1.3) обмежує тиск в масляній магістралі, перепускаючи частину масла на вхід насоса [2].

Для видалення повітря і картерних газів з блоку в ньому передбачений сапун або вентиляційна трубка [2].

На рисунку 1.8 показано двигун V8, оснащений системою мащення з сухим картером, оснащений 4-секційним насосом, у якого 1 секція нагнітаюча і 3 секції відкачуючі.



1 – картер; 2 – маслопроводи; 3 – блок секцій масляних насосів; 4 – шків приводу насоса; 5 – привідний ремінь

Рисунок 1.8 – 8-циліндровий V-подібний двигун з системою мащення з сухим картером

1.3 Розрахунок системи мащення

В роботі [1] виконано гідравлічний розрахунок системи мащення з мокрим картером дизеля 16ЧН 26/26 на основі балансу витрати від кожного вузла системи.

Вихідною величиною для розрахунку системи мащення ДВЗ та її елементів за одиницю часу є циркуляційна витрата. Цю величину розраховують, виходячи з кількості теплоти G_m , яка має бути перенесена маслом від деталей ДВЗ в охолоджувач. Якщо масло не використовується для охолодження поршнів, то кількість теплоти G_m складає 1,2...4,5 % від теплоти згорання палива в ДВЗ. Величина відведеної маслом теплоти [1]:

- для бензинових і газових ДВЗ $q = 170...290$ кДж/(кВт·год);
- для дизельних ДВЗ $q = 230...520$ кДж/(кВт·год);
- для ДВЗ з охолоджуваними маслом поршнями $q = 450...570$ кДж/(кВт·год);

Далі складається гідравлічна схема розгалуженого трубопроводу, визначається тиск масла в різних точках системи.

Визначено вплив в'язкості моторного масла та наявності в ньому домішок на показники прокачуваності масла в системі.

Наведена в роботі [1] методика є універсальною, оскільки може бути адаптована для розрахунку системи мащення будь-яких інших ДВЗ, проте має корегуватись відповідно до наявності/відсутності та кількості конструктивних елементів, вузлів, місцевих опорів (насоси, клапани, фільтри). В методиці не враховано геометрію (довжина, площа перерізу, викривлення) масляних каналів двигуна, тобто гідравлічні втрати місцеві та по довжині.

Також в роботі [1] наведено методики для знаходження об'ємної подачі масла насосами шестеренного та гвинтового типів, визначення розмірів фільтрів.

В роботах [2, 6] наведено методику розрахунку системи мащення, яка,

як і в роботі [1], базується на визначенні циркуляційної витрати масла за кількістю теплоти що відводиться системою змащення від двигуна. Розраховуються подачі, швидкості та основні геометричні параметри масляного насоса, центрифуги, водо-масляного радіатора. Розраховано підшипники колінчастого вала за гідродинамічною теорією змащення. В роботі [6] наведено приклади розрахунків масляного насоса, центрифуги, водо-масляного радіатора, корінного і шатунного підшипника карбюраторного і дизельного двигунів. В методиці [2, 6] не визначаються гідравлічні втрати в елементах системи мащення, а значний розбіг коефіцієнтів дає можливість отримати дуже різні результати.

В роботі [7] наведено основні поняття щодо розрахунку розгалужених гідравлічних систем, в тому числі в системах мащення ДВЗ, проте використані методики дуже обмежені.

В роботі [8] викладено методику та приклад гідравлічного розрахунку системи мащення 4-циліндрового двигуна. Дана методика має обмежене практичне використання, оскільки не враховується витрата масла деталями механізму газорозподілу, є охолоджувач масла, та найголовніше, що в початкових даних відразу задається об'ємна витрата масла окремими вузлами (шийками колінчастого вала).

1.4 Висновки за розділом

Промисловістю випускаються ДВЗ з сухим картером різного призначення, також відомі комплекти для переобладнання ДВЗ з мокрим картером. Така система є необхідною для забезпечення тривалої безпечної роботи двигунів автомобілів типу «баггі». Проте з аналізу літературних джерел встановлено, що методики розрахунку систем живлення з сухим картером відсутні. Існуючі методики стосуються лише систем мащення з мокрим

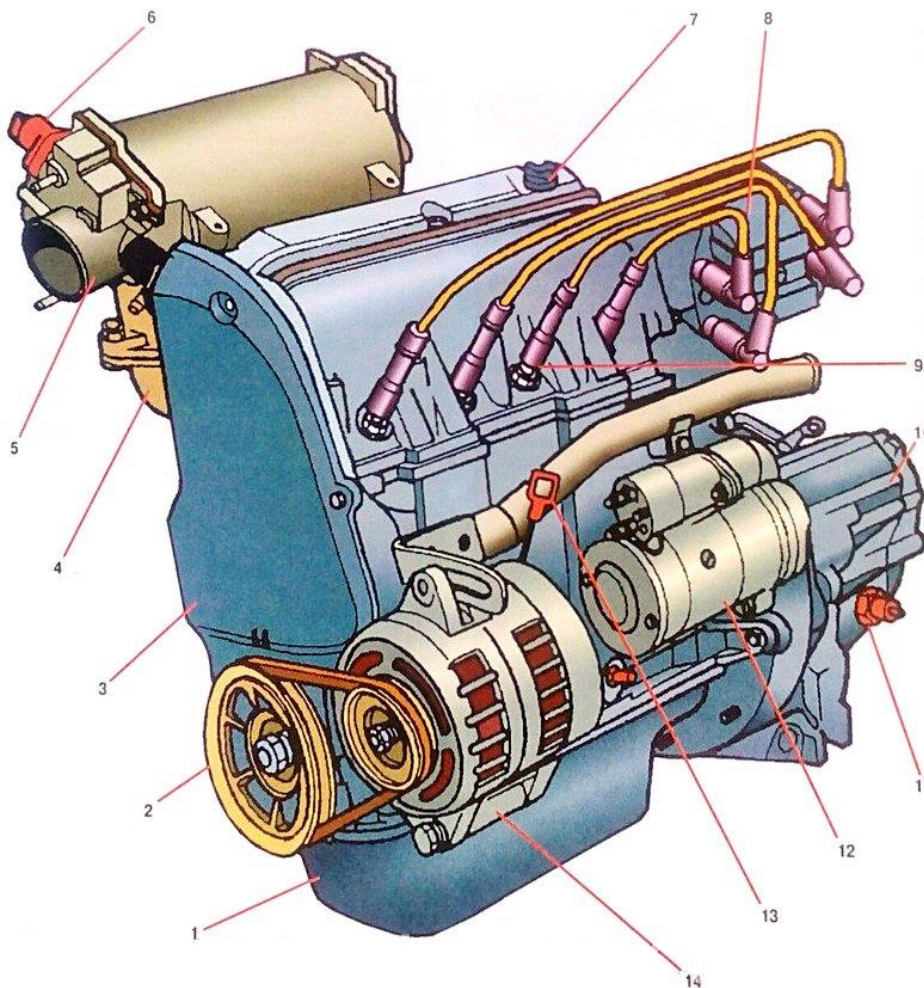
картером. Немає методик розрахунку параметрів насосів для систем мащення з сухим картером, які відрізняються конструкцією від насосів систем мащення з мокрим картером.

Таким чином стає актуальним питання розробки методики розрахунку параметрів систем мащення з сухим картером, що забезпечить можливість визначати параметри елементів системи мащення для двигунів різних типів. Це сприятиме вирішенню актуальних питань підвищення надійності та техніко-експлуатаційних показників двигунів для спортивних автомобілів, мотоциклів, позадорожньої техніки.

2 МОДЕРНІЗОВАНИЙ ДВИГУН МЕМЗ-317 ІЗ СИСТЕМОЮ МАЩЕННЯ З СУХИМ КАРТЕРОМ

2.1 Технічна характеристика двигуна

Двигун МеМЗ-317 (рисунок 2.1) – поперечний 4-циліндровий з системою розподіленого електронного впорскування. МеМЗ-317 – базовий силовий агрегат для автомобілів ЗАЗ «Сенс» і ЗАЗ «Ланос».



1 – кришка масляного картера; 2 – шків привода генератора; 3 – захисна кришка; 4 – впускний колектор; 5 – повітряний патрубок; 6 – регулятор холостого ходу; 7 – кришка масло заливної горловини; 8 – модуль запалювання; 9 – свічка запалювання; 10 – коробка переключення передач; 11 – датчик швидкості; 12 – стартер; 13 – щуп масляний; 14 – генератор

Рисунок 2.1 – Загальний вигляд двигуна МеМЗ-317 [9]

Основні параметри двигуна наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики двигуна MeM3-317 [10]

Показники	Характеристики
Число тактів	4
Число циліндрів	4
Розташування циліндрів	рядний
Порядок роботи циліндрів	1–3–4–2
Діаметр циліндрів D , мм	77,5
Хід поршня S , мм	73,5
Робочий об'єм двигуна V_h , дм^3	1,386
Ступінь стиснення ε	9,8
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} : – номінальна – максимальна – відповідає максимальному крутному моменту – мінімальна холостого ходу	5300...5500 5800 3000...3300 870^{+70}
Номінальна потужність N_e , кВт	56,6
Максимальний крутний момент $M_{k \max}$, Н·м	112,7
Мінімальна питома витрата палива g_e , г/(кВт·год), не більше	273,4
Газорозподільний механізм	Привід клапанів рокерами від одного розподільного валу
Сорт палива	Бензин А-95

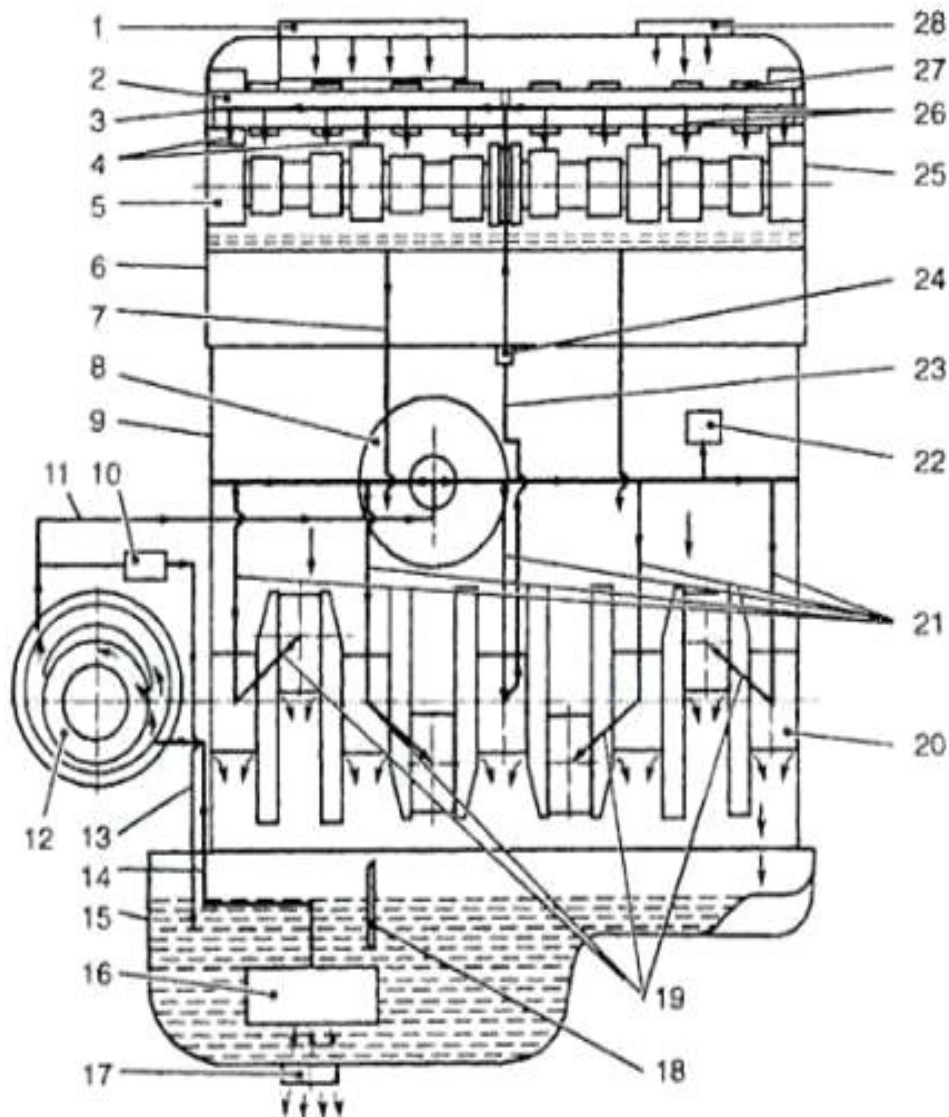
2.2 Характеристика системи мащення базового двигуна MeM3-317

Система мащення двигуна MeM3-317 серійного виробництва – комбінована з мокрим картером. На рисунку 2.2 стрілками показано переміщення масла каналами системи мащення та місця витoku оливи з пар тертя, які змащуються. Під тиском змащуються корінні та шатунні підшипники колінчастого валу (позиція 20 на рисунку 2.2), підшипники розподільного валу (5), коромисла клапанів (26) [10]. Кулачки розподільного валу змащуються струменем масла, що надходить із спеціального отвору, виконаного в коромислі. Стінки циліндрів, поршні з поршневыми пальцями, втулки верхніх головок шатунів, стрижні клапанів в їх напрямних втулках змащуються маслом, що витікає із зазорів і розбризкуванням масла рухомими деталями двигуна [11].

Система мащення двигуна включає масляний картер з пробкою для зливу масла, масляний насос з редуційним клапаном, маслоприймач з фільтром грубого очищення, повнопоточний фільтр із запобіжним та протидренажним клапанами, систему масляних каналів у блоці циліндрів, головці циліндрів, колінчастому та розподільчому валах, та маслозаливну горловину.

Про відсутність необхідного тиску масла водієві сигналізує лампочка. Її датчик MM111-Д встановлений на головному маслороздавальний каналі у середній частині блоку циліндрів з лівого боку [11].

Тиск масла в системі змащення двигуна при температурі масла в масляному картері $+ 80^{\circ} \text{C}$ має бути не менше 0,4 МПа при частоті обертання колінчастого вала 4000 хв^{-1} , і не менше 0,085 МПа при частоті обертання $870...940 \text{ хв}^{-1}$ [10]. При менших значеннях тиску оливи в системі мащення не забезпечується надійне мащення поверхонь тертя. Це веде до появи ризик, задирів, переносу матеріалу на зміщуваних деталях. Як результат – зменшується ресурс двигуна, прискорюється настання граничного стану агрегату. Також можливе заклинювання деталей двигуна.



1 - сапун; 2 - вісь коромисел; 3 - внутрішня порожнина осі коромисел; 4 - канали підведення масла до шийок розподільного вала; 5 - вал розподільний; 6 - головка циліндрів; 7 - зливні канали; 8 - фільтр тонкого очищення масла; 9 - блок циліндрів; 10 - клапан редукційний; 11 - канал від масляного насоса повздожній до фільтру тонкого очищення; 12 - насос масляний; 13 - канал зливу масла через редукційний клапан; 14 - канал підведення масла до масляного насоса; 15 - картер масляний; 16 - маслоприймач з фільтром грубого очищення; 17 - пробка маслозливна; 18 - показчик рівня масла; 19 - канали підведення масла до шатунних шийок колінчастого вала; 20 - вал колінчастий; 21 - канали підведення масла до корінних шийок; 22 - датчик тиску масла; 23 - канал підведення масла до осі коромисел; 24 - жиклер масляного каналу; 25 - кришка головки циліндрів; 26 - отвори підведення масла до коромисла і кулачків розподільного вала; 27 - коромисло; 28 - маслозаливна горловина.

Рисунок 2.2 – Схема мащення двигуна MeM3-317 [9]

Масляний картер відлитий з магнієвого сплаву, служить резервуаром для масла та кріпиться до блоку двигуна болтами М6.

Порожнина масляного картера коритоподібної форми має розвинену передню частину, в якій розміщується маслоприймач.

Для запобігання надмірному розплескуванню масла при їзді в картері відлито вертикальні поперечні перегородки. У нижній частині картера відлито бонку з різьбою М18х1,5 для маслосливної пробки [11].

Маслосаливна горловина, через яку двигун заправляється маслом, знаходиться на кришці головки циліндрів. Горловина герметично закривається пробкою із прокладкою.

В системі два масляних фільтри:

- сітчастий, на маслоприймачі (рисунок 2.2, позиція 6);
- повнопоточний, з паперовим фільтруючим елементом (8).

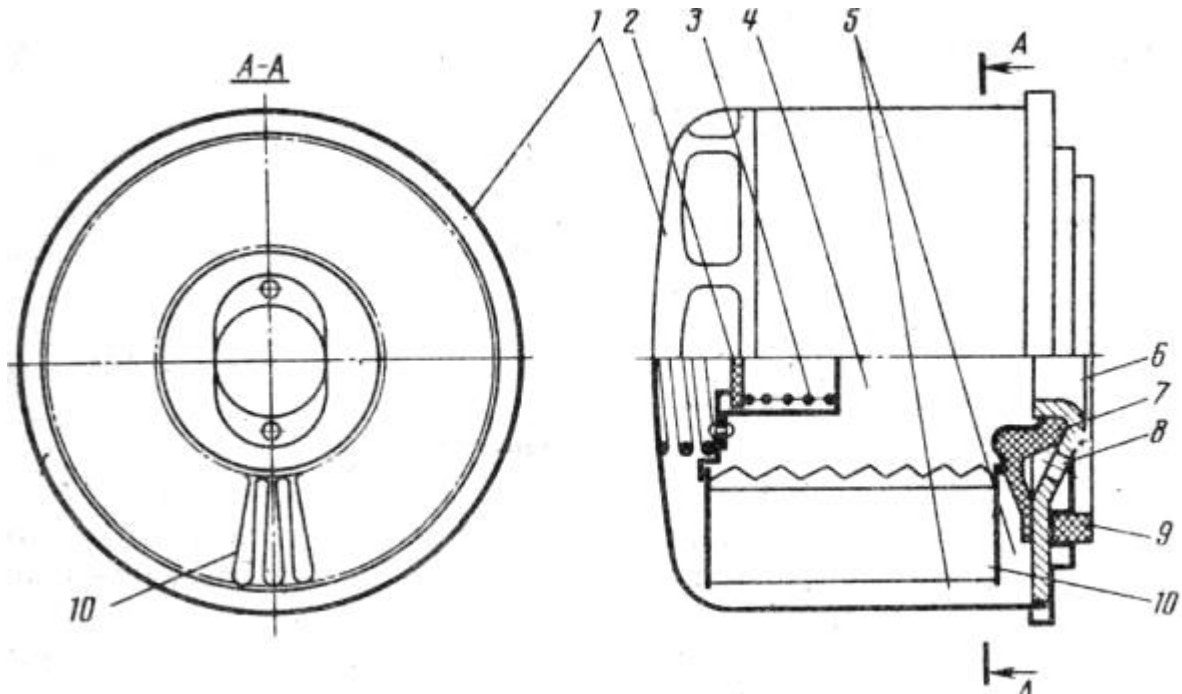
Маслоприймач представляє штампований ковпак з фільтрувальною сіткою і маслосливною трубкою, до масляного насоса кріпиться фланцем через ущільнювальну прокладку двома болтами М6.

Стрижневий показчик рівня масла встановлений у трубці з правої частини блоку двигуна та ущільнений прокладкою. На нижній частині показника зроблено дві мітки. Нижня відповідає мінімальному, а верхня – максимальному рівню масла.

Масляний фільтр (рисунок 2.3) – повнопоточний, з основним паперовим фільтруючим елементом, перепускним клапаном та протидренажним клапаном. Кріпиться фільтр на спеціальному штуцері. Ущільнення забезпечується гумовою прокладкою. Фільтр нерозбірний і встановлений горизонтально на лівій частині блоку двигуна. Він змонтований у сталевому штампованому корпусі та замінюється у зборі. Фільтр послідовно включений в головну масляну магістраль двигуна безпосередньо після масляного насоса. Таким чином забезпечується очищення всього масла, що підводиться під тиском до поверхонь тертя. Масло проходить через пори паперового та пластмасового фільтруючих елементів, очищається при цьому від забруднень і надходить у

центральну порожнину, звідки через отвір штуцера потрапляє у головний масляний канал блоку двигуна.

Масляний фільтр змінюється після пробігу кожних 10000 км [9].

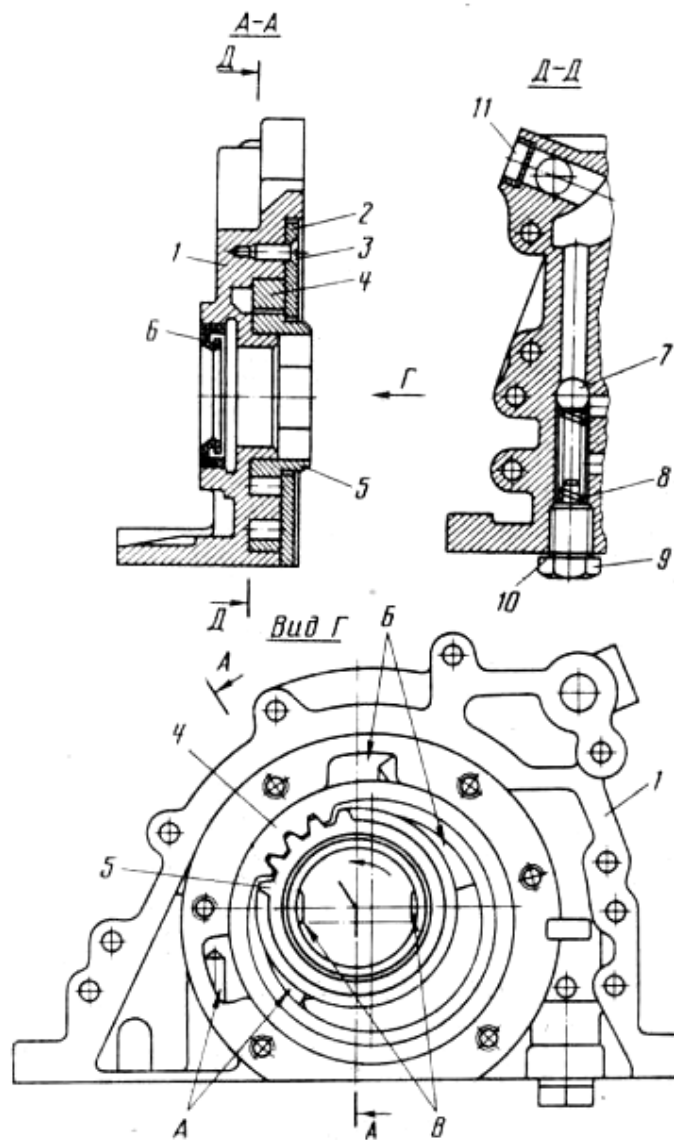


1 – корпус фільтра; 2 - перепускний клапан; 3 - пружина перепускного клапана;
4 - центральна порожнина; 5 – зовнішня порожнина; 6 - різьбовий отвір; 7 –
протидренажний клапан; 8 – впускні отвори; 9 – прокладка фільтра; 10 -
фільтруючий елемент

Рисунок 2.3 – Масляний фільтр [9]

Масляний насос – шестеренний, внутрішнього зачеплення, однокісний (12). Масляний насос кріпиться з торця блоку циліндрів, з безпосереднім приводом від колінчастого валу двигуна.

