

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний, транспортний

(повне найменування інституту, назва факультету)

Двигуни внутрішнього згорання

(повна назва кафедри)

## Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістра

(ступінь вищої освіти)

на тему «Вплив ОВД-коригування газової суміші на техніко-економічні  
показники двигуна МеМЗ-317»

Виконав: студент(ка) 2(м) курсу, групи Т-419м

Спеціальності 133 Галузеве машинобудування

(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Двигуни внутрішнього згорання

Степаненко А.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник

Євсєєва Н.О.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

Циганов В.В.

(прізвище та ініціали)

2020

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 \_\_\_\_\_

Слинько Г.І.

“ ”

2020 року

**ЗАВДАННЯ**

**НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)**

Степаненко Анатолій Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема проекту (роботи) «Вплив ОВД-коригування газової суміші на техніко-економічні показники двигуна MeM3-317»

керівник проекту (роботи) Євсєєва Н.О., к.т.н., доцент,  
( прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від “30” листопада 2020 року № 362

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 15 грудня 2020р.

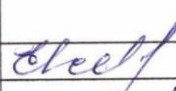
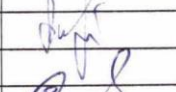
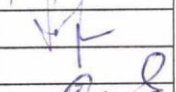
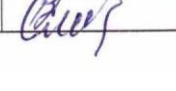
3. Вихідні дані до проекту (роботи) 4-тактний бензиновий двигун (MeM3-317).

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити: аналітичний огляд літератури; тепловий, динамічний розрахунок двигуна, розрахунок врівноваження та маховика, розрахунок на міцність шатуна і колінчатого вала, дослідницька частина, економічне обґрунтування роботи; охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.

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

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

## 6. Консультанти розділів проекту (роботи)

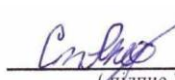
| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата                                                                        |                                                                                     |
|--------|-------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
|        |                                           | завдання видав                                                                      | прийняв виконане завдання                                                           |
| 1-7    | Євсєєва Н.О., к.т.н., доцент              |  |  |
| 8      | Левченко Н.М., д.н.держ.упр., професор    |  |  |
| 9      | Лазуткін М.І., к.т.н., доцент             |  |  |
| Н.к.   | Слинько В.В., ст. викладач                |  |  |

7. Дата видачі завдання «01» вересня 2020 року.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів дипломного проекту (роботи)                        | Строк виконання етапів проекту (роботи) | Примітка |
|-------|-----------------------------------------------------------------|-----------------------------------------|----------|
| 1     | Оформлення завдання до магістерської роботи                     | 01.09.2020                              |          |
| 2     | Основні напрямки оцінки та підвищення робочих характеристик ДВЗ | 10.09.2020                              |          |
| 3     | Екологічні аспекти роботи ДВЗ                                   | 20.09.2020                              |          |
| 4     | Методи досліджень та устаткування                               | 29.09.2020                              |          |
| 5     | Тепловий розрахунок двигуна (MeM3-317)                          | 13.10.2020                              |          |
| 6     | Економічне обґрунтування роботи                                 | 28.10.2020                              |          |
| 7     | Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях               | 08.11.2020                              |          |
| 8     | Оформлення пояснювальної записки                                | 17.11.2020                              |          |
| 9     | Представлення роботи керівнику                                  | 28.11.2020                              |          |
| 10    | Представлення проекту на рецензію                               | 05.12.2020                              |          |

Студент(ка)

  
(підпис)

Степаненко А.В.  
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

  
(підпис)

Євсєєва Н.О.  
(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

Магістерська випускна робота: \_\_ с., 6 розд., \_\_ табл., \_\_ рис., \_\_ джерел.

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, ЗРІДЖЕНИХ ВУГЛЕВОДНЕВИХ ГАЗ, ТЕОРЕТИЧНО НЕОБХІДНА КІЛЬКІСТЬ ПОВІТРЯ, ОПТИМАЛЬНИЙ КУТ ВИПЕРЕДЖЕННЯ ЗАПАЛЮВАННЯ НАПОВНЕННЯ, ТИСК, ТЕМПЕРАТУРА.