Тиск, створюваний масляним насосом, при частоті обертання 2000 хв^{-1} на індустриальному маслі И-20А ГОСТ 20799-88 при температурі $28 \pm 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ при випуску масла з насоса через отвір діаметром 4,2 мм, довжиною 40 мм має бути $0,325 \dots 0,425 \text{ МПа}$ [11].



1 - корпус; 2 - кришка; 3 - гвинт; 4 - ведома шестерня; 5 - ведуча шестерня; 6 - манжета; 7 - кульковий редукційний клапан; 8 - пружина редукційного клапана; 9 – пробка редукційного клапана; 10 – прокладка пробки; 11 – заглушка; А - порожнина розрідження; Б - порожнина нагнітання; В - виступи на ведучій шестірні; вид Г - зі знятою кришкою

Рисунок 2.4 – Масляний насос [9]

При перевірці на стенді редукційний клапан повинен спрацьовувати (перепускати масло в порожнину картера двигуна) при тиску 0,55...0,75 МПа. На двигуні під час перевірки тиску манометром, встановленим замість датчика тиску, редукційний клапан повинен спрацьовувати (з урахуванням втрат у магістралі) при тиску на манометрі не менше 0,45 МПа.

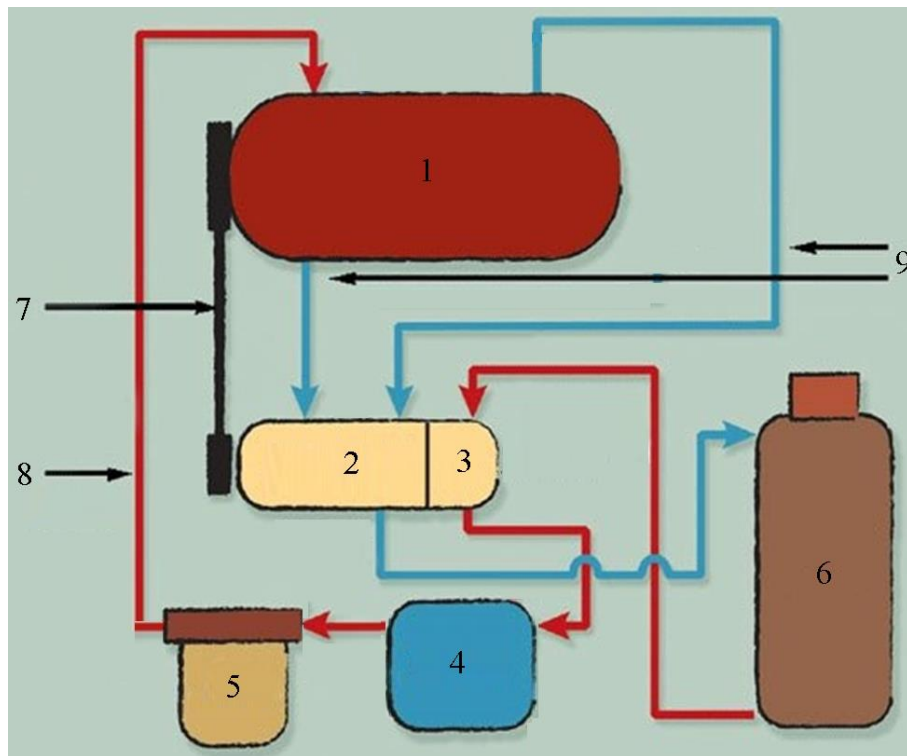
В систему мащення двигуна MeM3-317 заливається 3,45 л моторної оливи з класом в'язкості за класифікацією SAE: 5W30, 5W40, 10W30 або 10W40 і рівнем експлуатаційних властивостей за класифікацією API: SH, SJ, SL, SM [10].

2.3 Оснащення двигуна MeM3-317 системою мащення з сухим картером

Для автомобілів «багті» використовуються різні типи ДВЗ, зокрема, є перспективним використання двигуна MeM3-317. Оскільки автомобіль «багті» при їзді по пересіченій місцевості витримує значні знакозмінні прискорення, значні нахили кузова (і двигуна разом з ним), для забезпечення надійної безперебійної подачі масла необхідно встановити систему мащення з сухим картером.

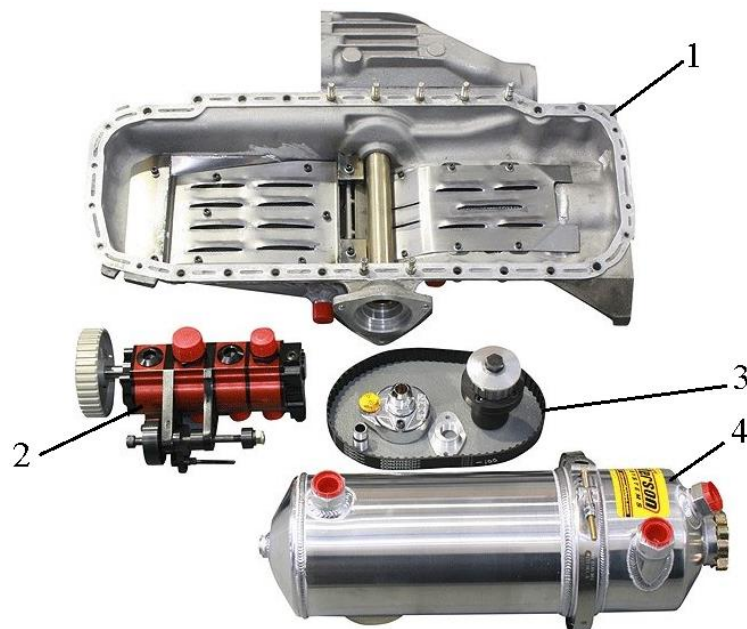
На рисунку 2.5 показано схему модернізації системи мащення для двигуна MeM3-317. Відповідно до схеми на рисунку 2.5, для забезпечення безперебійної подачі масла при будь-якому положенні автомобіля, пропонується на двигун MeM3-317 встановити 3-секційний масляний насос (одна секція – нагнітаюча, дві секції – відкачуючі); масляний бак; радіатор (оскільки двигун для багті працюватиме з великими навантаженнями при малій швидкості автомобіля, він потребуватиме додаткового охолодження); піддон картера зменшеної висоти. Перелічені елементи системи показано на рисунку 2.6. Встановлення системи з сухим картером дозволяє зменшити висоту двигуна на 86 мм.

Для підбору типу насосу необхідно виконати тепловий розрахунок двигуна, а після цього виконати гідравлічний розрахунок системи мащення двигуна.



1 – двигун; 2 – відкачуючі секції насоса; 3 – нагнітаюча секція насоса; 4 – радіатор; 5 – фільтр; 6 – масляний бак; 7 – привід насоса; 8 – магістраль високого тиску; 9 – відкачуючі маслопроводи

Рисунок 2.5 – Варіант схеми системи мащення з сухим картером [3]



1 – піддон картера; 2 – масляний насос; 3 – елементи приводу масляного насосу; 4 – масляний бак

Рисунок 2.6 – Комплект для оснащення 4-циліндрового двигуна системою мащення з сухим картером

Залежно від розміщення на автомобілі масляного насоса, масляного баку, радіатора, довжина трубопроводів може дуже відрізнятись. Тому необхідно вирішити задачу – дослідити вплив довжини трубопроводів на потрібні характеристики масляного насоса.

2.4 Методика гідравлічного розрахунку системи мащення ДВЗ

Складено гідравлічну схему двигуна (див. розділ 5.1). Гідравлічний розрахунок двигуна МеМЗ-317 виконуємо на основі модифікованої методики [8].

Ділянка трубопроводу, що сполучає канали до корінних шийок, вважається паралельним розгалуженням.

Тиск у каналах до корінних шийок визначається з рівняння Бернуллі для початкового та кінцевого перерізів при $V_{\text{нач}} = V_{\text{кон}}$, $Z_{\text{нач}} = Z_{\text{кон}}$, $P_{\text{нач}} = P_{\text{кон}}$.

Приймаємо тиск у піддоні картера рівним атмосферному тиску $P_a = 101300 \text{ Па}$.

Коефіцієнти тертя λ визначаються з умов руху рідини і зони шорховатості труб, вважаючи шорховатість труб $\Delta = 0,03 \text{ мм} = 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}$.

Параметр кінематичної в'язкості ν впливає на число Рейнольдса (як і швидкість V і діаметр d) і відповідно на коефіцієнт тертя λ .

Методику [8] модифіковано наступним чином:

- враховано витрату масла до головки циліндрів;
- враховано п'ять трубопроводів до корінних шийок (замість трьох);
- враховано, що центральна корінна шийка не сполучається з жодною шатунною шийкою;
- враховано різність діаметрів масляних каналів (в методиці [8] лише 3 трубопроводи різного діаметра).

За допомогою модифікованої методики можна дослідити вплив довжини та діаметра трубопроводів на характеристики масляного насоса.

2.5 Висновки за розділом

Визначено техніко-економічні показники бензинового 4-тактного двигуна МеМЗ-317. Двигун пропонується встановити на транспортний засіб типу «баггі», тому для забезпечення надійності подачі моторного масла при будь-яких положеннях двигуна в просторі необхідно встановити систему мащення з сухим картером.

Складено проект переобладнання системи мащення з мокрим картером на систему з сухим картером (рисунок 2.6). Поставлено задачу за результатами гідравлічного розрахунку системи мащення двигуна встановити параметри насоса для системи з сухим картером.

Далі необхідно провести тепловий розрахунок двигуна МеМЗ-317, після цього буде можливо визначити величину G_m (див. розділ 1.3), і тоді виконати розрахунок системи мащення з сухим картером. Це можна зробити використовуючи модифіковану методику згідно до схеми мащення двигуна МеМЗ-317.

3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА МЕМЗ-317 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

3.1 Вихідні дані до розрахунку

В розділі наведено результати теплового розрахунку (розрахунку робочого циклу) двигуна МЕМЗ-317, виконаного згідно методики [12]. Згідно до технічних характеристик двигуна приймаємо вихідні дані для розрахунку:

– потужність	$N_e = 56,6 \text{ кВт};$
– частота обертання валу	$n = 5400 \text{ хв}^{-1};$
– число циліндрів	$i = 4;$
– розташування циліндрів:	рядне;
– тиск повітря	$p_k = 101,3 \text{ кПа};$
– температура повітря	$T_o = 293 \text{ К};$
– ступінь стиснення	$\varepsilon = 9,8;$
– коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 0,88;$
– відношення ходу поршня до діаметра циліндра S/D	$= 0,948;$
– тактність	4-тактний
– вид палива	бензин.

3.2 Підготовка даних та проведення теплового розрахунку в програмі Engine Calculation

Теплота згорання палива $H_{uT} = 44 \text{ МДж/кг}.$

Показник процесу згорання вибирають на основі рекомендацій за емпіричними даними, для бензинових ДВЗ $m_1 = 3,2...4,0$ [12]. Приймаємо $m_1 = 3,7.$

Кількість циліндрів – 4.

Розташування циліндрів – рядне.

Діаметр циліндра $D = 0,0775$ м.

Площа поршня є площею плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра, і визначається за формулою

$$F_{\pi} = \frac{\pi}{4} D^2, \quad (3.1)$$

$$F_{\pi} = \frac{3.14}{4} 0.0775^2 = 0,00471 \text{ м}^2.$$

Радіус кривошипа $r_k = 0,0335$ м.

$$r_k = \frac{S}{2}, \quad (3.2)$$

$$r_k = \frac{0,0735}{2} = 0,03675.$$

Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна

$$\lambda_k = \frac{r_k}{L_{\text{ш}}} \quad (3.3)$$

є конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-шатунового механізму. Приймаємо $\lambda_k = 0,305$. Тоді довжина шатуна

$$L_{\text{ш}} = 0,03675 / 0,305 = 0,12 \text{ м.}$$

Площа теплообміну поршня F_{π}' залежить від конфігурації днища. Для бензинових ДВЗ $F_{\pi}' = (1,0 \dots 1,1) \cdot F_{\pi}$ [12]. Тоді

$$F_{\Pi}' = 1,1 \cdot F_{\Pi} = 1,1 \cdot 0,00471 = 0,00519 \text{ м}^2. \quad (3.4)$$

Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення. У бензинових ДВЗ $F_k = (1,1 \dots 1,3) \cdot F_{\Pi}$ [12]. Тоді

$$F_k = 1,2 \cdot F_{\Pi} = 1,2 \cdot 0,00471 = 0,00566 \text{ м}^2. \quad (3.5)$$

Об'єм камери стиснення розраховуємо за співвідношенням

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{3,14}{2} 0,0775^2 \cdot 0,03675 \cdot \frac{1}{9,8 - 1} = 0,0000394 \text{ м}^3. \quad (3.6)$$

Двигун атмосферний, тому $p_k = p_o = 101300 \text{ Па}$.

Температура повітря на вході в двигун $T_k = T_o = 293 \text{ К}$.

Кут початку згорання φ_c у бензинових ДВЗ залежить від кута випередження запалювання $\Delta\varphi_{оп}$

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} = 360 - 28 = 332^\circ \text{ п.к.в.}, \quad (3.7)$$

де $\Delta\varphi_{оп} = 10 \dots 35^\circ$ – величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання.

Кут кінця згорання пов'язаний з кутовою тривалістю згорання $\Delta\varphi_{сг}$, яка визначається в залежності від типу двигуна

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{сг} = 332 + 60 = 392^\circ \text{ п.к.в.}, \quad (3.8)$$

де $\Delta\varphi_{сг} = 40 \dots 60^\circ$ – для бензинових ДВЗ.

Кутова швидкість обертання кривошипа визначається від частоти обертання колінчатого валу n

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5400}{60} = 565,2 \text{ c}^{-1}. \quad (3.9)$$

Коефіцієнт надлишку повітря α на номінальному режимі: $\alpha = 0,88$.

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0.000347 \cdot 1.205 \cdot 0.763 = 0,0003186 \text{ кг/цикл}, \quad (3.10)$$

де щільність заряду на вході в циліндр визначається за формулою

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{101300}{287 \cdot 293} = 1,205 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (3.11)$$

коефіцієнт наповнення дорівнює

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}, \quad (3.12)$$

$$\eta_v = \frac{9,8}{9,8 - 1} \cdot \frac{101300 - 8104}{101300} \cdot \frac{293}{293 + 13 + 0,09 \cdot 970} = 0,763.$$

де $\Delta p_{\text{вп}}$ – втрата тиску на впуску

$$\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,08 \cdot 101300 = 8104 \text{ Па}; \quad (3.13)$$

$\Delta T = 13 \text{ К}$ – підігрів заряду на впуску для бензинових ДВЗ;

$\gamma = 0,09$ – коефіцієнт залишкових газів;

$T_r = 970 \text{ К}$ – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{0.0003186}{0,88 \cdot 14,96} = 0,0000242 \text{ кг/цикл.} \quad (3.14)$$

Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). Приймаю $T_w = 470 \text{ K}$.

Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 101300 - 8104 = 93196 \text{ Па.} \quad (3.15)$$

Початкова температура

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r) = \frac{1}{1 + 0,09} (293 + 13 + 0,09 \cdot 970) = 360,8 \text{ K.} \quad (3.16)$$

Початкова маса робочого тіла в циліндрі

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,09) \cdot 0,0003186 = 0,0003473 \text{ кг/цикл.} \quad (3.17)$$

Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{9,8}{9,8 - 1} \cdot 0,000347 = 0,0003859 \text{ м}^3. \quad (3.18)$$

Початкові параметри повинні задовольняти рівнянню стану, яке в даному випадку є контрольним:

$$\begin{aligned} P_a V_a &= R m_a T_a, \\ 93196 \cdot 0,0003859 &= 287 \cdot 0,0003473 \cdot 360,8, \\ 51,4482 &= 51,4628. \end{aligned} \quad (3.19)$$

Похибка цього рівняння складає 0,004 %.

Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси частин, що поступально рухаються і обертаються.

Приведена маса частин, що поступально рухаються, включає масу поршневого комплексу (поршня, пальця, кілець) і частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця:

$$m_A = [m'_n + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_{ш}] \cdot F_n, \quad (3.20)$$

$$m_A = [99 + 0,25 \cdot 145] \cdot 0,00471 = 0,619 \text{ кг},$$

де коефіцієнт 0,25 представляє частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця.

Величини m'_n і $m'_{ш}$ визначають на основі статистичних даних існуючих конструкцій ДВЗ та двигуна-прототипа.

Розрахунковий крок рівний $\Delta\varphi = 1^\circ$.

За розрахованими даними заповнюємо таблицю 3.1.

3.3 Контроль і аналіз результатів розрахунку

Результати теплового і динамічного розрахунку в комп'ютерній програмі Engine Calculation отримано у вигляді протоколів (додаток А). В цілях скорочення протокол подано з кроком запису 10° п.к.в.

Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску p , температури T , маси m , об'єму V) при різних кутах повороту кривошипа колінчатого валу (п.к.в.) φ .

Таблиця 3.1 – Початкові дані для теплового розрахунку двигуна MeM3-317 на номінальному режимі для програми Engine Calculation

№	Найменування величини	Численні величини	Позначення і одиниці виміру
I.	Код двигуна	0	Y
II.	Вид розрахунку	1	–
III.	Тип двигуна 1. Теплота згорання палива 2. Показник процесу згорання	44000000 3,7	$H_{\text{ут}}, \text{Дж/кг}$ m_1
IV.	Конструктивні дані 3. Кількість циліндрів 4. Рядний (1); V-подібний (0) 5. Діаметр циліндра 6. Площа поршня 7. Радіус кривошипа 8. Відношення $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{\text{ш}}}$ 9. Площа теплообміну поршня 10. Площа теплообміну кришки 11. Об'єм камери стиснення	4 1 0.0775 0,004715 0.03675 0.305 0,00519 0,00566 0,0000394	i – $D, \text{м}$ $F_{\text{п}}, \text{м}^2$ $r_k, \text{м}$ λ_k $F_{\text{п}}', \text{м}^2$ $F_k, \text{м}^2$ $V_c, \text{м}^3$
V.	Наддув 12. Тиск наддуву 13. Температура повітря	101300 293	$p_k, \text{Па}$ $T_k, \text{К}$
VI.	Регульовальні дані 14. Кут початку згорання 15. Кут кінця згорання	332 392	$\varphi_c, \text{град.}$ $\varphi_z, \text{град.}$
VII.	Режимні дані 16. Кутова швидкість валу 17. Коефіцієнт надлишку повітря 18. Циклова подача палива 19. Середня температура стінок	565,2 0,88 0,0000242 470	$\omega, \text{рад/с}$ α $\Delta m_{\text{тц}}, \text{кг/цикл}$ $T_w, \text{К}$
VIII.	Початкові умови 20. Тиск 21. Температура 22. Маса робочого тіла 23. Об'єм робочої порожнини	93196 360,8 0,0003473 0,0003859	$p_a, \text{Па}$ $T_a, \text{К}$ $m_a, \text{кг/цикл}$ $V_a, \text{м}^3$
IX.	Дані до динамічного розрахунку 24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	0,619	$m_A, \text{кг}$
X.	Розрахунковий крок	10	$\Delta\varphi, \text{град.}$

Магістрант  Клименко Є.В.

Керівник  Слинько Г.І.

У кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники:

- індикаторна робота $L_i = 408,216$ Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск $p_i = 1,178$ МПа;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,4613$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,2134$ кг/(кВт·год).

Контрольною величиною для оцінки результатів розрахунку є ефективна потужність двигуна, яка розраховується за формулою:

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 4 \cdot 408,216 \cdot \frac{5400}{2 \cdot 60} \cdot 0,78 = 57,31 \text{ кВт}, \quad (3.21)$$

де $\eta_m = 0,78$ – прийнятий механічний ККД двигуна.

Ефективну питому витрату палива розраховуємо за формулою

$$g_e = g_i / \eta_m = 0,2134 / 0,78 = 0,2736 \text{ кг/(кВт·год)}. \quad (3.22)$$

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,178 \cdot 0,78 = 0,919 \text{ МПа}. \quad (3.23)$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,4613 \cdot 0,78 = 0,360. \quad (3.24)$$

Розраховані похибки складають: за ефективною потужністю 1,3 %, за питомою витратою палива 0,1 % (у порівнянні з даними таблиці 2.1).

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна, є тиск і температура робочого тіла. У протоколі теплового розрахунку знаходимо величини максимального тиску $p_{\max} = 6,042$ МПа (при 376° п.к.в.) і максимальної температури $T_{\max} = 2996,9$ К

(при 376°C). Вони не перевищують максимально допустимі $p_{\text{доп}} = 8 \dots 10 \text{ МПа}$ і $T_{\text{доп}} = 3000 \dots 3200 \text{ К}$ [12], тобто забезпечується надійна тривала робота двигуна.

За даними протоколу теплового розрахунку побудовано згорнуту індикаторну діаграму для номінального режиму в системах координат $p(V)$ і $T(V)$ (рисунок 3.1).

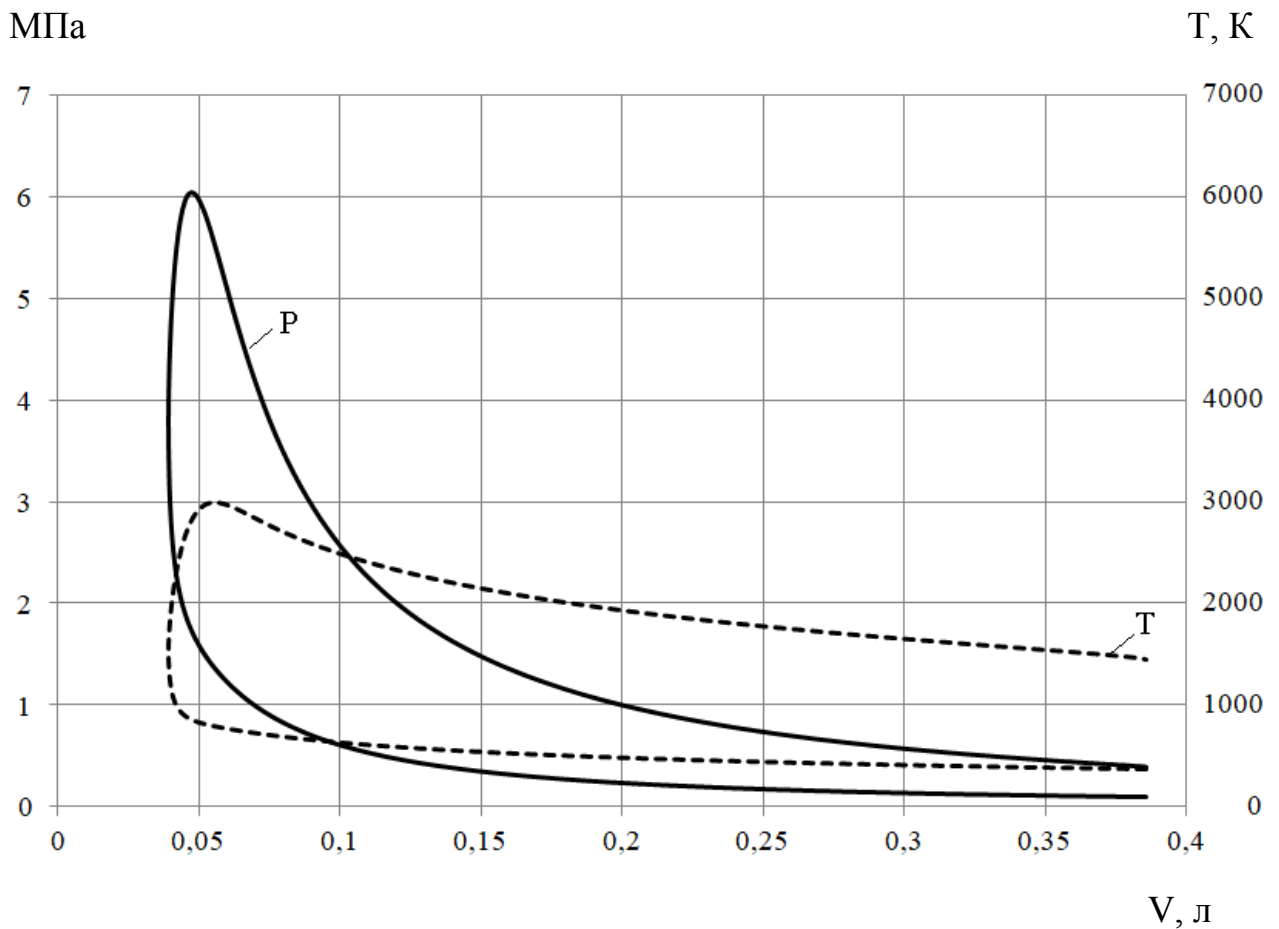


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма тиску $p(V)$ і температури $T(V)$ двигуна МеМЗ-317 на номінальному режимі

3.4 Висновки за розділом

Отримані індикаторні показники відповідають відповідним показникам ДВЗ аналогічних конструкцій, а також вимогам [12]. Розраховані ефективні показники двигуна МЕМЗ-317 на номінальному режимі: ефективна потужність $N_e = 57,13$ кВт; ефективна питома витрата палива $g_e = 0,2736$ кг/(кВт·год); середній ефективний тиск $p_e = 0,919$ МПа; ефективний ККД $\eta_e = 0,360$. Розраховані ефективні показники відрізняються від нормативних величин не більше, ніж на 1,3 %, що свідчить про правильність розрахунку.

4 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА МЕМЗ-317 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

4.1 Визначення сил, що діють в кривошипно-шатунному механізмі

Динамічний розрахунок двигуна виконують з метою визначення сил та моментів, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму (КШМ) [6]. Таблиця вихідних даних теплового розрахунку (див. табл. 3.1) містить величину m_A – наведену масу поступально рухомих частин, яка використовується при розрахунку сумарної сили P_p , що діє на поршень.

Протокол динамічного розрахунку (таблиця А.2, додаток А) містить запис основних сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (див. рис. 4.1):

- на поршень – осьова сила P_p і бічна сила N ;
 - на шатун – сила S ;
 - на кривошип – тангенціальна сила T і нормальна сила K ;
- і крутного моменту M на кривошипі від одного циліндра.

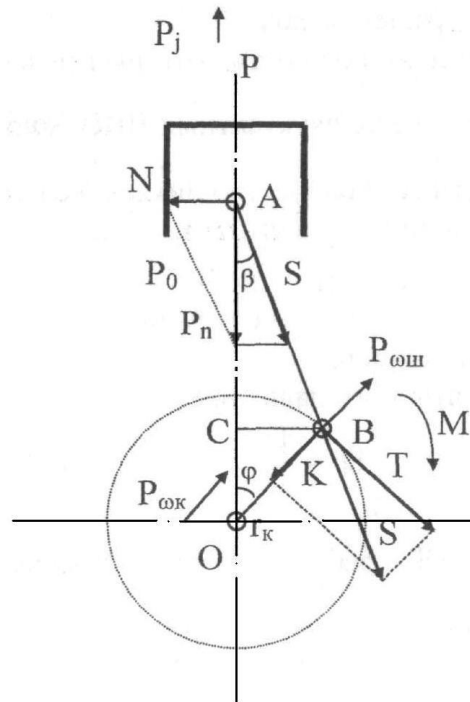


Рисунок 4.1 – Схема дії сил в кривошипно-шатунному механізмі [12]

У протоколі динамічного розрахунку результати записані в діапазоні зміни кута повороту валу $\varphi = 0 \dots 720^\circ$ з кроком запису $\Delta\varphi = 20^\circ$ ПКВ.

За результатами динамічного розрахунку будуюмо діаграми залежностей осьової сили на поршень P_p , бічної сили на поршень N і сили на шатун S , нормальної сили на кривошип K і на тангенціальної сили на кривошип T від кута повороту кривошипа φ (рисунки 4.2, 4.3).

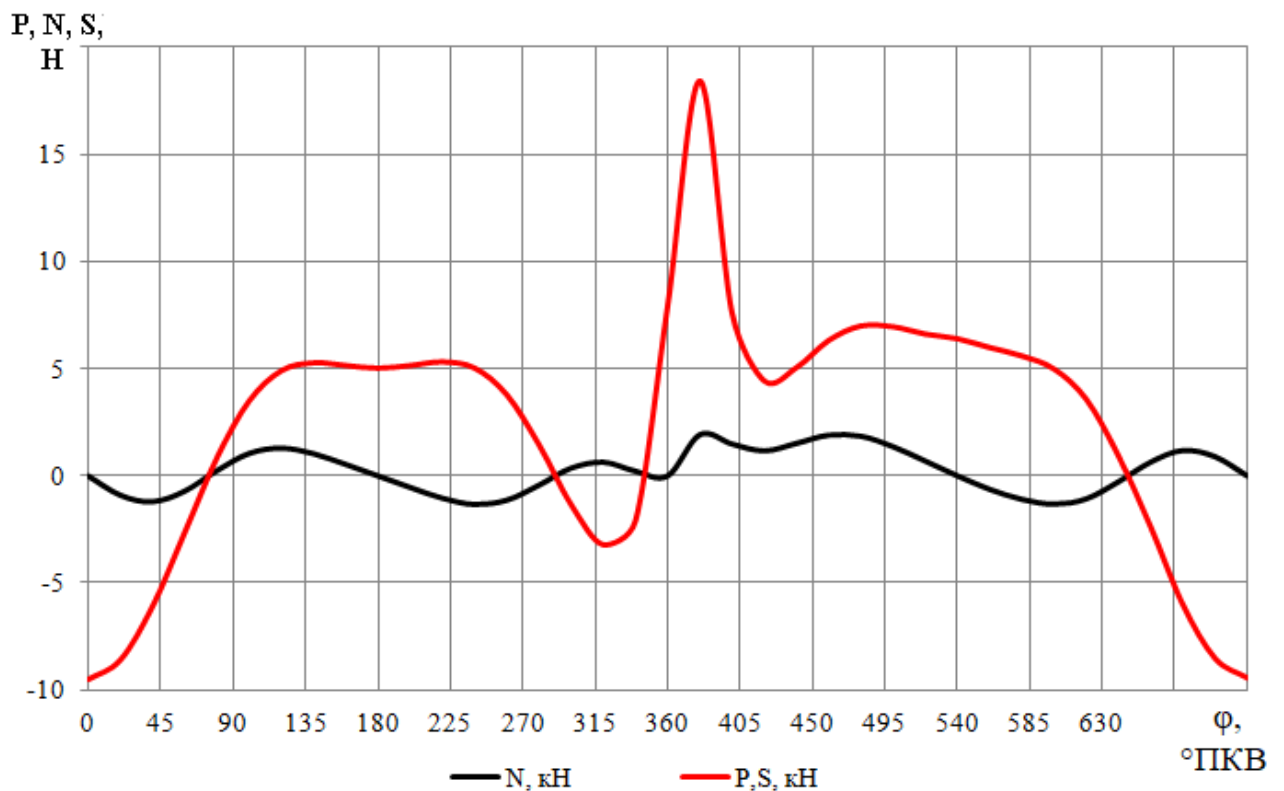


Рисунок 4.2 – Діаграма осьової сили на поршень P_p , бічної сили на поршень N і сили на шатун S від кута повороту кривошипа φ

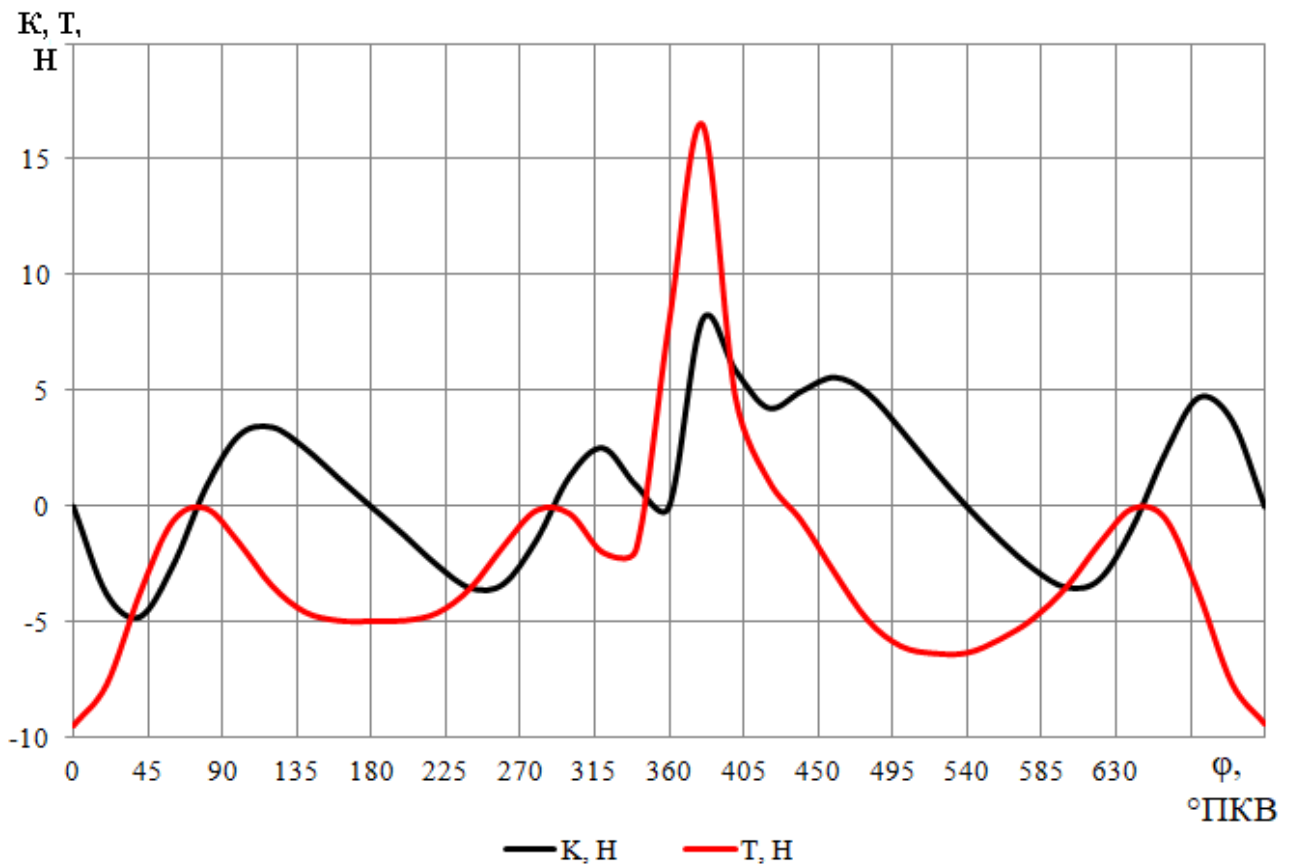


Рисунок 4.3 – Діаграма нормальної сили на кривошип K і на тангенціальній силі на кривошип T від кута повороту кривошипа ϕ

4.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

Для спрощення динамічного розрахунку двигуна дійсний КШМ замінюється динамічно еквівалентною системою зосереджених мас [6].

Маса поршневої групи:

$$m_n = m'_n \cdot F_n = 99 \cdot 0,00471 = 0.466 \text{ кг}, \quad (4.1)$$

де $m'_n = m_n / F_n = 70 \dots 150 \text{ кг/м}^2$ для автомобільних двигунів, приймаємо $m'_n = 99 \text{ кг/м}^2$;

F_n – площа поршня, м^2 .

Маса шатуна:

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_n = 145 \cdot 0.00471 = 0.683 \text{ кг}, \quad (4.2)$$

де $m'_{\text{ш}} = m_{\text{ш}} / F_n = 120 \dots 200 \text{ кг/м}^2$ для автомобільних двигунів. Приймаємо $m'_{\text{ш}} = 145 \text{ кг/м}^2$.

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця

$$m_{\text{шп}} = 0,25 \cdot m_{\text{ш}} = 0,25 \cdot 0.683 = 0.171 \text{ кг}. \quad (4.3)$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа

$$m_{\text{шк}} = 0,75 m_{\text{ш}} = 0,75 \cdot 0.683 = 0.512 \text{ кг}. \quad (4.4)$$

Маса неврівноважених частин одного коліна валу без противаг

$$m_{\text{к}} = m'_{\text{к}} \cdot F_n = 80 \cdot 0.00471 = 0.377 \text{ кг}, \quad (4.5)$$

де $m_{\text{к}}$ приймається за прототипом: $m'_{\text{к}} = 80 \text{ кг/м}^2$.

Маси, які здійснюють зворотно-поступальний рух:

$$m_j = m_n + m_{\text{шп}} = 0.466 + 0.171 = 0.637 \text{ кг}. \quad (4.6)$$

Маси, які здійснюють обертальний рух:

$$m_R = m_{\text{к}} + m_{\text{шк}} = 0.377 + 0.512 = 0.889 \text{ кг}. \quad (4.7)$$

4.3 Сили інерції обертових мас

Сили інерції, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, відповідно до характеру руху наведених мас підрозділяють на сили поступально рухомих мас P_j і відцентрові сили інерції обертових мас K_R

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2 = -0,889 \cdot 0,0368 \cdot 565,2^2 = -10451,1 \text{ Н}, \quad (4.8)$$

де m_R – маси, які вчиняють обертальний рух, кг;

r_k – радіус кривошипа, м;

ω – кутова швидкість колінчастого вала, с^{-1}

Відцентрова сила інерції K_R є результуючої двох сил:

– сили інерції обертових мас шатуна:

$$K_{RШ} = -m_{шк} \cdot R \cdot \omega^2 = -0,512 \cdot 0,0368 \cdot 565,2^2 = -6021,5 \text{ Н}; \quad (4.9)$$

– сили інерції обертових мас кривошипа:

$$K_{Rк} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2 = -0,377 \cdot 0,0368 \cdot 565,2^2 = -4429,6 \text{ Н} \quad (4.10)$$

Знаючи функції $K(\varphi)$, $T(\varphi)$ і величини $K_{RШ}$ і $K_{Rк}$, можна побудувати полярні діаграми сил на шатунні $R_{шш}$ і корінні $R_{кш}$ шийки колінчастого валу, а також розгорнуті діаграми сил на ці шийки.

4.4 Сили, що діють на шатунну і корінну шийки колінчастого валу

Розрахунок сил, діючих на шатунну та корінну шийки, здійснюємо для кута $\varphi = 120^\circ$ ПКВ. Значення сил T і K при $\varphi = 120^\circ$ ПКВ визначаємо з таблиці А.2 (протокол А).

Результуюча сила, що діє на шатунну шийку:

$$R_{\text{шш}} = \sqrt{T^2 + P_K^2}, \quad (4.11)$$

$$R_{\text{шш}} = \sqrt{3429,3^2 + 2554,2^2} = 4276,0 \text{ Н},$$

де T – тангенціальна сила, що діє на кривошип, Н;

P_K – сила, що діє на шатунну шийку по кривошипа, Н.

$$P_K = K - K_{\text{рш}}, \quad (4.12)$$

$$P_K = -3467,3 - 6021,5 = 2554,2 \text{ Н}.$$

де K – нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі, Н;

$K_{\text{рш}}$ – сили інерції обертових мас шатуна, Н.

Результуюча сила, що діє на коліно валу:

$$R_K = \sqrt{T^2 + K_{\text{рк}}^2}, \quad (4.13)$$

$$R_K = \sqrt{3429,3^2 + 6983,8^2} = 7780,3 \text{ Н}.$$

де $K_{\text{рк}}$ – сила, що діє на коліно валу по кривошипа, Н;

$$K_{\text{рк}} = K - K_R = -3467,3 - (-10451,1) = 6983,8 \text{ Н}. \quad (4.14)$$

Всі інші значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу φ наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу

φ, °ПКВ	Повні сили, Н					
	К	Т	Рк	R _{шш}	Крк	R _к
0	-9521,6	0,0	-3500,1	3500,1	929,5	929,5
20	-7741	-3773,5	-1719,5	4146,8	2710,1	4645,8
40	-3818,8	-4767,62	2202,8	5251,9	6632,4	8168,1
60	-673,75	-2571,06	5347,8	5933,7	9777,4	10109,7
80	-106,81	813,558	5914,7	5970,4	10344,3	10376,2
100	-1599,6	3075,4	4421,9	5386,2	8851,5	9370,6
120	-3467,3	3429,27	2554,2	4276,0	6983,8	7780,3
140	-4601,4	2518,53	1420,2	2891,3	5849,8	6368,9
160	-4968,2	1239,83	1053,3	1626,9	5482,9	5621,4
180	-4998,5	0,0	1023,0	1023,0	5452,6	5452,6
200	-4967,3	-1239,61	1054,2	1627,3	5483,8	5622,2
220	-4636,4	-2537,72	1385,1	2891,1	5814,7	6344,3
240	-3556,1	-3517,1	2465,4	4295,2	6895,0	7740,2
260	-1732,8	-3331,64	4288,7	5430,7	8718,3	9333,2
280	-186,23	-1418,46	5835,3	6005,2	10264,9	10362,4
300	-347,41	1325,72	5674,1	5826,9	10103,7	10190,3
320	-2024,6	2527,6	3997,0	4729,1	8426,6	8797,5
340	-1899,9	926,146	4121,6	4224,4	8551,2	8601,2
360	7929,5	0,0	13951,0	13951,0	18380,6	18380,6
380	16526	8055,78	22547,2	23943,1	26976,8	28153,9
400	4721,1	5894,12	10742,6	12253,3	15172,2	16276,8
420	1115,4	4256,28	7136,9	8309,7	11566,5	12324,7
440	-654,05	4981,72	5367,4	7323,0	9797,0	10990,9
460	-2901,2	5578,05	3120,3	6391,5	7549,9	9387,0
480	-4950,2	4895,91	1071,3	5011,8	5500,9	7364,1
500	-6074,2	3324,7	-52,7	3325,1	4376,9	5496,4
520	-6388,7	1594,33	-367,2	1636,1	4062,4	4364,1
540	-6367,3	0,0	-345,8	345,8	4083,8	4083,8
560	-5780,9	-1442,66	240,6	1462,6	4670,2	4887,9
580	-4879,8	-2670,93	1141,7	2904,7	5571,3	6178,5
600	-3523,6	-3484,99	2497,9	4287,7	6927,5	7754,7
620	-1636,5	-3146,48	4385,0	5397,1	8814,6	9359,3
640	-117,24	-892,997	5904,3	5971,4	10333,9	10372,4
660	-560,78	2330,71	5460,7	5937,3	9890,3	10161,2
680	-3770	4706,79	2251,5	5217,6	6681,1	8172,5
700	-7672	3739,83	-1650,5	4087,8	2779,2	4659,4
720	-9521,6	0,0	-3500,1	3500,1	929,5	929,5

Графічна побудова сили $R_{\text{шн}}$ в залежності від кута повороту кривошипа здійснюється у вигляді полярної діаграми (рисунок 4.4) з полюсом в точці $O_{\text{ш}}$. Для отримання полярної діаграми кінці результуючих сил $R_{\text{шн}}$ з'єднують послідовно в порядку наростання кутів плавною кривою.