**Об'єкт дослідження** – легковий автомобіль з газовим двигуном.

**Предмет дослідження** – робочий процес і техніко – економічні показники газового двигуна.

**Мета роботи** – оцінка впливу ОВД – корегування газової суміші на техніко-економічні показники двигуна .

**Практична цінність** результатів роботи полягає в тому, що обрано 4-тактний газовий двигун з ОВД-корегуванням газової суміші, який дозволяє зта оптимізувати співвідношення газу і повітря в системі ГБО і отримати поліпшені експлуатаційні та ефективні показники чотиритактного ДВЗ з іскровим запалюванням: ефективна потужність збільшилась **на 11,3 %**, крутний момент збільшився на **9,51 %** при зменшенні витрати палива на **14,51 %** **в** порівнянні з базовими характеристиками. Магістерська робота, є завершальним етапом в отриманні освіти та отриманні диплома магістра і є кінцевим результатом за період всього навчання.

# ЗМІСТ

|                                                                                                    |     |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Реферат .....                                                                                      | 7   |
| Зміст .....                                                                                        | 8   |
| Умовні позначення .....                                                                            | 10  |
| Вступ .....                                                                                        | 11  |
| 1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ВИДІВ ПАЛИВА ДЛЯ РОБОТИ ДВЗ .....                                                | 13  |
| 1.1 Аналіз роботи ДВЗ на різних видах палива .....                                                 | 13  |
| 1.2 Аналіз роботи ДВЗ на газоподібному паливі .....                                                | 19  |
| 1.3 Екологічні аспекти роботи ДВЗ .....                                                            | 26  |
| 1.4 Висновки і вибір напрямку досліджень .....                                                     | 27  |
| 2. МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ОБЛАДНАННЯ .....                                                           | 29  |
| 2.1. Конструкція і технічна характеристика базового двигуна .....                                  | 29  |
| 2.3. Модернізація двигуна МемЗ-317 шляхом встановлення ОВД –<br>корегування газової суміші .....   | 32  |
| 2.3. Визначення особливостей розрахунку .....                                                      | 36  |
| 2.4 Тепловий розрахунок .....                                                                      | 37  |
| 2.5 Контроль результатів розрахунку .....                                                          | 48  |
| 3. Динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі .....                                      | 50  |
| 3.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму .....                                     | 51  |
| 3.2 Сили інерції обертових мас .....                                                               | 52  |
| 3.3 Сили, що діють на шатунну і корінну шийки колінчастого валу .....                              | 54  |
| 3.4 Моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі .....                                       | 60  |
| 4. Розрахунок врівноваження двигуна .....                                                          | 62  |
| 5. Розрахунок маховика .....                                                                       | 66  |
| 6 Розрахунок на міцність .....                                                                     | 70  |
| 6.1 Розрахунок на міцність шатуна .....                                                            | 70  |
| 6.2 Розрахунок колінчастого вала .....                                                             | 83  |
| 7 Вплив складу паливо-повітряної суміші НА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ<br>ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА МЕМЗ-317 .....  | 97  |
| 7.1 Теплові розрахунки двигуна при різних значеннях коефіцієнта<br>надлишку повітря $\alpha$ ..... | 97  |
| 7.2 Висновки за розділом .....                                                                     | 99  |
| 8. Економічне обґрунтування проекту .....                                                          | 100 |
| 8.1 Характеристика продукції .....                                                                 | 100 |
| 8.2 Оцінка ринку збуту та маркетингова програма .....                                              | 101 |

|                                                                         |     |
|-------------------------------------------------------------------------|-----|
| 8.3 Розрахунок витрат на дослідження, розробку і проектування ДВЗ ....  | 102 |
| 8.4 Розрахунок собівартості проектного ДВЗ .....                        | 103 |
| 8.5 Розрахунок експлуатаційних витрат .....                             | 106 |
| 8.6 Економічний ефект від виробництва і експлуатації і нового ДВЗ ..... | 108 |
| 9 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ ...                 | 111 |
| 9.1 Аналіз потенційних небезпек.....                                    | 111 |
| 9.2 Заходи по забезпеченню безпеки .....                                | 112 |
| 9.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці .....  | 114 |
| 9.4 Заходи з пожежної безпеки та дії надзвичайній ситуації .....        | 121 |
| Висновки .....                                                          | 123 |
| ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ .....                                          | 124 |
| ДОДАТКИ.....                                                            | 126 |

## УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

к/в – колінчастий вал;

$\lambda$  – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;

$\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря;

ППС – паливо-повітряна суміш;

кут п.к.в. – кут повороту колінчастого валу;

КШМ – кривошипно-шатунний механізм;

ГРМ – газорозподільний механізм;

КВЗ – кут випередження запалювання;

ЗВГ – зріджений вуглеводневий газ (пропан-бутан);

ТНКП – теоретично необхідна кількість повітря;

ГБО – газобаллонное оборудование;

## ВСТУП

### Актуальність теми

На сучасному етапі розвитку економіки український автомобільний транспорт, як і в більшості розвинених країн, відіграє найважливішу роль у забезпеченні економічного зростання та соціального розвитку держави.

У той же час розвиток автомобільного транспорту в Україні стикається з проблемами, що вимагають комплексного вирішення на державному рівні. Перспективи альтернативного палива такі, що вже сьогодні світові автовиробники впроваджують близько 50 різних моделей, що працюють на альтернативному виді пального.

На сьогодні внаслідок постійного підвищення вартості нафти, а відповідно бензину, значна частина власників встановлюють на автомобілі газобалонне обладнання. В Україні досить розвинена мережа підприємств, які надають послуги з переобладнання автомобілів на газове паливо. Переваги використання такого виду пального давно доведено, однак як власники, так і підприємства, які займаються встановленням, налаштуванням та обслуговуванням газобалонного устаткування стикаються з рядом проблем, пов'язаних з витратою газу, тягово-швидкісними властивостями транспортного засобу, надмірним зношенням двигуна та забрудненням навколишнього середовища. Зважаючи на те, що сучасні автомобілі обладнуються електронними блоками керування, їх налаштування потребує використання відповідного діагностичного обладнання.

Як відомо, вирішується завдання пошуку заміни автомобільного палива: бензину, ДТ на їх найбільш реальні альтернативні види, у тому числі і зріджений нафтовий газ (ЗНГ). Особливістю якого є можливості досягнення суттєве зменшення викидів забруднюючих речовин, що на сьогодні є надзвичайно актуальним.

### **Мета і завдання дослідження**

Поліпшення економічних та технічних характеристик обраного 4-тактного бензинового двигуна MeM3-317, шляхом дообладнання системою живлення ЗНГ четвертого покоління STAG 4 Plus та ОВД корекцією і дозволяє працювати на обох видах палива

Для досягнення мети вирішувався ряд завдань:

- аналіз існуючих видів палива та альтернативного палива для роботи двигунів внутрішнього згорання;
- вибір методики проведення експерименту по визначенню сучасної системи впорскування газу з ОВД корекцією,
- розрахунок робочого процесу і показників двигуна MeM3-317;
- дослідження робочих характеристик ДВЗ на різних режимах;
- економічне обґрунтування роботи.

**Об'єкт дослідження** – легковий автомобіль з газовим двигуном.

**Предмет дослідження** – робочий процес і техніко – економічні показники газового двигуна.

**Мета роботи** – оцінка впливу ОВД – корегування газової суміші на техніко-економічні показники двигуна .

### **Наукова новизна роботи:**

- роботи полягає в тому що, було отримано розрахункові результати досліджень впливу ОВД корекції газоповітряної суміші на ефективні та експлуатаційні показники чотиритактного ДВЗ з іскровим запалюванням;
- за допомогою програмного комплексу «DVS-2» змодельовано ефект від використання ОВД корекції газоповітряної суміші на робочий процес та техніко-економічні показники чотиритактного інжекторного бензинового та газового ДВЗ.
- оптимізовані режими роботи двигуна MeM3-317 при використанні ОВД корекції газоповітряної суміші

# 1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ВИДІВ ПАЛИВА ДЛЯ РОБОТИ ДВЗ

## 1.1 Аналіз роботи ДВЗ на різних видах палива

З моменту появи перших двигунів внутрішнього згорання і до теперішнього часу основними видами палива для автотранспорту залишаються продукти нафтопереробки - бензини і дизельне паливо. Ці палива представляють собою суміші вуглеводнів і присадок, призначених для поліпшення їх експлуатаційних властивостей. До складу бензинів входять вуглеводні, що википають при температурі від 35 до 200 °С, а до складу дизельних палив - вуглеводні, що википають в межах 180-360 °С. Виробництво палива включає комплекс технологічних процесів переробки нафти і нафтопродуктів.