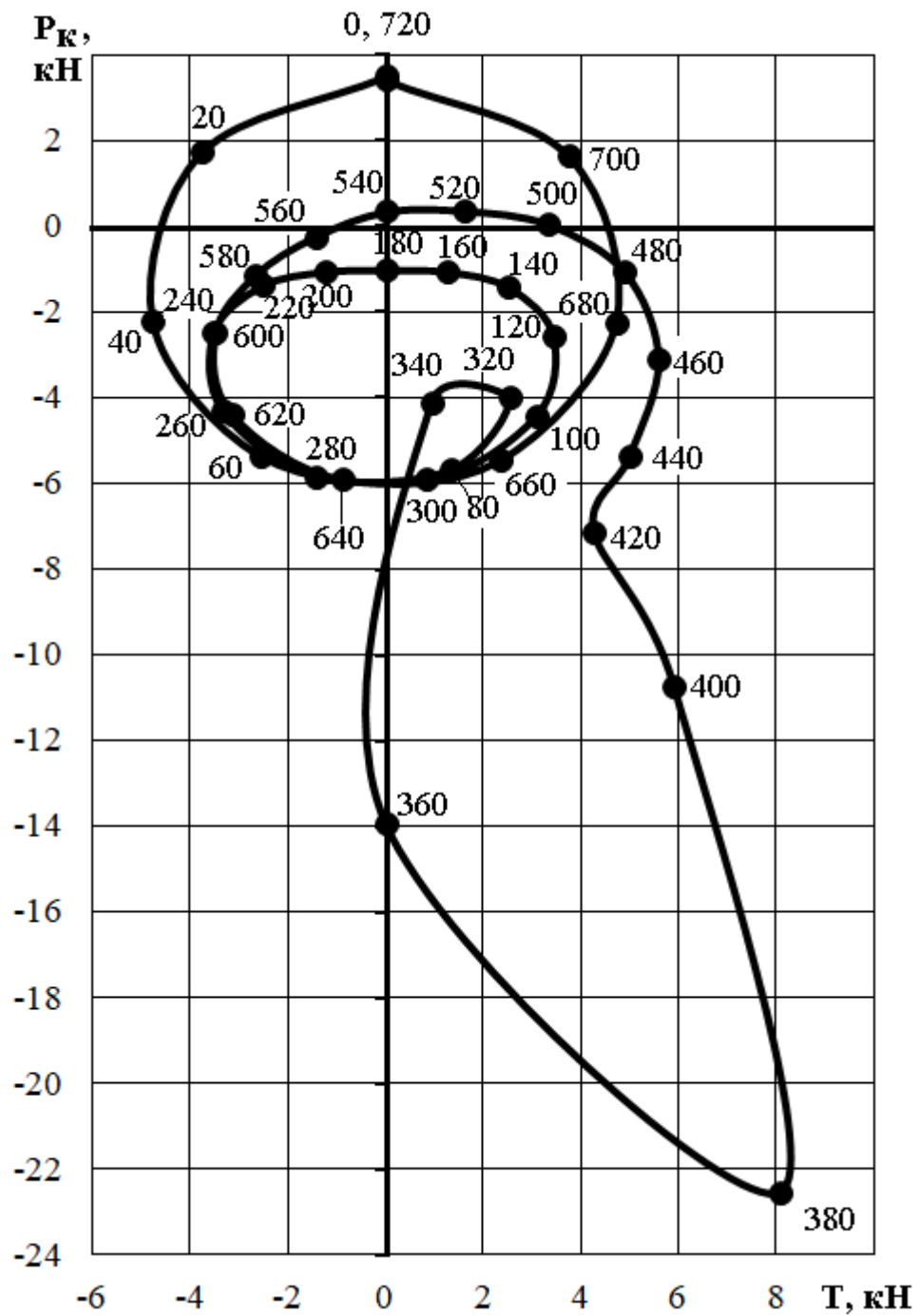


Рисунок 4.4 – Сили, що діють на шатунну шийку (полярна діаграма)

Для визначення середньої результуючої сили за цикл $R_{\text{шш.ср}}$, а також її максимального $R_{\text{шш.мах}}$ і мінімального $R_{\text{шш.мін}}$ значень полярну діаграму перебудовують в прямокутні координати в функції кута повороту колінчастого валу (рисунок 4.5). За розгорнутою діаграмою $R_{\text{шш}}$ визначають:

$$R_{\text{шш.мах}} = 23943,1 \text{ Н (при } \varphi = 380^\circ \text{ ПКВ);}$$

$$R_{\text{шш.мін}} = 145,8 \text{ Н (при } \varphi = 540^\circ \text{ ПКВ);}$$

$$R_{\text{шш.ср}} = 5355,3 \text{ Н.}$$

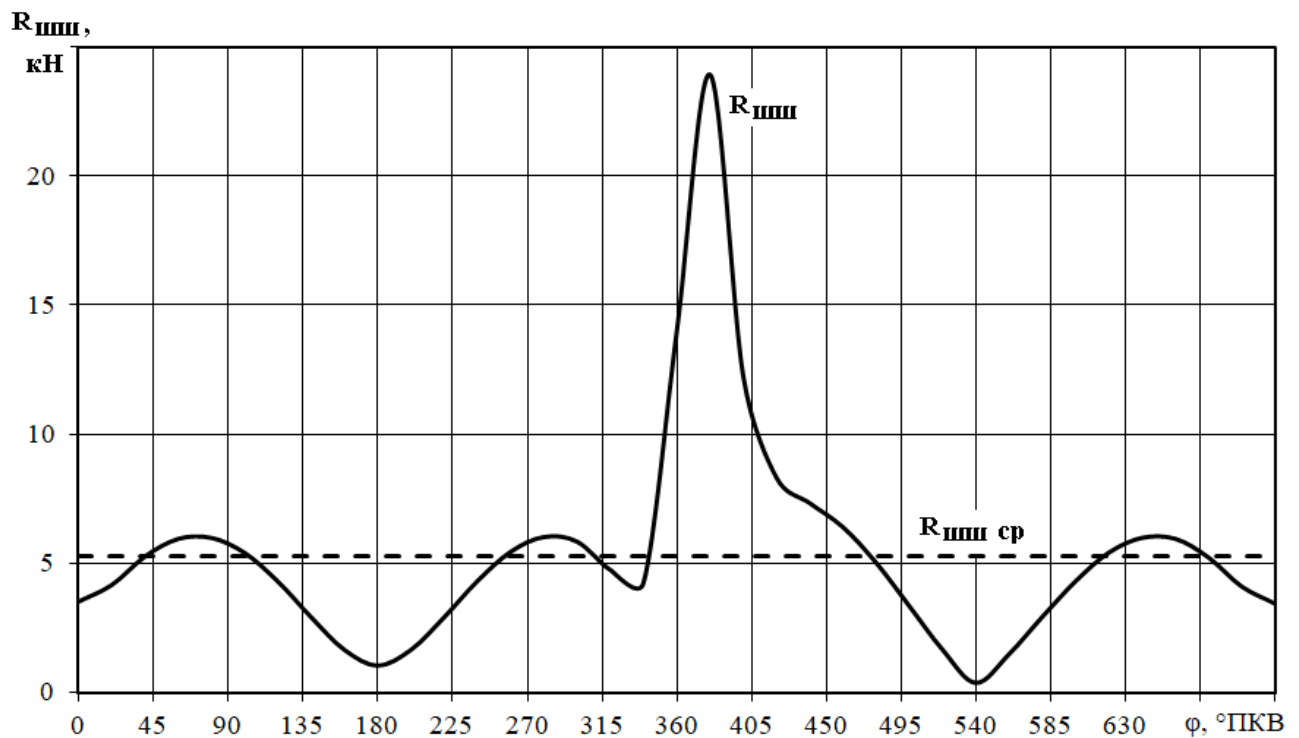


Рисунок 4.5 – Діаграма навантаження на шатунну шийку

Визначимо сили, що діють на корінні шийки. Колінчастий вал двигуна, що розраховується, п'ятипорний. Тоді сила, що діє на першу корінну шийку при $\varphi = 120^\circ$:

$$R_{\text{кш1}} = 0,5 \cdot R_{\text{к1}} = 0,5 \cdot 7780,3 = 3890,2 \text{ Н.} \quad (4.15)$$

Сила, що діє на другу корінну шийку:

$$R_{\text{кш}2} = R_{\text{кш}1} / 2 = 3890,2 / 2 = 1945,1 \text{ Н.} \quad (4.16)$$

Всі інші значення сил, що діють на 1-шу і 2-гу корінну шийку при різних кутах повороту колінчастого валу φ , наведені в таблиці 4.2.

Діаграма корінної шийки $R_{\text{кш}}$, перебудована в прямокутних координатах, представлена на рисунку 4.6.

З цієї діаграми визначаємо:

$$R_{\text{кш.max}} = 14077,0 \text{ Н (при } \varphi = 380^\circ \text{ ПКВ);}$$

$$R_{\text{кш.min}} = 464,8 \text{ Н (при } \varphi = 0^\circ \text{ ПКВ);}$$

$$R_{\text{кш.ср}} = 4363,7 \text{ Н.}$$

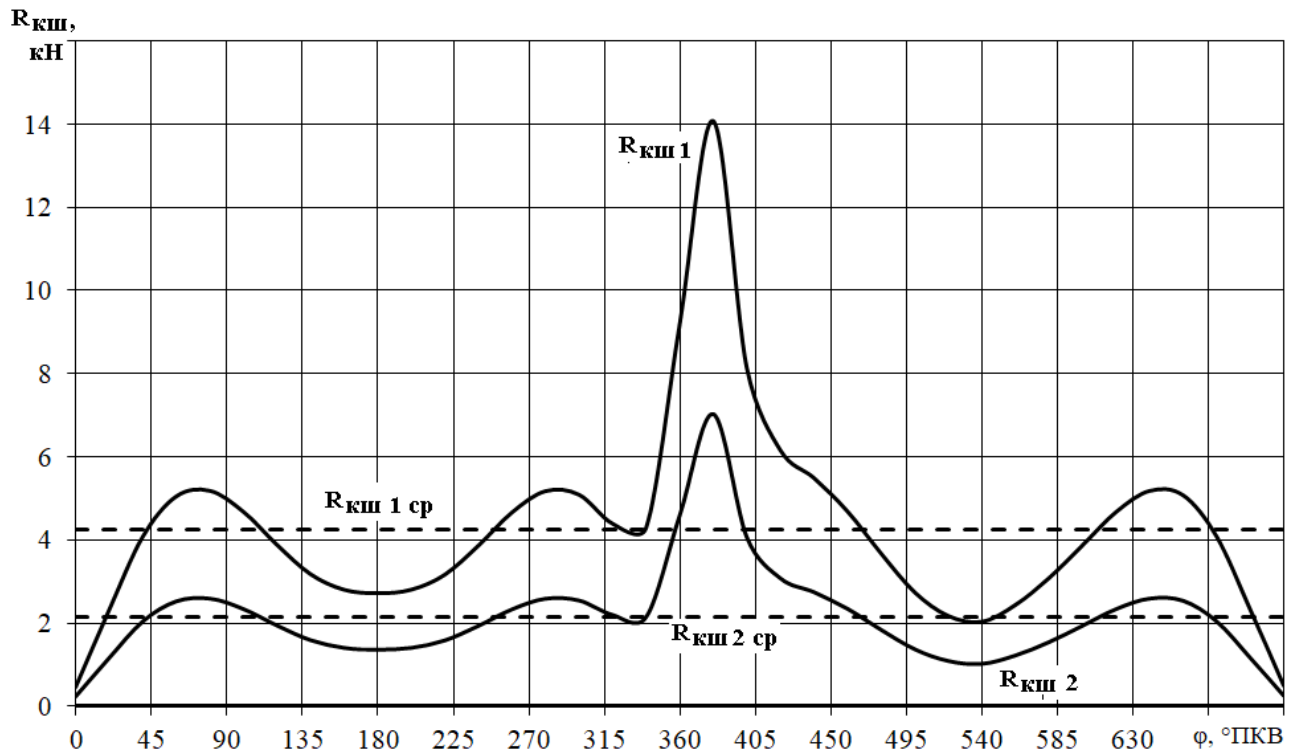


Рисунок 4.6 – Діаграма навантаження на 1-шу і 2-гу корінну шийки

Таблиця 4.2 – Значення сил, що діють на 1-шу і 2-гу корінні шийки при різних кутах повороту колінчастого валу

φ, °ПКВ	1-ша корінна шийка	2-га корінна шийка
	$R_{кш1}$, Н	$R_{кш2}$, Н
0	464,8	232,4
20	2322,9	1161,5
40	4084,1	2042,0
60	5054,9	2527,4
80	5188,1	2594,1
100	4685,3	2342,6
120	3890,2	1945,1
140	3184,4	1592,2
160	2810,7	1405,3
180	2726,3	1363,1
200	2811,1	1405,5
220	3172,2	1586,1
240	3870,1	1935,1
260	4666,6	2333,3
280	5181,2	2590,6
300	5095,1	2547,6
320	4398,7	2199,4
340	4300,6	2150,3
360	9190,3	4595,1
380	14077,0	7038,5
400	8138,4	4069,2
420	6162,4	3081,2
440	5495,4	2747,7
460	4693,5	2346,7
480	3682,1	1841,0
500	2748,2	1374,1
520	2182,0	1091,0
540	2041,9	1021,0
560	2444,0	1222,0
580	3089,2	1544,6
600	3877,3	1938,7
620	4679,7	2339,8
640	5186,2	2593,1
660	5080,6	2540,3
680	4086,3	2043,1
700	2329,7	1164,8
720	464,8	232,4

4.5 Моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі

В протоколі динамічного розрахунку (таблиця А.2, додаток А) наведено значення індикаторного крутного моменту для $\varphi = 0 \dots 720^\circ$ ПКВ для одного циліндра. Будуємо діаграму (рисунок 4.7) та знаходимо середнє значення індикаторного крутного моменту 1-го циліндра: $M_{i\text{cp}} = 32,053 \text{ Н}\cdot\text{м}$ та всього двигуна (рисунок 4.8).

Розраховуємо середній ефективний крутний момент:

$$M_{\text{еcp}} = i \cdot M_{i1\text{cp}} \cdot \eta_{\text{м}} = 4 \cdot 31,053 \cdot 0,78 = 96,89 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (4.17)$$

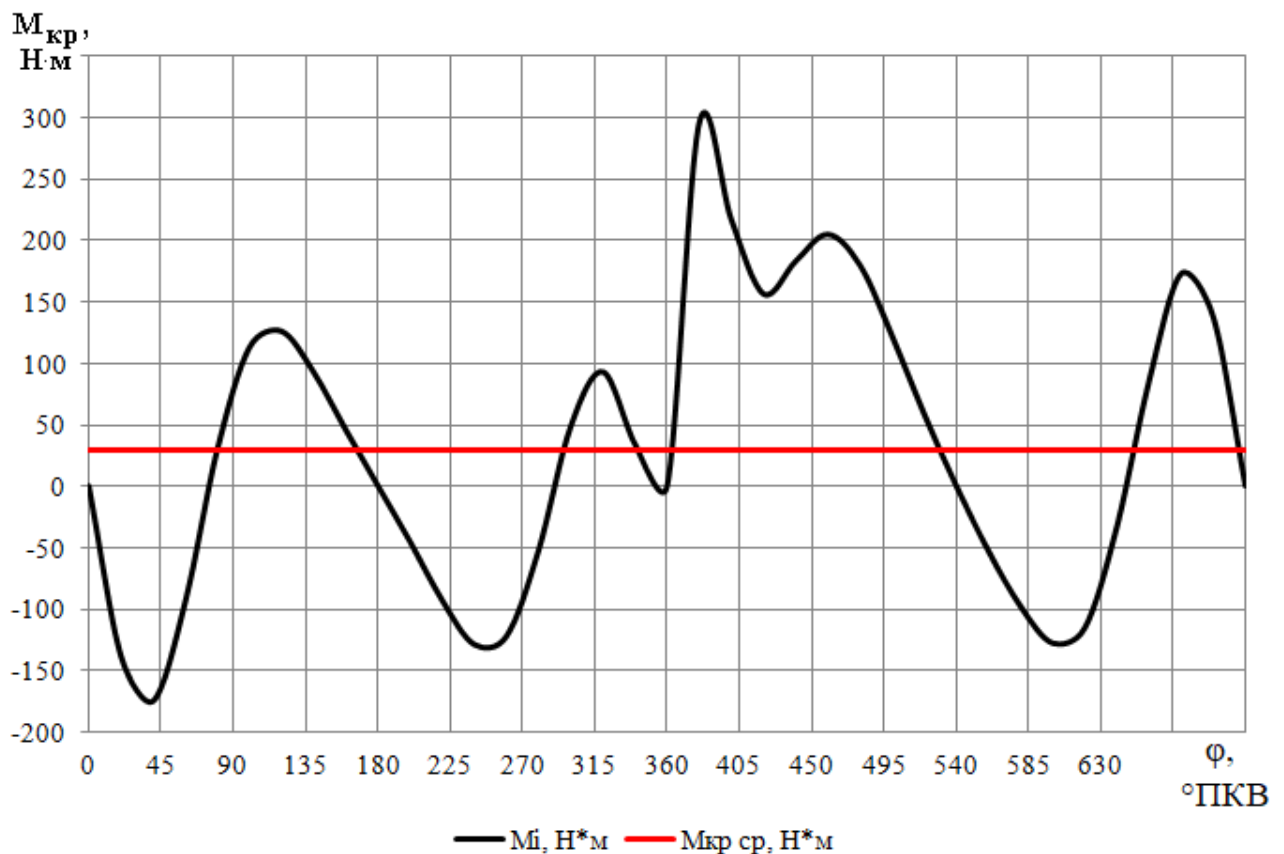


Рисунок 4.7 – Діаграма сумарного індикаторного крутного моменту 1-го циліндра

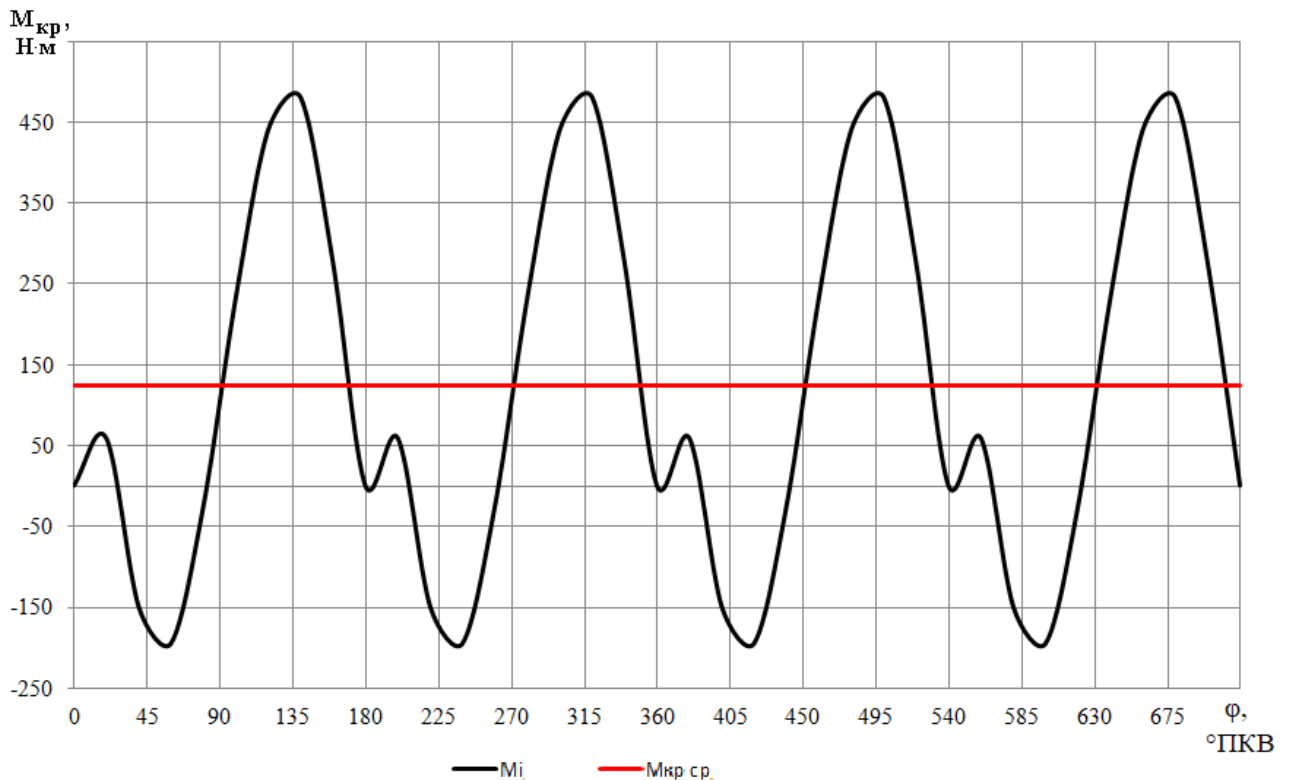


Рисунок 4.8 – Діаграма сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна

4.6 Висновки за розділом

Для динамічного розрахунку двигуна всі елементи кривошипно-шатунного механізму замінено системою еквівалентних мас. Визначено значення сил, що діють на поршень, поршневий палець, шатун, кривошип.

Розраховані сили, що діють на шатунну і корінну шийки колінчастого валу, знайдено їх середні та максимальні значення. Визначено середній ефективний крутний момент двигуна MeMЗ-317 на номінальному режимі.

Величину середнього індикаторного моменту використовують для контролю правильності теплового і динамічного розрахунку.

Знаючи ефективну потужність двигуна, можна знайти середній момент на валу

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} \quad (4.18)$$

$$M_e = \frac{56,6 \cdot 10^3}{565,2} = 100,14 \text{ Нм.}$$

З іншого боку середній момент на валу визначається з динамічного розрахунку з урахуванням механічних втрат (формула 4.17)

Величини M_e , знайдені за формулами 4.17 і 4.18, мають бути однакові (допустима похибка не більше 10 % [12]). Похибка складає 3,35 %, тобто розрахунок виконано вірно.

Результати динамічного розрахунку, а саме значення сил та моментів в зоні корінних та шатунних шийок, можуть бути використані для визначення умов мащення деталей «шийка–підшипник».

5 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПОДАЧІ МАСЛА ДВИГУНА МЕМЗ-317

5.1 Складання гідравлічної схеми системи мащення двигуна

Використовуючи креслення двигуна, схему мащення (рисунок 2.2) і результати натурних вимірювань, проведених на кафедрі «Двигуни внутрішнього згорання» НУ «Запорізька політехніка», складено гідравлічну схему системи мащення двигуна МЕМЗ-317 (рисунок 5.1). Схема представляє собою розгалужений трубопровід. Основні елементи позначено відповідно до вимог [13]. На схемі показано довжини всіх відрізків трубопроводу, їх діаметри, місцеві опори (втрати) – фільтри грубої і тонкої очистки, повороти, дроселювання.

За розробленою гідравлічною схемою визначено характер потоку рідини, її швидкість, втрати тиску місцеві та по довжині. На основі цих даних розраховано потужність масляного насосу, розроблено рекомендації щодо переобладнання двигуна МЕМЗ-317 на систему мащення з сухим картером.

Для виконання гідравлічного розрахунку повну схему на рисунку 5.1 спрощено (див. рис. 5.2), позначені основні точки та ділянки.

5.2 Розрахунок основних параметрів системи мащення

До основних параметрів системи мащення відносять:

- об'єм масла в системі мащення;
- циркуляційна витрата масла в системі мащення;
- тиск масла на вході в двигун та перед парами тертя.



Об'єм масла в системі мащення 3,45 л (див. розділ 2.2). Інші два параметри потребують розрахунку.

Циркуляційна витрата масла в системі мащення G_m визначається кількістю тепла, відведеного маслом від деталей двигуна q і перепадами масла ΔT на виході з двигуна і на вході до нього [1, 14]

$$G_m = \frac{\xi \cdot N_e \cdot q}{\Delta T \cdot c_m} = \frac{1,5 \cdot 56,6 \cdot 200}{5 \cdot 1,9} = 1787,4 \text{ кг/год}, \quad (5.1)$$

де ξ – коефіцієнт запасу, що враховує навантаження двигуна і збільшення зазорів при зношуванні, на різних ДВЗ $\xi = 1,5 \dots 3,5$;

q – питома кількість тепла, відведеного в масло; для бензинових та газових двигунів $q = 170 \dots 290 \text{ кДж/(кВт} \cdot \text{год)}$;

N_e – номінальна ефективна потужність двигуна, кВт;

ΔT – перепад температури масла на виході з двигуна і на вході до нього (для автомобільних ДВЗ $\Delta T = 5 \dots 25 \text{ К}$ в залежності від типу охолодження масла);

$c_m = 1,7 \dots 2,1 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність масла.

Приймаючи густину масла $\rho_m = 0,86 \text{ кг/дм}^3$ (при $100 \text{ }^\circ\text{C}$) [15] розраховуємо об'ємну циркуляційну витрату масла

$$G'_m = \frac{G_m \cdot \rho_m}{60} = \frac{1787,4 \cdot 0,86}{60} = 27,2 \text{ л/хв} = 453 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}. \quad (5.2)$$

Отримані величини G_m , G'_m добре корелюються з відомими даними для інших бензинових ДВЗ [1, 8, 14].

5.3 Вихідні дані для розрахунку

Задача – розрахувати потрібну потужність (подачу і тиск) масляного насосу двигуна MeM3-317 з системою мащення з мокрим картером (рисунок 5.1).

З огляду на характер діаграм навантаження на корінну та шатунну шийку (див. розділ 4) та параметрів каналів у шийках, приймаємо, що об'ємна витрата рідини через зазори у всіх корінних та шатунних шийках рівні, позначимо цю величину Q_0 .

Витрату рідини, що подається до головки циліндрів для змащування деталей механізму газорозподілу, приймаємо як $Q_1 = 0,5 \cdot Q_0$.

У двигуна MeM3-317 5 корінних підшипників і 4 шатунних підшипника, тому буде справедливим рівняння

$$G_m = 9,5 \cdot Q_0, \quad (5.3)$$

звідки

$$Q_0 = G_m / 9,5 = 453 \cdot 10^{-6} / 9,5 = 47,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Тиск в картері – атмосферний, $P_a = 101300 \text{ Па}$.

Приймаємо, що тиск масла в системі мащення не перевищує тиску 0,55...0,75 МПа, при перевищенні якого частина масла має скидуватись в картер редукційним клапаном. Приймаємо Втрати тиску в підшипнику $\Delta P_{\pi} = 550 \text{ кПа}$.

Рідина – масло, що характеризується густиною $\rho_m = 0,86 \text{ кг/дм}^3$ і в'язкістю $\nu = 10,4 \text{ мм}^2/\text{с} = 10,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ (при 100 °С) [16].

Коефіцієнти місцевих втрат:

– коефіцієнт місцевого опору фільтра $\xi_{\phi} = 8 \dots 12$ [8], приймаю $\xi_{\phi} = 10$;

- коефіцієнт місцевого опору редукційного клапана $\xi_p = 3 \dots 7$ [8],
приймаю $\xi_p = 5$;
- коефіцієнт місцевого опору від звуження потоку з 5 мм до 2,5 мм,
розраховуємо згідно [17]

$$\xi_{зв} = 0,5 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \right) = 0,5 \cdot \left(1 - \left(\frac{0,0025}{0,005} \right)^2 \right) = 0,4. \quad (5.4)$$

Втратами тиску на поворотах трубопроводів нехтуємо.

5.4 Розрахунок системи подачі масла і визначення потужності масляного насосу

Розрахунок виконуємо відповідно до гідравлічної схеми (рисунок 5.1) за модифікованою методикою [8] (див. розділ 2.4).

5.4.1 Ділянка до механізму газорозподілу

Швидкість руху рідини в трубопроводі 1

$$V_1 = \frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 23,8 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 0,005^2} = 0,953 \text{ м/с}. \quad (5.5)$$

де витрата рідини

$$Q_1 = 0,5 \cdot Q_0 = 0,5 \cdot 47,6 \cdot 10^{-6} = 23,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}. \quad (5.6)$$

Ділянка трубопроводу 1 від головної масляної магістралі до механізму газорозподілу (ГРМ) складається з трьох трубопроводів різного діаметра (2,5 мм; 5 мм; 10 мм) і місцевого опору – звуження потоку.

Число Рейнольдса в трубопроводах до ГРМ

$$Re_1 = \frac{V_1 \cdot d_1}{\nu}, \quad (5.7)$$

$$Re_1' = \frac{0,953 \cdot 0,005}{10,4 \cdot 10^{-6}} = 458,129.$$

$$Re_1'' = \frac{0,953 \cdot 0,0025}{10,4 \cdot 10^{-6}} = 229,065.$$

$$Re_1''' = \frac{0,953 \cdot 0,01}{10,4 \cdot 10^{-6}} = 916,258.$$

Коефіцієнт тертя трубопроводу 1:

– при $Re < 2320$

$$\lambda_1 = 64/Re_1, \quad (5.8)$$

$$\lambda_1' = 64/458,129 = 0,1397;$$

$$\lambda_1'' = 64/229,065 = 0,2794;$$

$$\lambda_1''' = 64/916,258 = 0,0698;$$

Тиск втрат ΔP_1 на ділянці 1

$$\Delta P_1 = \left(\lambda_1' \frac{L_1'}{d_1'} + \lambda_1'' \frac{L_1''}{d_1''} + \lambda_1''' \frac{L_1'''}{d_1'''} + \xi_{3\text{в}} \right) \cdot \frac{\rho \cdot V_1}{2}, \quad (5.9)$$

$$\Delta P_1 = \left(0,1397 \frac{0,357}{0,005} + 0,2794 \frac{0,072}{0,0025} + 0,0698 \frac{0,343}{0,01} + 0,4 \right) \cdot \frac{860 \cdot 0,953}{2} = 8518,9 \text{ Па},$$

де L_1^i – довжини (суми довжин) елементів трубопроводу 1

$$L_2' = 4 \cdot 0,0205 + 0,34 + 0,093 + 0,124 + 0,105 = 0,357 \text{ м};$$

$$L_2'' = 8 \cdot 0,009 = 0,072 \text{ м};$$

$$L_2''' = 0,343 \text{ м}.$$

5.4.2 Ділянка АВ і точка А

Швидкість руху рідини в трубопроводах 2

$$V_2 = \frac{4 \cdot Q_0}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 47,6 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 0,005^2} = 2,428 \text{ м/с}. \quad (5.10)$$

Ділянка АВ складається з трьох трубопроводів різного діаметра (від шатунної шийки до центра корінної шийки; від корінної шийки до головної масляної магістралі; довжина головної масляної магістралі).

Число Рейнольдса в трубопроводах 2

$$Re_2 = \frac{V_2 \cdot d_2}{\nu}, \quad (5.11)$$

$$Re_2' = \frac{2,428 \cdot 0,004}{10,4 \cdot 10^{-6}} = 1459,010.$$

$$Re_2'' = \frac{2,428 \cdot 0,005}{10,4 \cdot 10^{-6}} = 1167,208.$$

$$Re_2''' = \frac{2,428 \cdot 0,0105}{10,4 \cdot 10^{-6}} = 555,813.$$

Коефіцієнт тертя трубопроводу 2:

– при $Re_2 < 2320$

$$\lambda_2' = 64/Re_2', \quad (5.12)$$

$$\lambda_2' = 64/1459,010 = 0,0439;$$

$$\lambda_2'' = 64/1167,208 = 0,0548;$$

$$\lambda_2''' = 64/555,813 = 0,1151;$$

Тиск втрат ΔP_2 на ділянці 2

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 + \left(\lambda_2' \frac{L_2'}{d_2'} + \lambda_2'' \frac{L_2''}{d_2''} + \lambda_2''' \frac{L_2'''}{d_2'''} \right) \cdot \frac{\rho \cdot V_2}{2}, \quad (5.13)$$

$$\begin{aligned} \Delta P_2 &= 8518,9 + \left(4 \cdot 0,0739 \frac{0,098}{0,004} + 5 \cdot 0,0548 \frac{0,145}{0,005} + 0,1151 \frac{0,329}{0,0105} \right) \cdot \frac{860 \cdot 2,428}{2} = \\ &= 25070,4 \text{ Па}, \end{aligned}$$

де 4 і 5 – кількість однойменних елементів трубопроводу 2

L_2^i – довжини елементів трубопроводу 2

$$L_2' = 0,045 + 0,053 = 0,098 \text{ м};$$

$$L_2'' = 0,095 + 0,050 = 0,145 \text{ м};$$

$$L_2''' = 0,329 \text{ м}.$$

Тиск P_A в точці А

$$P_A = \Delta P_2 + \Delta P_{\text{н}}, = 25070,4 + 550000 = 575070,4 \text{ Па}. \quad (5.14)$$

5.4.3 Ділянка АСО і точка С

Витрата рідини в трубопроводі 3 – від головної масляної магістралі до маслозабірника

$$Q_3 = G'_m = 453 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}. \quad (5.15)$$

Швидкість руху рідини в трубопроводі 3

$$V_3 = \frac{4 \cdot Q_3}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 453 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 0,013^2} = 3,412 \text{ м/с}. \quad (5.16)$$

Ділянка АСО складається з трьох трубопроводів різних діаметрів:

– від головної масляної магістралі через фільтр до розгалуження на редукційний клапан – $d_3' = 11 \text{ мм}$, $L_3 = 53 \text{ мм}$;

– від розгалуження на редукційний клапан до виходу з насоса – $d_3'' = 13 \text{ мм}$, $L_3'' = 170 \text{ мм}$;

– від входу насоса до маслозабірника – $d_3''' = 14 \text{ мм}$, $L_3''' = 230 \text{ мм}$.

Число Рейнольдса в трубопроводі 3

$$Re_3 = \frac{V_3 \cdot d_3}{\nu}, \quad (5.17)$$

$$Re_3' = \frac{3,412 \cdot 0,011}{10,4 \cdot 10^{-6}} = 3608,676;$$

$$Re_3'' = \frac{3,412 \cdot 0,013}{10,4 \cdot 10^{-6}} = 4264,798;$$

$$Re_3''' = \frac{3,412 \cdot 0,014}{10,4 \cdot 10^{-6}} = 4592,860.$$

Коефіцієнт тертя трубопроводу 3:

$$- \text{при } 2320 < \text{Re}_3 < 20 \frac{d_3}{\Delta} = 20 \frac{0,013}{3 \cdot 10^{-5}} = 8666,7$$

$$\lambda_3 = \frac{0,3164}{\text{Re}_3}, \quad (5.18)$$

$$\lambda_3' = \frac{0,3164}{3608,676} = 0,0408;$$

$$\lambda_3'' = \frac{0,3164}{4264,798} = 0,0392;$$

$$\lambda_3''' = \frac{0,3164}{4592,860} = 0,0384.$$

Тиск втрат на ділянці 3

$$\Delta P_3 = \left(\lambda_3' \cdot \frac{L_3'}{d_3'} + \lambda_3'' \cdot \frac{L_3''}{d_3''} + \lambda_3''' \cdot \frac{L_3'''}{d_3'''} \right) \cdot \frac{\rho \cdot V_3}{2}, \quad (5.19)$$

$$\begin{aligned} \Delta P_3 &= \left(0,0408 \cdot \frac{0,053}{0,011} + 0,0392 \cdot \frac{0,17}{0,013} + 0,0384 \cdot \frac{0,023}{0,014} \right) \cdot \frac{860 \cdot 3,412}{2} = \\ &= 1966,0 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Тиск втрат на ділянці АС

$$\Delta P_{AC} = \left(\lambda_3' \cdot \frac{L_3'}{d_3'} + \lambda_3'' \cdot \frac{L_3''}{d_3''} \right) \cdot \frac{\rho \cdot V_3}{2}, \quad (5.20)$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{AC} &= \left(0,0408 \cdot \frac{0,053}{0,011} + 0,0392 \cdot \frac{0,17}{0,013} \right) \cdot \frac{860 \cdot 3,412}{2} = \\ &= 1040,5 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Тиск $P_{3(C)}$ в точці С

$$P_{3(C)} = \Delta P_{AC} + \Delta P_A = 1040,5 + 575070,4 = 576110,8 \text{ Па.} \quad (5.21)$$

5.4.4 Розрахунок параметрів масляного насоса

Потрібна подача насоса

$$Q = Q_1 = 453 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с.} \quad (5.22)$$

Потрібний тиск, створюваний насосом

$$P = P_{3(C)} = 576110,8 \text{ Па.} \quad (5.23)$$

Потрібна потужність насоса

$$N = P \cdot Q = 576110,8 \cdot 453 \cdot 10^{-6} = 260,766 \text{ Вт.} \quad (5.24)$$

Використовуючи гідравлічну схему системи мащення двигуна МеМЗ-317 розраховано швидкості, тиски, втрати по довжині та місцеві втрати в трубопроводах системи мащення. Розраховано характеристики насоса, потрібні для забезпечення надійного мащення деталей двигуна МеМЗ-317 з системою мащення з мокрим картером:

- потрібна потужність $N = 260,8 \text{ Вт}$;
- потрібний тиск $P = 576,1 \text{ кПа}$;
- потрібна подача $Q = 27,2 \text{ л/хв}$.

При переобладнанні двигуна MeM3-317 на систему мащення з сухим картером змінюється:

- значно збільшується довжина трубопроводів на ділянці 3;
- трубопроводи на ділянці 3 можуть бути різного діаметра;
- додатковий радіатор для охолодження масла.

Залежно від розміщення на автомобілі масляного насоса, масляного баку і радіатора, довжина та діаметр трубопроводів може дуже відрізнятися. Тому необхідно вирішити задачу – дослідити вплив довжини L_3'' та діаметра d_3'' трубопроводів на потрібні характеристики масляного насоса.

До формули (5.19) введемо додатковий гідравлічний опір – радіатор. Для такого радіатора гідравлічний опір складає $\Delta P_{\text{рад}} = 21,5$ кПа [18]. Тоді формула розрахунку втрати тиску на ділянці 3 набуде вигляду

$$\Delta P_3 = \Delta P_{\text{рад}} + \left(\lambda_3' \cdot \frac{L_3'}{d_3'} + \lambda_3'' \cdot \frac{L_3''}{d_3''} + \lambda_3''' \cdot \frac{L_3'''}{d_3'''} \right) \cdot \frac{\rho \cdot V_3}{2}, \quad (5.25)$$

а формула розрахунку втрат тиску на ділянці АС

$$\Delta P_{\text{АС}} = \Delta P_{\text{рад}} + \left(\lambda_3' \cdot \frac{L_3'}{d_3'} + \lambda_3'' \cdot \frac{L_3''}{d_3''} \right) \cdot \frac{\rho \cdot V_3}{2}, \quad (5.26)$$

Задаємось величиною довжини напірного трубопровода L_3'' від 0,17 м до 1,5 м.

За формулами 5.22–5.26 розраховуємо втрати тиску, і потрібні характеристики насоса (тиск P і потужність N). Результати розрахунків записуємо до таблиці 5.1, будуємо графіки впливу довжини напірного трубопровода L_3'' на втрати тиску на ділянці АС (рис. 5.3), на потрібний тиск масляного насоса (рис. 5.4), на потрібну потужність напірної секції масляного насоса (рис. 5.5).

Таблиця 5.1 – Вплив довжини напірного трубопровода L_3'' на гідравлічні показники системи мащення

L_3'' , м	ΔP_3 , Па	ΔP_{AC} , Па	$P = P_{3(C)}$, Па	N , Вт
0,17	23466,0	22540,5	597610	270,498
0,5	24925,8	24000,3	599070,7	271,158
1	27137,8	26212,2	601282,6	272,160
1,5	29349,7	28424,2	603494,6	273,161

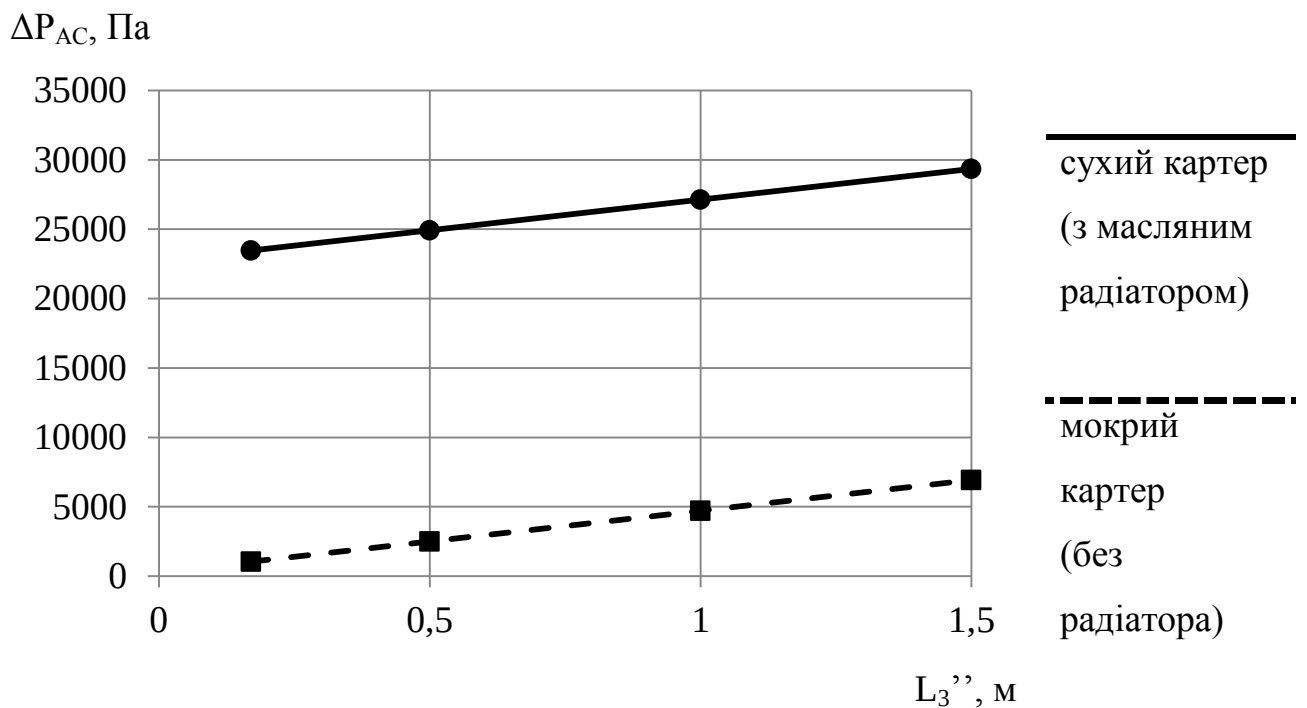


Рисунок 5.3 – Вплив довжини напірного трубопровода L_3'' на втрати тиску на ділянці АС

З рисунків 5.3–5.5 випливає, що збільшення довжини напірного трубопровода L_3'' на кожні 0,5 м збільшує втрати тиску на ділянці 3 в середньому на 8,7 %, збільшує загальну втрату тиску (а отже і потрібний тиск, створюваний насосом) на 0,4 %. Це вимагає відповідного збільшення потужності насоса на 0,4 %.

P , кПа

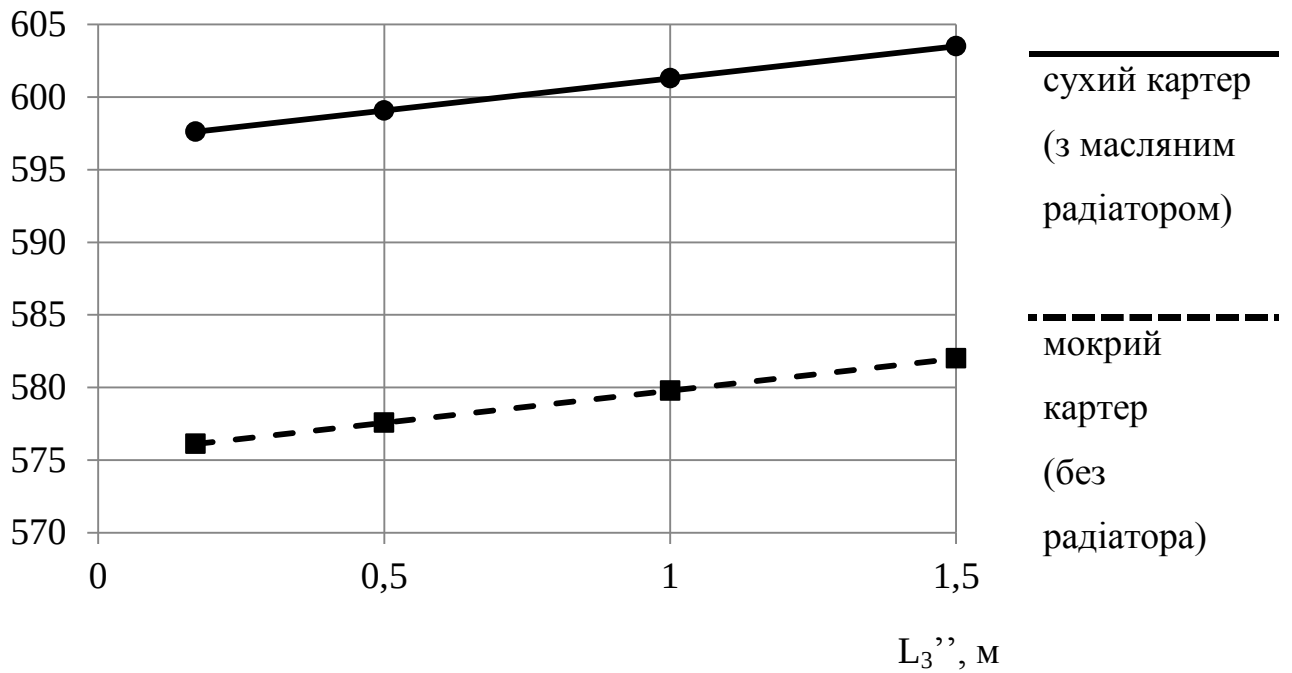


Рисунок 5.4 – Вплив довжини напірного трубопровода L_3'' на потрібний тиск масляного насоса

N , Вт

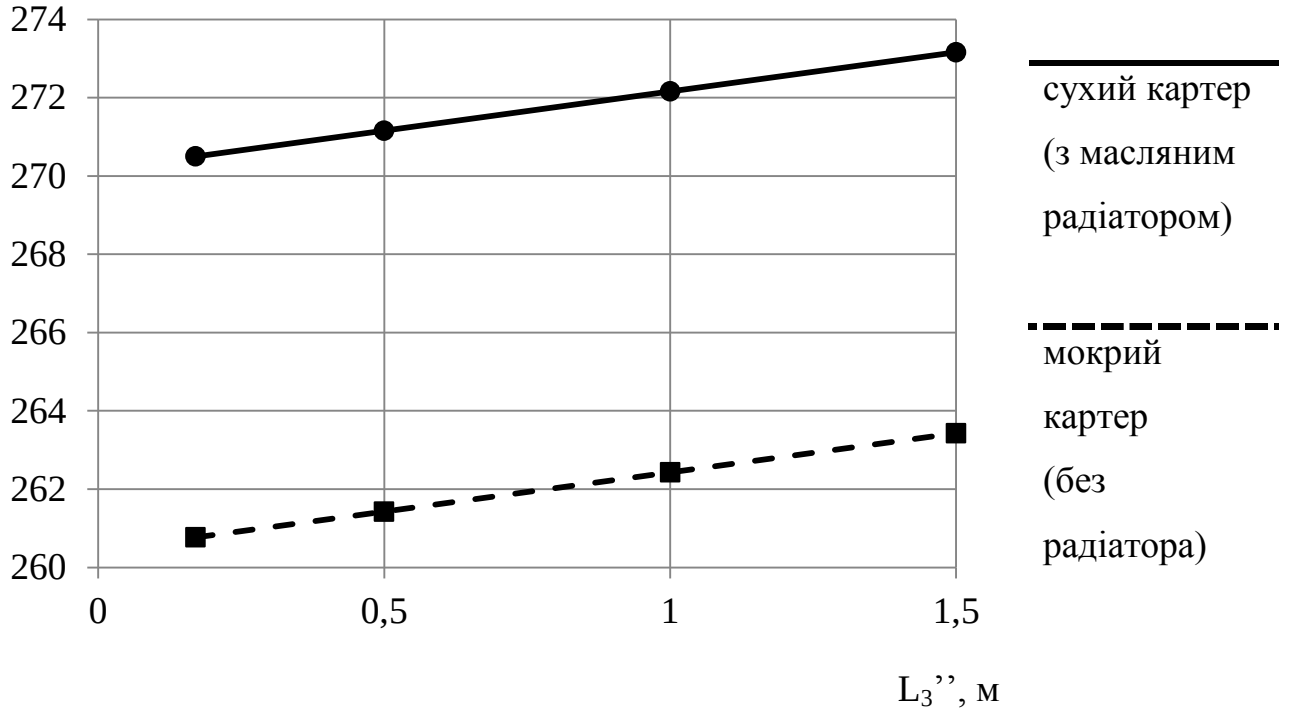


Рисунок 5.5 – Вплив довжини напірного трубопровода L_3'' на потрібну потужність напірної секції масляного насоса

За результатами розрахунків впливу діаметра d_3'' трубопровода після накачувальної секції (ділянка АС) масляного насоса (таблиця 5.2) побудовано графіки впливу d_3'' на втрати тиску на ділянці АС (рис. 5.6), на потрібний тиск масляного насоса P (рис. 5.7), на потрібну потужність N напірної секції масляного насоса (рис. 5.8).

Таблиця 5.2 – Вплив діаметра напірного трубопровода d_3'' на гідравлічні показники системи мащення з сухим картером

d_3'' , мм	ΔP_3 , Па	ΔP_{AC} , Па	$P = P_{3(C)}$, Па	N , Вт
0,05	42924,2	36667,7	611738,1	276,892
0,07	30503,9	27311,8	602382,2	272,657
0,10	25203,8	23639,7	598710,1	270,995
0,13	23466,0	22540,5	597610	270,498
0,16	22704,8	22093,8	597164,2	270,295

ΔP_{AC} , Па

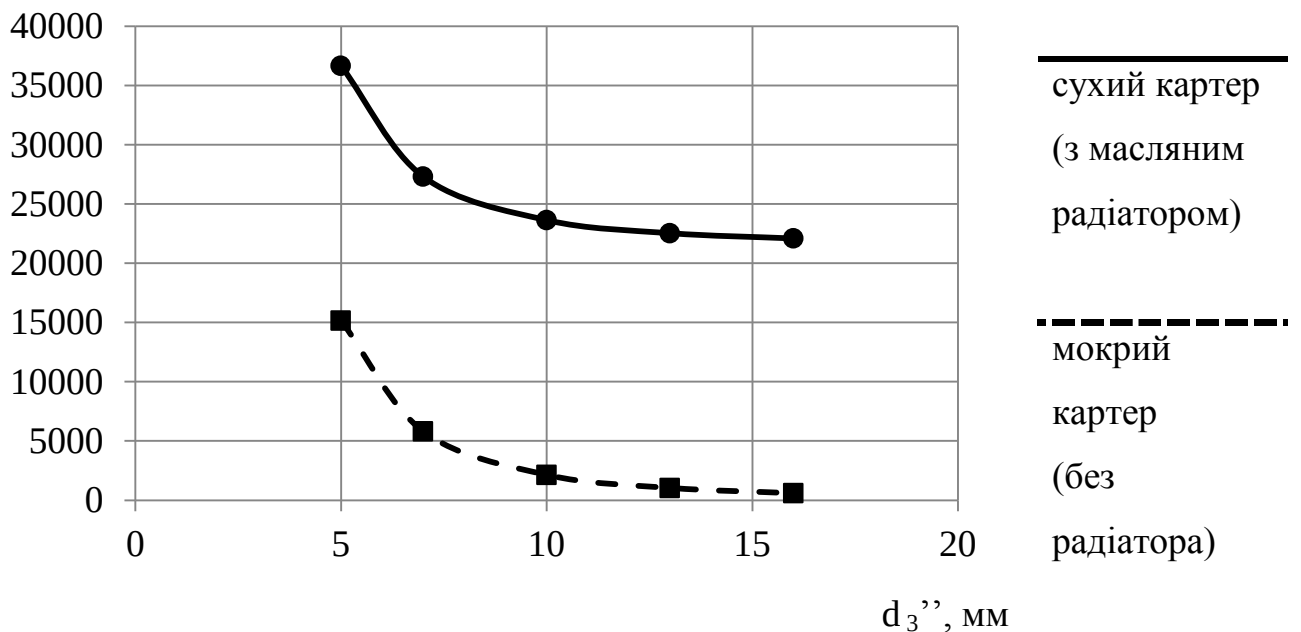


Рисунок 5.6 – Вплив діаметра напірного трубопровода d_3'' на втрати тиску на ділянці АС

P, кПа

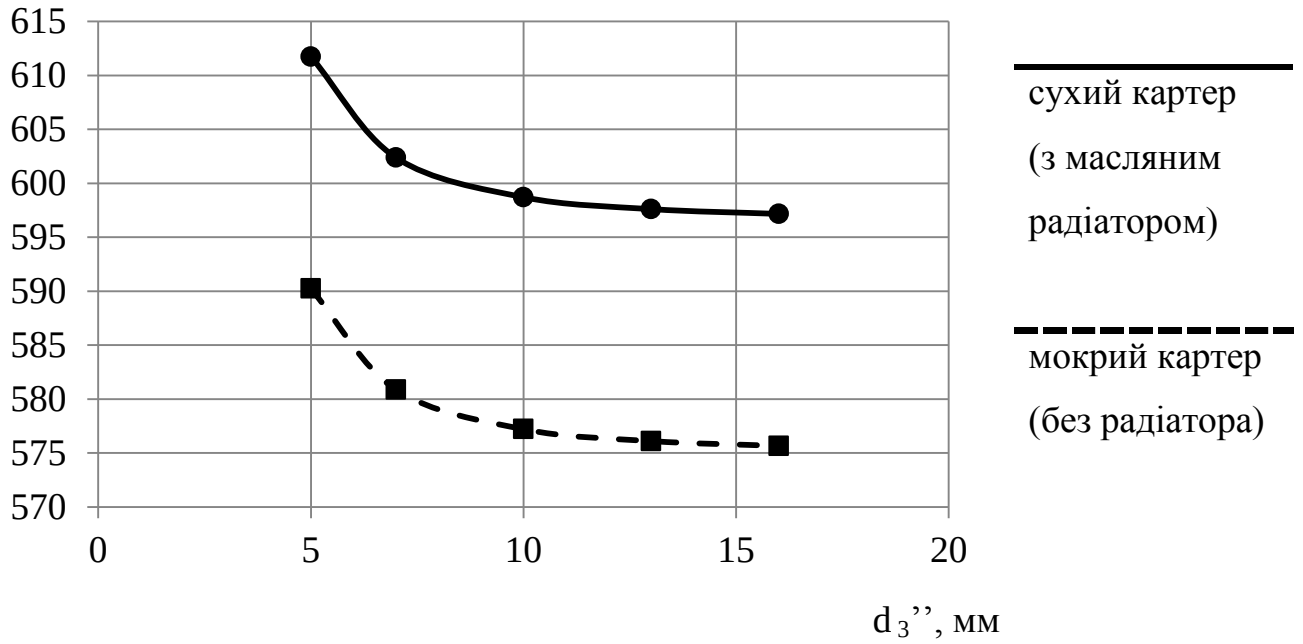


Рисунок 5.7 – Вплив діаметра напірного трубопровода d_3'' на потрібний тиск масляного насоса

N, Вт

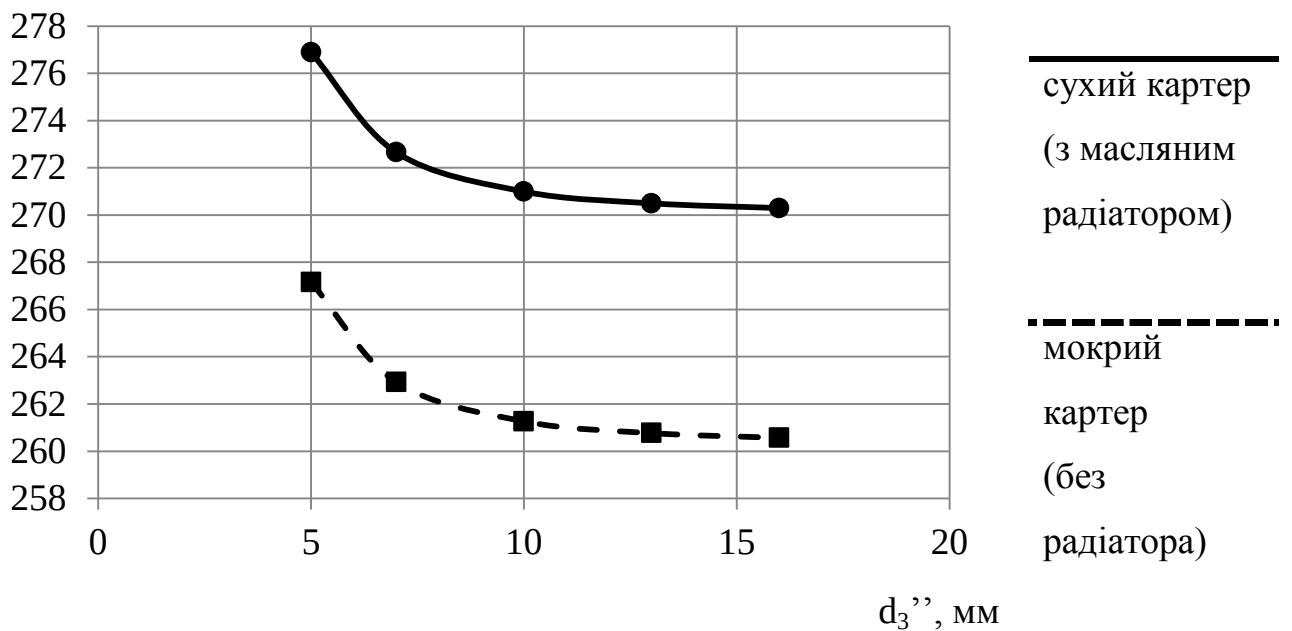


Рисунок 5.8 – Вплив діаметра напірного трубопровода d_3'' на потрібну потужність напірної секції масляного насоса

З рисунків 5.6–5.8 випливає, що збільшення діаметра напірного трубопровода d_3'' на кожні 5 мм зменшує втрати тиску на ділянці 3:

- на 2...4,6 % при $d_3'' > 10$ м;
- на 13,4...25,5 % при $d_3'' < 10$ мм,

Зменшується загальна втрата тиску (а отже і потрібний тиск, створюваний насосом) на 0,1...1,5 %, причому більш інтенсивно при $d_3'' < 10$ мм. Це відповідає зменшенню потужності насоса на 0,1...1,5 %,

Додання радіатора в систему мащення збільшує потрібний тиск P , створюваний насосом, на 3,7 %. Це вимагає відповідного збільшення потужності насоса N на 3,7 %.

З каталогу провідного виробника систем мащення [19] для встановлення на двигуна MeM3-317 автомобіля «баггі» вибираємо насос PACE BG – 3 STAGE 1.118''/1.118''/1.118'' з наступними характеристиками:

- максимальна подача при 1000 хв^{-1} – 29,0 л;
- максимальний тиск – 670 кПа;
- вбудований перепускний клапан з регульованим тиском;
- габаритні розміри 69,5 x 131,0 x 192,5 мм.

5.6 Висновки за розділом

Використовуючи гідравлічну схему системи мащення двигуна MeM3-317 розраховано швидкості, тиски, втрати по довжині та місцеві втрати в трубопроводах системи мащення.

На ділянках трубопроводу 1 і 2 числове значення критерія Рейнольдса менше за граничне $Re_{1,2} < Re_{кр} = 2300$, потік у цих трубопроводах ламінарний. У трубопроводі 3 – від головної масляної магістралі до масло забірника – $Re_3 = 3608...4592$, тобто спостерігається перехідний (змішаний) режим течії, коли турбулентна течія більш імовірна, але ламінарна течія у деяких випадках теж спостерігається – так звана нестійка турбулентність.

Розраховано вплив довжини L_3'' та діаметра d_3'' трубопроводу на потрібні характеристики масляного насоса.

Розраховано характеристики насоса, мінімально достатні для забезпечення надійного мащення деталей двигуна MeM3-317 з системою мащення з мокрим картером: потрібна потужність $N = 260,8$ Вт, потрібний тиск $P = 576,1$ кПа, потрібна подача $Q = 27,2$ л/хв.

Розраховано характеристики насоса, потрібні для забезпечення надійного мащення деталей двигуна MeM3-317 з системою мащення з сухим картером (при $L_3'' = 1$ м, $d_3'' = 13$ мм):

- потрібна потужність $N = 270,5$ кВт;
- потрібний тиск $P = 597,61$ кПа.

Додання радіатора в систему мащення збільшує потрібний тиск P , створюваний насосом, на 3,7 %. Це вимагає відповідного збільшення потужності насоса N на 3,7 %.

6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

В магістерській роботі проводиться дослідження системи мащення бензинового двигуна з використанням спеціального обладнання: двигуна МемЗ-317, вимірювальних приладів, комп'ютерної техніки. В даному розділі розглянемо потенційні небезпеки та заходи захисту від них при виконанні експериментів з ДВЗ та проведенні обробки результатів, можливого негативного впливу санітарно-гігієнічних факторів в робочих зонах дослідницької лабораторії, заходи з пожежної безпеки та захист персоналу в умовах надзвичайних ситуацій.

6.1 Аналіз потенційних небезпек

1. Підвищений рівень шуму, оскільки працюючий двигун знаходиться в приміщенні з прямим доступом до нього для проведення експериментів.

2. Механічне травмування при розлітанні частин зруйнованих деталей, що може бути пов'язано з руйнуванням вузлів та агрегатів на випробувальних стендах. На валу, який з'єднує двигун з електричним гальмом, встановлена демпферна муфта, яка може зруйнуватися від перенавантаження. Також можливі опіки при контакті з деталями двигуна, які нагріваються при роботі.

3. Механічне травмування, яке може бути пов'язано з порушеннями правил з охорони праці, зокрема, з використанням одягу з довгими рукавами, що може призвести до затягування його частин або намотування їх на деталі, які обертаються.

4. Небезпека ураження шкіри та очей при потраплянні на них бензину та масла при заливанні в двигун або бак.

5. При неправильному користуванні інструменту, наприклад, гайкових ключів неправильного розміру, можливе травмування.
6. Незадовільний стан повітряного середовища внаслідок наявності відпрацьованих газів двигуна, можливе перевищення припустимих рівнів або гранично-припустимих концентрацій.
7. Коротке замикання через пошкодження силових дротів, може утворювати іскри, що при наявності розлитого палива або мастила може призвести до виникнення пожежі.
8. Неправильна освітленість стенду може призвести до засліплення або навпаки до поганої видимості. Внаслідок цього можливе механічне травмування рухомими частинами. Також підвищене зорове навантаження призводить до перевтоми.
9. Негативний вплив факторів виробничого середовища на дослідника в лабораторії, обладнаній персональним комп'ютером (ПК).
10. Можливість отримання опіків від гарячих елементів працюючого ДВЗ (глушники, блок циліндрів, випускний колектор).

6.2 Заходи по забезпеченню безпеки

1. Для запобігання механічних травмувань перед початком роботи повинен бути проведений необхідний інструктаж, перевірка знань реєструється в спеціальному журналі з техніки безпеки. При випробуваннях на стендах згідно НПАОП 0.00-1.71-13 (Охорона праці під час роботи з інструментами та пристроями) рухомі позакорпусні деталі повинні бути огорожені захисними пристроями. Над демпферною муфтою привідного валу стенду необхідно встановити захисний екран з металевої сітки, таким чином оператор отримує візуальний доступ до даного вузла, та повністю захищений від ураження у випадку його руйнування.

2. Для запобігання опіків, на деталі які працюють при високих температурах (глушники, блок циліндрів, випускний колектор) необхідно встановлювати захисні екрани з теплоізолюючим покриттям або огороження, яке виключає контакт робітника з гарячими поверхнями.

3. Для захисту шкіри від ураження паливо-мастильними матеріалами згідно ДСТУ 7239:2011. «Система стандартів безпеки праці, засоби індивідуального захисту» перед початком роботи нанести гідрофільну захисну пасту «ПМ-1», заправку здійснювати на вимкненому обладнанні. Якщо при заправці використовуються гумові рукавиці, перед початком робіт їх необхідно зняти.

4. Згідно ДСТУ 7239:2011. «Система стандартів безпеки праці, засоби індивідуального захисту», щоб запобігти травмам, що пов'язані з затягуванням кінцівок до обертових механізмів, перед початком виконання робіт необхідно одягти спецодяг, застебнути чи обхопити широкою резинкою вилоги рукавів; заправити одяг так, щоб не було звисаючих кінців. Підібрати волосся під головний убір. На працюючому стенді забороняється виконувати роботи в рукавицях.

5. Перед початком дослідів необхідно оглянути інструменти, пристосування і обладнання, необхідні для роботи, переконавшись в їх справності і розташувати на робочому місці так, щоб ними було зручно користуватися. Ніщо не повинно заважати вільному переміщенню по лабораторії. При роботі з інструментом дотримуватись вимог НПАОП 0.00-1.71-13 «Правила охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями».

6.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

1. Згідно до вимог ДСН 3.3.6.037- 99 допустимий рівень звукового тиску для роботи, що потребує постійного слухового контролю складає 65 дБ. Оскільки рівень шуму при розробці діагностичного стенду перевищує цей рівень необхідно проведення комплексу організаційних, технічних і медичних заходів. Згідно ДСН 3.3.6.039-99 «Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації» для зниження загальної вібрації тягово-динамічні стенди повинні бути встановленні на спеціальних окремих від підлоги фундаментах. На привідних валах встановлюють демпферні муфти для гасіння ударних вібрацій.

Згідно ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку» для забезпечення задовільного рівня шумового навантаження, на двигуни необхідно встановлювати глушники та резонатори, по можливості розташовувати обладнання для зняття показань у спеціальних шумоізованих приміщеннях, якщо такої можливості немає використовувати навушники для захисту органів слуху.

2. Відпрацьовані гази та пари палива відносяться до IV класу небезпеки і згідно ГДК не повинні перевищувати 100 мг/м^3 , до складу відпрацьованих газів входить велика кількість неорганічних сполук. Для забезпечення задовільного стану повітряного середовища в лабораторії випробування двигунів (ДБН В.2.5-67:2013) необхідно встановлювати приточно-витяжну вентиляцію, для відводу відпрацьованих газів необхідно передбачити вивідну систему, яка відкачує ВГ двигуна та через спеціальні фільтри каталізатори виводить їх у навколишнє середовище.

3. Згідно ДБН В.2.5-28:2018 «Природне і штучне освітлення» Для приміщень, які мають зони з різними режимами роботи, повинне передбачатись окреме управління освітленням таких зон. Для штучного освітлення приміщень слід використовувати найбільш енергоекономічні світлодіодні джерела

освітлення Враховуючи, що робоча поверхня знаходиться на висоті $h_p = 0,8\text{м}$ від підлоги, а її максимальна яскравість не повинна перевищувати 500 кд/м^2 , що забезпечують світлодіоди потужністю 30 Вт з кутом свічення 90° . Висота встановлення світильників H визначається за формулою (6.1) [22]

$$H = \sqrt{\frac{I}{300}} = \sqrt{\frac{1358}{300}} = 2,12\text{ м}, \quad (6.1)$$

де I – сила світла, кд.

Таким чином мінімальна висота від підлоги $H_{\min}$ для встановлення світильників потужністю 30 Вт з кутом свічення 90° визначається за формулою (6.2) [22]

$$H_{\min} = h_p + H = 0,8 + 2,12 = 2,92\text{ м}. \quad (6.2)$$

Для запобігання дії шкідливих факторів на дослідника в лабораторії обладнаній ПК проведемо заміри, які занесемо до таблиці 6.1. Проведемо оцінку рівня умов, важкості та напруженості праці дослідника в лабораторії обладнаній ПК за бальною шкалою.

За витратами енергії, визначаємо категорію робіт для дослідника лабораторії обладнаної ПК. Умови праці, за витратами енергії, не перевищують 140 Вт (90...120 ккал/год) та повинні відповідати легким фізичним роботам – категорії Іб.

Відповідно до категорії робіт Іб, розряду зорових робіт А-1 та виявлених показників умов та напруженості праці, визначаємо ГДК (НДР) виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до таблиці 6.2.

Для окремих факторів і показників за методикою визначеною «Гігієнічною класифікацією праці», визначаємо розрахункові коефіцієнти $X_{\text{визн}}$ та вносимо їх значення до таблиці 6.2.

Таблиця 6.1 – Вихідні дані

Фактор (показник)	Фактичне значення	Час дії год.
Умови праці:		
Мікроклімат за ТНС-індексом, t, °C	28	8
Освітленість приміщення E, лк	450	8
Розряд і підрозряд зорових робіт, Z _{ор}	A-1	—
Рівень шуму L, дБ А	105	4
Напруженість праці:		
Загальні енергозатрати організму, Вт	250	7
Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук)	60300	7
Важкість праці:		
Тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни)	77	7
Тривалість робочого дня, год.	8	8

– для гігієнічної оцінки мікроклімату використовуємо ТНС індекс, додаток Б [22]. Розрахунковий коефіцієнт $X_{\text{визн}}$ при оцінці мікроклімату визначаємо в балах, за формулою (6.3) [22]

$$X_{\text{визн}} = \frac{1 \cdot t_1 + 2 \cdot t_2 + 3 \cdot t_3 + 4 \cdot t_4}{T} = \frac{250 \cdot 7 \cdot 1}{8 \cdot 290} = 4 \quad (6.3)$$

– для показників важкості та напруженості праці розрахункові коефіцієнти визначаються за основними та допоміжними показниками, що є характерними для конкретного робочого місця:

Таблиця 6.2 – Результати оцінювання за бальною шкалою.

Фактор (показник)	Виміряні показники $P_{\text{вим}}$	Час дії год.	ГДК, ГДР, показники, $P_{\text{доп}}$	$X_{\text{визн}}$, бали	Клас умов праці	X_i , бали
1	2	3	4	5	6	7
Мікроклімат за ТНС-індексом, t, °C	28	8	22,9...25,8	4	3,4	4
Освітленість приміщення E, лк	450	8	500	—	2	0
Розряд і підрозряд зорових робіт, $Z_{\text{ор}}$	A-1	—	—	—	—	—
Рівень шуму L, дБА	105	4	60	—	3,3	1,5
Загальні енергозатрати організму, Вт	250	7	290	0,75	3,3	3
Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук)	60300	7	40000	1,32		
Тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни)	77	7	51...75	0,90		
Тривалість робочого дня, год.	8	8	8	0,15		

а) Загальні енергозатрати організму, $K_{\text{знач}} = 1,0$, за формулою (6.4)

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}}, \quad (6.4)$$

$$X_{\text{визн}} = \frac{250 \cdot 7 \cdot 1}{8 \cdot 290} = 0,75$$

б) Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному

навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук), $K_{\text{знач}} = 1,0$, за формулою (6.4)

$$X_{\text{визн}} = \frac{60300 \cdot 7 \cdot 1}{8 \cdot 40000} = 1,32$$

в) Тривалість зосередження уваги (% від часу робочого дня), $K_{\text{знач}} = 1,0$, за формулою (6.4)

$$X_{\text{визн}} = \frac{77 \cdot 7 \cdot 1}{8 \cdot 75} = 0,90$$

г) Тривалість робочого дня, $K_{\text{знач}} = 0,15$ за формулою (6.4)

$$X_{\text{визн}} = \frac{8 \cdot 8 \cdot 0,15}{8 \cdot 8} = 0,15$$

Визначаємо клас та ступінь шкідливості умов праці для кожного з виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до таблиці 6.2:

– для мікроклімату, відповідно до значення розрахункового коефіцієнта $X_{\text{визн}} = 4$, з таблиці 5.2 [22] – 3 клас, 4 ступінь;

– при оцінці освітленості робочої зони приміщення, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до $\Pi_{\text{вим}} = 450$ лк – 2 клас;

– для гігієнічної оцінки рівня шуму, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до виміряного значення рівня шуму $\Pi_{\text{вим}} = 105$ дБА – 3 клас, 3 ступінь;

– клас і ступінь важкості та напруженості праці визначаємо як суму розрахованих балів усіх показників $X_{\text{визн}}$ за формулою (6.5) [22]

$$X_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^4 X_{\text{визн}} = 0,75 + 1,32 + 0,9 + 0,15 = 3,12 \quad (6.5)$$

З таблиці 5.3 [22] за значенням суми розрахованих балів показників $X_{\text{сум}} = 3,12$ – 3 клас, 3 ступінь;

Оскільки загальна гігієнічна оцінка умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, з урахуванням комбінованої та сумісної дії шкідливих факторів, встановлюється за найбільш високим класом та ступенем шкідливості окремих факторів і показників, тому в результаті досліджень, відповідно до розрахунків, встановлено, що умови праці на робочому місці дослідника в лабораторії обладнаній ПК належать до 3 класу, 4 ступеню.

Оскільки при гігієнічній оцінці виявлена наявність шкідливих та важких умов праці, проводимо дослідження фактичного стану умов праці, з метою визначення розмірів доплат за ступені шкідливості факторів діючих на дослідника за бальною шкалою, та вносимо їх значення до таблиці 6.2:

– для оцінки впливу мікроклімату, виходимо з того що він відповідає 3 класу, 4 ступеню умов праці, а час його дії уже врахований, тому – $X_{\text{ст}} = X_i = 4$;

– при оцінці впливу освітленості, виходимо з того що вона відповідає 2 класу умов праці – $X_{\text{ст}} = X_i = 0$;

– для оцінки впливу шуму, виходимо з того, що його рівень відповідає 3 класу, 3 ступеню умов праці та діє протягом 4 годин, тому значення X_i визначаємо за формулою (6.6) [22]

$$X_i = X_{\text{ст}} \cdot \frac{T}{8} = 3 \cdot \frac{4}{8} = 1,5, \quad (6.6)$$

де T – час дії показника важкості та напруженості праці;

– для оцінки впливу важкості та напруженості праці, виходимо з того що вони відповідають 3 класу, 3 ступеню умов праці, а час їх дії уже врахований, тому – $X_{\text{ст}} = X_i = 3$;

Для визначення конкретного розміру доплати, умови праці оцінюємо по сумі значень X_i , за формулою (6.7) [22]

$$X_{\text{факт}} = \sum_{i=1}^4 X_i = 4 + 0 + 1,5 + 3 = 8,5. \quad (6.7)$$

Розмір доплати за умовами праці визначаємо в залежності від їх фактичного стану – $X_{\text{факт}} = 8,5$, на підставі типового положення «Про оцінку умов праці на робочих місцях і порядок застосування галузевих переліків робіт, на яких можуть установлюватися доплати робітникам за умови праці». Розмір доплати до тарифної ставки (окладу) – 20 %.

На підставі результатів загальної гігієнічної оцінки умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, а також дослідження фактичного стану умов праці є наступні пропозиції щодо усунення шкідливих факторів:

а) Відповідно до класифікації умови, важкість та напруженість праці на робочому місці дослідника лабораторії належать до категорії Іб, тому необхідно привести ці умови у відповідність до нормативних значень, які відповідають оптимальним параметрам для категорії Іб, а саме:

- мікрокліматичні умови, за інтегральним показником теплового навантаження середовища - ТНС-індексом - 22,9...25,8 ° С;
- рівень шуму в робочий зоні дослідника лабораторії – 60 дБА;
- загальні енергозатрати організму, до 174 Вт;
- стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук), до 40000;
- тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни), до 75 %;
- тривалість робочого дня, 6 або 7 год.

б) Для приведення умов, важкості та напруженості праці до вищезазначених показників необхідно передбачити комплекс заходів які забезпечать нормалізацію умов праці, наприклад:

- для приведення мікрокліматичних умов до відповідності, необхідно забезпечити припливно-витяжну механічну вентиляцію або кондиціонування приміщення;
- для зниження рівня шуму в робочий зоні дослідника необхідно замість

матричних принтерів застосувати лазерні; з метою зниження зовнішнього шуму замінити вікна на пластикові з трикамерним склопакетом;

– для зменшення загальних енергозатрат організму, необхідно скоротити тривалість робочого дня до 6 або 7 год;

– для зменшення напруженості праці від стереотипних рухів за зміну при локальному навантаженні кистей рук та пальців необхідно передбачити перерви, не менш 15 хвилин, кожні 1...2 години;

– для зменшення тривалості зосередження уваги, необхідно скоротити тривалість робочого дня, передбачити додаткові перерви.

в) Якщо, з об'єктивних причин, вищезазначені заходи неможливо виконати, необхідно забезпечити доплати до тарифної ставки (окладу) за особливо шкідливі та особливо важкі умови праці, відповідно до таблиці 5.4 [22], у розмірі 20 %.

6.4 Заходи з пожежної безпеки

1. Для запобігання пошкодження силових дротів електропостачання стенду, їх необхідно розміщати в металеві ізоляційні гофри. Якщо дроти проведені по підлозі, їх необхідно розміщувати в товстостінних трубах, або накривати катаними профілями для виключення механічного пошкодження транспортом, або вантажопідйомними механізмами. Згідно НАОП 0.00–1.21–98 «Вимоги електробезпеки» робітники, які працюють з електрообладнання повинні проходити перевірку знань діючих нормативних технічних документів, а конструкція випробувальних стендів для зняття тягово-динамічних властивостей двигунів мають відповідати вимогам електробезпеки при випробуваннях.

2. Комплекс протипожежних заходів для приміщення дослідницької лабораторії було розроблено згідно НАПБ А.01.001-2014 «Правила пожежної

безпеки в Україні».

Виходячи з аналізу речовин та матеріалів, які використовуються при роботі у приміщенні дослідницької лабораторії згідно ДСТУ EN 2:2014 «Класифікація пожеж (EN 2:1992, EN 2:1992/A1:2004, IDT)» у приміщенні дослідницької лабораторії можлива пожежа класів – В (пожежа, що супроводжується горінням рідких речовин), горіння бензину, мастила в результаті короткого замикання пошкоджених або перевантажених електроприладів, або електричних мереж.

Відповідно до вимог ДСТУ Б В.1.1-36:2016 «Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою», воно належить до категорії «В» з пожежної безпеки – простір, у приміщенні якого перебувають рідкі горючі речовини та матеріали.

Згідно вимог ДБН В.2.5-56:2014 «Системи протипожежного захисту», в приміщенні дослідницької лабораторії обладнаному встановлена система пожежної й охоронної сигналізації «Сигнал-ВК6». Яка забезпечує виявлення теплових і димових ознак пожежі і місця виникнення пожежі з точністю до місця розміщення датчика. Згідно з наказом МВСУ 15.01.2018 № 25 для визначених категорій у дослідницькій лабораторії повинні бути встановлені 3 переносні порошкові вогнегасники з зарядом вогнегасної речовини 5 кг.

3. Для приміщення дослідницької лабораторії обладнаної ПК відповідно до вимог п. 5 розділу VI «Вибір типу та необхідної кількості вогнегасників», «Правил експлуатації та типових норм належності вогнегасників», затверджених наказом МВСУ 15.01.2018 № 25 та зареєстрованих в МЮУ 23.02.2018 р. за № 225/31677 для гасіння електроустановок, що знаходяться під напругою, передбачені вуглекислотні вогнегасники з розрахунку один вогнегасник з величиною заряду вогнегасної речовини 3 кг. і більше, на 20 м² площі приміщення. Згідно цього, враховуючи, що приміщення лабораторії не перевищує 20 м², для її обладнання використовуємо вогнегасники типу ВВК-3,5 у кількості 1 шт.

6.5 Заходи з надзвичайних ситуацій

Єдина державна система цивільного захисту – сукупність органів управління, сил і засобів центральних та місцевих органів виконавчої влади, виконавчих органів рад, підприємств, установ та організацій, які забезпечують реалізацію державної політики у сфері цивільного захисту; Основними завданнями єдиної державної системи цивільного захисту є:

- забезпечення готовності міністерств та інших центральних та місцевих органів виконавчої влади, органів місцевого самоврядування, підпорядкованих їм сил і засобів до дій, спрямованих на запобігання і реагування на надзвичайні ситуації;

- забезпечення реалізації заходів щодо запобігання виникненню надзвичайних ситуацій;

- навчання населення щодо поведінки та дій у разі виникнення надзвичайної ситуації;

- виконання державних цільових програм, спрямованих на запобігання надзвичайним ситуаціям, забезпечення сталого функціонування підприємств, установ та організацій, зменшення можливих матеріальних втрат;

- опрацювання інформації про надзвичайні ситуації, видання інформаційних матеріалів з питань захисту населення і територій від наслідків надзвичайних ситуацій;

- прогнозування і оцінка соціально-економічних наслідків надзвичайних ситуацій, визначення на основі прогнозу потреби в силах, засобах, матеріальних та фінансових ресурсах;

- створення, раціональне збереження і використання резерву матеріальних та фінансових ресурсів, необхідних для запобігання і реагування на надзвичайні ситуації;

- оповіщення населення про загрозу та виникнення надзвичайних ситуацій, своєчасне та достовірне інформування про фактичну обстановку і

вжиті заходи;

- захист населення у разі виникнення надзвичайних ситуацій;
- проведення рятувальних та інших невідкладних робіт щодо ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій, організація життєзабезпечення постраждалого населення;
- пом'якшення можливих наслідків надзвичайних ситуацій у разі їх виникнення;
- здійснення заходів щодо соціального захисту постраждалого населення;
- реалізація визначених законом прав у сфері захисту населення від наслідків надзвичайних ситуацій, в тому числі осіб (чи їх сімей), що брали безпосередню участь у ліквідації цих ситуацій;
- інші завдання, визначені законом.

Єдина державна система залежно від масштабів і особливостей надзвичайної ситуації, що прогнозується або виникла, функціонує у режимах:

- повсякденного функціонування;
- підвищеної готовності;
- надзвичайної ситуації;
- надзвичайного стану.

Режим повсякденного функціонування єдиної державної системи цивільного захисту встановлюється за умов нормальної виробничо-промислової, радіаційної, хімічної, сейсмічної, гідрогеологічної, гідрометеорологічної, техногенної та пожежної обстановки та за відсутності епідемій, епізоотій, епіфітотій.

У разі загрози виникнення надзвичайної ситуації за рішенням відповідно Кабінету Міністрів України, Ради міністрів Автономної Республіки Крим, обласних, Київської чи Севастопольської міських державних адміністрацій для єдиної державної системи цивільного захисту у повному обсязі або частково для окремих її територіальних підсистем тимчасово встановлюється режим підвищеної готовності.

У разі виникнення надзвичайної ситуації за рішенням відповідно Кабінету Міністрів України, Ради міністрів Автономної Республіки Крим, обласних, Київської чи Севастопольської міських державних адміністрацій для єдиної державної системи цивільного захисту у повному обсязі або частково для окремих її територіальних підсистем тимчасово встановлюється режим надзвичайної ситуації.

Режим надзвичайного стану для єдиної державної системи цивільного захисту у повному обсязі або частково для окремих її територіальних підсистем тимчасово встановлюється у межах території, на якій введено правовий режим надзвичайного стану відповідно до Закону України «Про правовий режим надзвичайного стану».

6.6 Висновки до розділу

В розділі проведено аналіз потенційних небезпек при виконанні дослідження системи мащення бензинового двигуна з використанням спеціального обладнання. Розроблено заходи безпеки, санітарно-гігієнічні норми та правила з пожежної безпеки при проведенні випробувань двигуна та роботі в дослідницькій лабораторії та лабораторії, обладнаній ПК, під час обробки отриманих даних та проведені аналітичних досліджень. Було розглянуто питання функціонування єдиної державної системи цивільного захисту.

7 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

В роботі розглянуто наукові та практичні питання стосовно обладнання автомобільного двигуна MeM3-317 системою мащення з сухим картером. Це забезпечує ряд переваг у порівнянні з базовим двигуном (див. таблицю 7.1). Розрахунок економічної ефективності виконуємо згідно [29].

Таблиця 7.1 – Опис ідеї

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для споживачів (користувачів)
Обладнання двигуна MeM3-317 системою мащення з сухим картером	1. Двигун внутрішнього згорання для «баггі»	Забезпечення надійної безперебійної подачі масла при активному використанні «баггі» на пересіченій місцевості
		Компактність двигуна
		Збільшення конкурентоспроможності «баггі» з передовою технологією

Проведемо аналіз характеристики потенційного ринку (табл. 7.2).

Таблиця 7.2 – Попередня характеристика потенційного ринку

№	Показники стану ринку (найменування)	Характеристика
1	Головні конкуренти	Kawasaki Teryx KRX 1000
		Maverick X3 X RS Turbo
2	Динаміка ринку (якісна оцінка)	зростає
3	Наявність обмежень для входу (вказати характер обмежень)	Особливих вимог немає
4	Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації	Правила ЄЕК ООН щодо ДВЗ для колісних транспортних засобів

Визначаємо потенційні групи клієнтів, їх характеристики, та формуємо орієнтовний перелік вимог до товару для кожної групи (табл. 7.3).

Таблиця 7.3 – Попередня характеристика потенційних клієнтів

№ п/п	Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія (цільові сегменти ринку)	Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів	Вимоги споживачів (користувачів)
1	Покататися, розважитися	Люди з високим достатком	Клієнти з різним достатком, зважаючи на це витрачають різний час на катання на багті, різні знання техніки та низький рівень майстерності керування багті. Витрачають більше моторесурсу	Надійність, низька вартість експлуатаційних та витратних матеріалів, простота конструкції
2	Тренування	Спортсмени	Індивідуальна манера керування	Керованість, потужність, надійність

Проводимо SWOT-аналіз середовища реалізації інноваційного проекту (таблиця 7.4).

Таблиця 7.4 – SWOT-аналіз

Сильні сторони:	Слабкі сторони:
- низька вартість базового двигуна виробництва - двигун українського виробництва має більш дешеві запчастини, ніж у конкурентів, простіше і дешевше обслуговувати (більше майстрів знайомі з двигуном MeM3-317)	– відсутність спеціального обладнання для тестування вузлів – невеликі потенційні обсяги виробництва (обмежений попит на баггі)
Можливості:	Загрози:
– можливість конкурувати із закордонними виробниками; відкритий ринок внаслідок постійного зростання попиту	– орієнтованість виключно на внутрішній ринок – збільшення витрат на виробництво за рахунок використання стендових іспитів може призвести до здорожчення кінцевого продукту та збільшення його вартості

Розроблення ринкової стратегії першим кроком передбачає визначення стратегії охоплення ринку: опис цільових груп потенційних споживачів (табл. 7.5).

Таблиця 7.5 – Вибір цільових груп потенційних споживачів

№ п/п	Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів	Готовність споживачів сприйняти продукт	Орієнтовний попит в межах цільової групи (сегменту)	Інтенсивність конкуренції в сегменті	Простота входу у сегмент
1	Приватні особи	готові	помірний	висока	середня
2	Господарі прокату	готові	помірний	висока	середня
3	Спортсмени	готові	помірний	висока	висока
Які цільові групи обрано: 1, 2, 3					

Визначаємо витрати на оплату праці з урахуванням балансу робочого часу одного працівника

Таблиця 7.6 – Склад, чисельність та фонд заробітної плати виробничих працівників

Категорії працівників	Наявна чисельність, осіб		Тарифна ставка за розрядом виконуваних робіт, грн / годину	Ефективний фонд робочого часу, годин	Тарифний заробіток, тис. грн.	Преміальний відсоток до тарифного заробітку	Розмір премії, тис. грн.	Річний фонд заробітної плати, тис.грн.	ЄСВ (22%), грн.
	за зміну	на добу							
Виробничі працівники, в тому числі:									
1. Основні працівники	1	1	60	2000	120	5	6	126000	27720
2. Допоміжні працівники	1	1	55	2000	110	5	5,5	115500	25410
Разом виробничих працівників	3	3	X	X	X	X	11,5	241500	53130

Ефективний фонд робочого часу розраховуємо для 250 робочих днів (в тому числі 10 днів – оплачувана відпустка) по 8 годин: $250 \cdot 8 = 2000$.

Таблиця 7.7 - Склад, чисельність та фонд заробітної плати адмінперсоналу

Посада	Кількість осіб	Посадовий оклад, грн	Преміальний відсоток до окладу, %	Сума премії, грн	Місячна заробітна плата, грн	Річний фонд оплати праці, грн	ЄСВ, грн
Керівник робіт	1	10000	10	1000	11000	132000	29040
Разом управлінського персоналу	1	10000	X	1000	11000	132000	29040

Визначаємо матеріальні витрати та вартість спожитих послуг (табл. 7.8).

Таблиця 7.8 – Розрахунок матеріальних витрат

Матеріальні витрати	Норматив у розрахунку на один. продук. (послуг)	Виробнича програма	Обсяг сировини	Ціна	Сума грн
1	2	3	4	5	6
Двигун MeM3-317 (базова версія)	1	15	15	65045	975675
Насос PACE BG – 3 STAGE	1	15	15	29610	444150
Картер	1	15	15	12960	194400
Привідна шестерня з ременем	1	15	15	5520	82800

Продовження таблиці 7.8

1	2	3	4	5	6
Бак	1	15	15	3220	48300
Трубопроводи (комплект)	1	15	15	3620	54300
Радіатор	1	15	15	750	11250
Разом	7	105	105	120725	1810875

Розраховуємо вартість спожитих послуг (табл. 7.9).

Таблиця 7.9 – Розрахунок вартості спожитих послуг

Вид послуг	Норматив у розрахунку на один. продук. (послуг)	Виробнича програма	Обсяг послуг	Тарифи, грн.	Сума, грн.
Електропостачання	100 кВт·год	15	1200 кВт·год	2,14	3210
Водопостачання та водовідведення	1 м ³	15	1 м ³	45,74	686,1
Разом	х	х	х	х	3896,1

Примітка: тарифи для юридичних осіб.

Визначаємо річну суму амортизації з урахуванням первісної вартості основних засобів та норми амортизації (табл. 7.10).

Розраховуємо норму амортизації за прямолінійним методом:

- для комп'ютера $15000 \text{ грн.} / 5 \text{ років} = 3000 \text{ грн.}$
- для набору інструмента $3000 \text{ грн.} / 10 \text{ років} = 300 \text{ грн.}$

Таблиця 7.10 – Розрахунок амортизації

Група основних засобів	Норма амортизації	Первісна вартість ОЗ на 01.01	Надійшло ОЗ		Вибуло ОЗ		Сума грн
			дата	пер. вар.	дата	пер. вар.	
Комп'ютер	3000	15000	01. 2021	15000	12. 2021	12000	3000
Набір інструментів	300	3000	01. 2021	3000	01. 2021	300	300
Разом	3300	18000	х	18000	х	12300	3300

Загальна сума амортизації ОЗ складає 3300 грн.

Визначаємо витрати на поточний ремонт у розмірі 2 % від балансової вартості основних засобів:

– для комп'ютера $15000 \text{ грн.} \cdot 2 / 100 = 300 \text{ грн.};$

– для набору інструмента $3000 \text{ грн.} \cdot 2 / 100 = 60 \text{ грн.}$

Загальна сума витрат на поточний ремонт $300 + 60 = 360 \text{ грн.}$

Складаємо кошторис витрат переобладнання двигунів MeM3-317 системою мащення з сухим картером (табл. 7.11).

Таблиця 7.11 – Кошторис витрат

Калькуляційні статті	Витрати	
	у розрахунку на одиницю продукції, грн.	у розрахунку на весь обсяг продукції, грн.
1	2	3
Сировина та матеріали	120725	1810875
Електропостачання	214	3210
Водопостачання та водовідведення	45,74	686,1

Продовження таблиці 7.11

1	2	3
Разом	120984,74	1814771,1
Заробітна плата основних виробничих працівників	241500	241500
ЄСВ	53130	53130
амортизація	3300	3300
Витрати на утримання та експлуатацію основних засобів поточний ремонт	360	360
Виробнича собівартість	419274,74	2113061,1
Адміністративні витрати	132000	132000
ЄСВ	29040	29040
Повна собівартість	580314,74	2274101,1

Визначаємо очікуваний дохід та фінансовий результат. Визначаємо фінансовий результат за інноваційним проектом (табл. 7.12).

Таблиця 7.12 – Розрахунок фінансового результату

№ періоду	Обсяги виробництва (послуг)	Обсяги реалізації	Залишок нереалізованої продукції	Ціна	Дохід	Витрати	Фінансовий результат
1 рік	15	15	0	155 000	2400000	2274101,1	125899
Разом	15	15	0	155 000	2400000	2274101,1	125899

З таблиці 7.12 можна зробити висновок, що інвестиційний проект побудови модернізованого двигуна MeM3-317 для багті є перспективним. Фінансовий результат від переобладнання 15 двигунів складе 125899 грн.

ВИСНОВКИ

В роботі обґрунтовано актуальність розробки методики розрахунку параметрів систем мащення з сухим картером, що забезпечить можливість визначати параметри елементів системи мащення для двигунів різних типів. Це сприятиме вирішенню актуальних питань підвищення надійності та техніко-експлуатаційних показників двигунів для спортивних автомобілів, мотоциклів, позадорожньої техніки, зокрема, автомобілів «баггі».

Розроблено проект модернізації двигуна MeM3-317 для автомобіля «баггі» шляхом встановлення системи мащення з сухим картером. Встановлення системи з сухим картером дозволяє зменшити висоту двигуна (за рахунок зменшення картера) на 86 мм. Це дозволяє збільшити кліренс автомобіля або зменшити його центр мас.

Оскільки автомобіль «баггі» при їзді по пересіченій місцевості витримує значні знакозмінні прискорення, значні нахили кузова (і двигуна разом з ним), система мащення з сухим картером забезпечує надійну безперебійну подачу масла.

З наукової літератури визначено розрахункові методики систем з мокрим картером, модифіковано розрахункову методику, за допомогою якої визначено потрібні характеристики насоса для систем мащення з мокрим та сухим картером.

Визначено вплив довжини та діаметра трубопроводів на потрібні характеристики масляного насоса.

Встановлено, що на ділянках трубопроводу 1, 2 числове значення критерія Рейнольдса менше за граничне $Re_{1,2} < Re_{кр} = 2300$, потік у цих трубопроводах ламінарний. У трубопроводі 3 (від маслозбірника до головної масляної магістралі) $Re_3 = 3608...4592$, тобто спостерігається перехідний (змішаний) режим течії.

Розраховано характеристики насоса, мінімально достатні для забезпечення надійного мащення деталей двигуна MeM3-317 з системою мащення з сухим картером (при $L_3'' = 1$ м, $d_3'' = 13$ мм): потрібна потужність $N = 270,5$ Вт, потрібний тиск $P = 597,61$ кПа, потрібна подача $Q = 27,2$ л/хв.

Встановлено, що додання радіатора в систему мащення збільшує потрібний тиск P , створюваний насосом, на 3,7 %. Це вимагає відповідного збільшення потужності насоса N на 3,7 %.

Для встановлення на двигуна MeM3-317 автомобіля «баггі» вибираємо насос PACE BG – 3 STAGE 1.118''/1.118''/1.118''.

Виконано тепловий розрахунок двигуна MeM3-317 на номінальному режимі. Розраховані ефективні показники: ефективна потужність $N_e = 57,13$ кВт; ефективна питома витрата палива $g_e = 0,2736$ кг/(кВт·год); середній ефективний тиск $p_e = 0,919$ МПа; ефективний ККД $\eta_e = 0,360$.

Виконано динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі. Розраховані сили та моменти, що діють на деталі двигуна.

Розроблені заходи з охорони праці для безпечного проведення досліджень.

Інвестиційний проект модернізації двигуна MeM3-317 для баггі є перспективним. Фінансовий результат від переобладнання 15 двигунів складе 125899 грн.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.; Под общ. ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1985. – 456 с.
2. **Тимченко, І. І.** Системи ДВЗ: Навчальний посібник [Текст] / І. І. Тимченко, П. В. Жадан, С. С. Жилін. – За заг. ред. проф. І. І. Тимченко. – Х. : ХНАДУ, 2007. – 204 с.
3. Сухой картер [Електронний ресурс] / Сайт «DRIVE2.RU». – 2013. – Режим доступу: <https://www.drive2.ru/b/660272/>
4. Абрамчук, Ф. І. Автомобільні двигуни: Підручник [Текст] / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, І. І. Тимченко. – К.: Арістей, 2006. – 476 с.
5. Основы конструкции современного автомобиля [Текст] / А. М. Иванов, А. Н. Солнцев, В. В. Гаевский, П. Н. Ключкин, В. И. Осипов, А. И. Попов – М. : ООО «Издательство «За рулем», 2012. – 336 с.
6. **Колчин, А. И.** Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] : Учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М. : Высш. шк., 2008. – 496 с.
7. **Жулина, Е. Г.** Основы гидравлических расчетов на автомобильном транспорте. Ч. 1: Учебно-методическое пособие [Текст] / Сост. : Е. Г. Жулина, А. Г. Китов. – Н. Новгород : ВГИПУ, 2010. – 52 с.
8. Задание и методические указания к выполнению курсовой работы «Гидравлический расчет системы смазки двигателя» для студентов специальности 6.010.100 по дисциплине «Гидравлика и гидропневмопривод» [Текст] / Сост. В. Я. Ермолаев. – Харьков : ХНАДУ, 2006 – 48 с.
9. Автомобили AvtoZAZ-Daewoo Sens 1.3i Chance 1.3i Lanos 1.4i. Руководство по ремонту и обслуживанию [Текст]. – Х. : Ранок. – 232 с.

10. Силовой агрегат МЕМЗ-317 [Електронний ресурс] / Сайт «Мелитопольский моторный завод». – Режим доступу: <http://memz.com.ua/html/memz-317.htm>

11. Система смазки двигателя ЗАЗ-1102, проверка и ремонт [Електронний ресурс] / Сайт «Строительная техника». – Режим доступу: <http://stroy-technics.ru/article/sistema-smazki-dvigatelya-zaz-1102-proverka-i-remont>

12. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл.: Г. І. Слинько, Я. О. Єгоров. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 50 с.

13. Условные обозначения на гидравлических схемах металлорежущих станков [Електронний ресурс] / Сайт «ООО Рубикон». – Режим доступу: http://stanki-katalog.ru/st_81.htm

14. Методические указания к выполнению раздела дипломного проекта «расчет основных систем установок с ДВС» [Текст] / Сост Р. В. Козачков. – Харьков : ХПИ, 1987. – 28 с.

15. Плотность масла [Електронний ресурс] / Сайт «OIL-Club». – 2016. – Режим доступу: <https://www.oil-club.ru/forum/topic/26280-plotnost-masla-gadanie-po-grafikam/>

16. Моторное масло SAE 5W-30 [Електронний ресурс] / Сайт «SINTEC Group». – 2018. – Режим доступу: <https://sintec-masla.ru/motornoe-maslo/5w30-sae-tekhnicheskie-harakteristiki/>

17. Методичні вказівки щодо виконання самостійних та індивідуальних завдань з дисципліни «Основи теплотехніки і гідравліки» за розділами курсу «Основи гідравліки» для студентів спеціальностей 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування» (освітні програми «Обладнання та технології ливарного виробництва», «Технології машинобудування», «Металорізальні верстати та системи», «Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання»), всіх форм навчання / Укл.: Н. О. Євсєєва, Р. Ф. Сухонос. – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2019. – 57 с.

18. Радиатор охлаждения LSA BA3 21073 алюминиевый (28999) [Електронний ресурс] / Сайт «Розетка». – Режим доступу: <https://rozetka.com.ua/310394853/p310394853/>

19. Technical Datasheets and Pricing [Електронний ресурс] / Сайт «PACE». – Режим доступу: <https://www.pacepumps.co.uk/technical-data>

20. Система смазки с сухим картером [Електронний ресурс] / Сайт «DRIVE2.RU». – 2014. – Режим доступу: <https://www.drive2.ru/l/3376346/>

21. Методичні вказівки до переддипломної практики, виконання та захисту кваліфікаційної роботи магістрів, що навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Двигуни внутрішнього згорання» [Текст] / Укл.: Г. І. Слинько, В. І. Кубіч, Р. Ф. Сухонос. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018. – 38 с.

22. Методичні вказівки до лабораторного заняття «Дослідження шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища, важкості і напруженості праці» з дисципліни «Цивільний захист і охорона праці в галузі» : для студентів усіх спеціальностей та усіх форми навчання [Текст] / М.І. Лазуткін, М.О. Журавель : Запоріжжя: ЗНТУ. Каф. ОП і НС, 2018. – 44 с.

23. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» в магістерських дипломних роботах (проектах) зі спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» за освітньою програмою (спеціалізацією) – «Двигуни внутрішнього згорання» для усіх форм навчання [Текст] / Укл. : М. І. Лазуткін – Запоріжжя: Каф. ОП і НС. НУ «Запорізька політехніка», 2020 – 34 с.

24. Опалення, вентиляція та кондиціонування [Текст] : ДБН В.2.5-67:2013. – На заміну СНиП 2.04.05-91 ; крім розділу 5 та додатка 22. ; чинний від 2014-01-01. – К. : Мінрегіонбуд України, 2013. – 149 с. – (Державні будівельні норми України)

25. Правила пожежної безпеки в Україні [Текст] : НАПБ А.01.001-14. – На заміну НАПБ А.01.001-04 ; чинний від 2014-12-30. – К. : МВС України, 2014. – 47 с. – (Нормативний акт пожежної безпеки)

26. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень [Електронний ресурс] : ДСН 3.3.6.042-99. – Чинний від 1999-12-01. – К. : МОЗ України, 1999. – URL: <http://zakon2.rada.gov.ua/rada/show/va042282-99>. – (Державні санітарні норми)

27. Правила улаштування електроустановок [Текст] : ПУЕ-2017. – На заміну ПУЕ-86 ; чинний з 2017-08-21. – К. : Міненерговугілля України, 2017. – 617 с. – (Правила)

28. Системи протипожежного захисту [Текст] : ДБН В.2.5-56:2014. – На заміну ДБН В.2.5-56:2010 ; СНиП 2.04.05-91 (розділи 5 та 22) ; чинний від 2015-07-01. – К. : Мінрегіон України, 2014. – 191 с. – (Державні будівельні норми)

29. Методичні рекомендації щодо виконання економічного розділу дипломного проекту здобувачами вищої освіти технічних спеціальностей за освітнім ступенем «магістр» [Текст] / Каф. підприємництва, торгівлі та біржової діяльності. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. – 12 с.

ДОДАТОК А

Таблиця А.1 – Протокол теплового розрахунку двигуна МеМЗ-317

φ, °п.к.в.	P, Па	T, К	m, кг	V, м ³
180	90268,6	360,8	0,000347	0,000386
190	91002,5	362,0	0,000347	0,000384
200	92997,3	364,7	0,000347	0,000379
210	96407,1	368,8	0,000347	0,000369
220	101507,4	374,6	0,000347	0,000356
230	108733,0	382,4	0,000347	0,000340
240	118743,4	392,5	0,000347	0,000319
250	132534,0	405,3	0,000347	0,000295
260	151625,5	421,5	0,000347	0,000268
270	178388,7	441,8	0,000347	0,000239
280	216615,0	467,1	0,000347	0,000208
290	272524,5	498,9	0,000347	0,000177
300	356540,5	538,6	0,000347	0,000146
310	486226,2	588,2	0,000347	0,000117
320	690075,6	649,4	0,000347	0,000091
330	1007117,0	722,0	0,000347	0,000069
340	1463863,3	802,6	0,000347	0,000053
350	2166773,6	959,4	0,000348	0,000043
360	3794377,6	1528,4	0,000352	0,000039
370	5637394,4	2404,2	0,000361	0,000043
380	5787607,6	2982,1	0,000370	0,000053
390	4256606,0	2853,4	0,000371	0,000069
400	2934149,9	2581,4	0,000371	0,000091
410	2081633,0	2354,4	0,000371	0,000117
420	1536929,5	2170,7	0,000371	0,000146
430	1181734,0	2022,5	0,000371	0,000177
440	943633,5	1902,5	0,000371	0,000208
450	779603,3	1805,0	0,000371	0,000239
460	663855,5	1725,3	0,000371	0,000268
470	580581,7	1660,0	0,000371	0,000295
480	519832,0	1606,4	0,000371	0,000319
490	475182,1	1562,4	0,000371	0,000340
500	442394,3	1526,4	0,000371	0,000356
510	418635,8	1497,2	0,000371	0,000369
520	402014,1	1473,8	0,000371	0,000379
530	391300,8	1455,4	0,000371	0,000384
540	380565,8	1442,9	0,000371	0,000386

МеМЗ - 317

 $L_i = 408,216229$ Дж/цикл $\eta_i = 0,461269$

Дата: 20.06.2021

 $p_i = 1177934,739527$ Па $g_i = 0,213416$ кг/(кВт·год)

Таблиця А.2 – Протокол динамічного розрахунку двигуна МеМЗ-317

φ, °П.К.В.	P, Н	N, Н	S, Н	T, Н	K, Н	M, Н·м
0	-9521,6	0,0	-9521,6	0,0	-9521,6	0,0
20	-8564,8	-898,3	-8611,8	-3773,5	-7741,0	-138,7
40	-5989,9	-1197,6	-6108,4	-4767,6	-3818,8	-175,2
60	-2563,5	-702,0	-2657,9	-2571,1	-673,8	-94,5
80	782,7	246,5	820,5	813,6	-106,8	29,9
100	3306,4	1041,2	3466,5	3075,4	-1599,6	113,0
120	4703,5	1288,1	4876,7	3429,3	-3467,3	126,0
140	5143,7	1028,4	5245,5	2518,5	-4601,4	92,6
160	5092,6	534,2	5120,6	1239,8	-4968,2	45,6
180	4998,5	0,0	4998,5	0,0	-4998,5	0,0
200	5091,7	-534,1	5119,6	-1239,6	-4967,3	-45,6
220	5182,9	-1036,2	5285,5	-2537,7	-4636,4	-93,3
240	4823,9	-1321,1	5001,6	-3517,1	-3556,1	-129,3
260	3581,9	-1128,0	3755,3	-3331,6	-1732,8	-122,4
280	1364,6	-429,7	1430,6	-1418,5	-186,2	-52,1
300	-1321,8	362,0	-1370,5	1325,7	-347,4	48,7
320	-3175,6	634,9	-3238,5	2527,6	-2024,6	92,9
340	-2102,1	220,5	-2113,6	926,1	-1899,9	34,0
360	7929,5	0,0	7929,5	0,0	7929,5	0,0
380	18284,4	1917,8	18384,7	8055,8	16525,7	296,1
400	7405,2	1480,5	7551,8	5894,1	4721,1	216,6
420	4243,7	1162,2	4400,0	4256,3	1115,4	156,4
440	4792,5	1509,2	5024,5	4981,7	-654,1	183,1
460	5997,1	1888,5	6287,4	5578,1	-2901,2	205,0
480	6715,1	1839,0	6962,3	4895,9	-4950,2	179,9
500	6790,2	1357,6	6924,6	3324,7	-6074,2	122,2
520	6548,7	686,9	6584,6	1594,3	-6388,7	58,6
540	6367,3	0,0	6367,3	0,0	-6367,3	0,0
560	5925,7	-621,5	5958,2	-1442,7	-5780,9	-53,0
580	5455,0	-1090,6	5562,9	-2670,9	-4879,8	-98,2
600	4779,9	-1309,0	4955,9	-3485,0	-3523,6	-128,1
620	3382,9	-1065,3	3546,6	-3146,5	-1636,5	-115,6
640	859,1	-270,5	900,7	-893,0	-117,2	-32,8
659	-2310,4	639,5	-2397,2	2330,7	-560,8	85,7
680	-5913,5	1182,3	-6030,5	4706,8	-3770,0	173,0
700	-8488,4	890,3	-8534,9	3739,8	-7672,0	137,4
720	-9521,6	0,0	-9521,6	0,0	-9521,6	0,0

ДОДАТОК Б

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЗАПОРІЗЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

КАФЕДРА «ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ»

АКТ

впровадження результатів роботи

06 грудня 2021 р.

м. Запоріжжя

Складено комісією у складі:

Голови зав. кафедри «ДВЗ», д.т.н., професор Георгій СЛИНЬКО,члени комісії к.т.н., доцент кафедри «ДВЗ» Володимир МАЗІН,старший викладач кафедри «ДВЗ» Роман СУХОНОС,старший викладач кафедри «ДВЗ» Віра СЛИНЬКО.

Комісія провела роботу по визначенню фактичного впровадження науково-дослідної роботи НДР 02211 «Теплові та газодинамічні процеси в двигунах внутрішнього згорання та системах»,

виконаної у НУ «Запорізька політехніка» згідно п. 1.1 «Дослідження теплових та газодинамічних процесів процеси в двигунах внутрішнього згорання та системах машинобудування» тематичного плану НДР 02211 на 2021-2022 н.р., та установила, що результати вказаної роботи впроваджені в навчальний процес кафедри «Двигуни внутрішнього згорання» НУ «Запорізька політехніка».

Вид та об'єм впровадження модифіковану методику гідравлічного розрахунку системи мащення 4-циліндрового двигуна впроваджено в курс дисципліни «Системи ДВЗ» підготовки бакалаврів, що навчаються за ОПП «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

Досягнуті технічні результати, їх рівень методику гідравлічного розрахунку можна використовувати для розрахунку систем мащення ДВЗ з рядним розташуванням циліндрів; підвищення рівня підготовки фахівців ОПП «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

Голова комісії

Члени комісії



Георгій СЛИНЬКО

Павло ЦОКОТУН

Роман СУХОНОС

Віра СЛИНЬКО