Виробництво синтетичного палива зі сланців, торфу, вугілля та інших видів твердого палива ще не має істотного значення. Тому перспективи розвитку двигунів внутрішнього згорання нерозривно пов'язані з перспективами розвитку нафтовидобувної і нафтопереробної промисловості, які в свою чергу залежать від природних запасів нафти, вдосконалення методів її видобутку і переробки.

Світові запаси органічного палива на планеті становлять за прогнозними оцінками 12800 млрд. тон умовного палива, в тому числі вугілля – 11200 млрд. тон, нафти 740 млрд. тон, газу 630 млрд. тон умовного палива. [1].

*Бензини.* Бензин - це суміш легкокип'ячих рідких вуглеводнів різної будови з температурою кипіння 35 ... 200 °С, що отримується при перегонці нафти, осушки природного газу, переробки твердих видів палива та при вторинній переробці продуктів перегонки нафти (наприклад, мазуту). Найбільш важливими для бензинів є вимоги до детонаційної стійкості і фракційним складом, від яких залежать їх експлуатаційні характеристики.

Бездетонаційна робота двигуна досягається застосуванням бензину з необхідною детонаційною стійкістю. Найменшою детонаційною стійкістю мають нормальні парафінові вуглеводні, а найбільшою - ароматичні вуглеводні. Варіюючи вуглеводневий склад, отримують бензини з різною детонаційною стійкістю, що характеризується октановим числом (ОЧ). Октанове число - це цифра, що показує антидетонаційну стійкість бензину. Чим вище ОЧ, тим вище стійкість бензину проти детонації. Визначення ОЧ проводиться на спеціальних моторних установках.

Найбільш важливим конструктивним чинником, що визначає вимоги двигуна до октанового числа, є ступінь стиснення. Підвищення ступеня стиснення двигунів дозволяє поліпшити їх техніко-економічні та експлуатаційні показники. При цьому зростає потужність і знижується питома витрата палива. Однак зі збільшенням ступеня стиснення необхідно застосовувати бензин з більш високим октановим числом. Тому найважливішою умовою бездетонаційної роботи двигунів є відповідність октанового числа бензину, що застосовується і ступені стиснення двигуна.

Слід підкреслити, що необхідне октанове число залежить не тільки від ступеня стиснення, але ще від форми камери згоряння, максимальної частоти обертання колінчастого вала, теплонапруги двигуна, наявності наддуву і інших факторів. Тому, зустрічаються ДВС, у яких ступінь стиснення відрізняється на 1 ... 2 одиниці, а бензин для них рекомендований один і той же. Для підвищення детонаційної стійкості бензинів в їх склад вводять антидетонатори - речовини, які при додаванні до бензину в невеликих кількостях різко підвищують його антидетонаційну стійкість. До їх числа відносяться антидетонатори на основі ароматичних амінів, марганцю або їх суміш.

Для нормального згорання палива необхідно, щоб воно встигало повністю випаруватися в циліндрі. Співвідношення палива і повітря в об'ємі циліндра повинно бути рівномірним. Ці умови досягаються за рахунок

конструкційних особливостей паливної апаратури і камери згорання двигуна. [2-6]

У відповідності зі стандартами бензини не повинні містити воду, механічні домішки, водорозчинні кислоти і луги, однак на практиці зустрічаються випадки істотного відхилення від цих вимог.

Фізико – хімічні та експлуатаційні властивості палива характеризуються оціночними показниками, які визначені державними стандартами. Одні з цих показників впливають на протікання робочого циклу двигуна і надійність його роботи, інші визначають можливість застосування палива в різних кліматичних умовах експлуатації.

У двигунах повинні використовуватися палива тих сортів, які рекомендовані його заводом виробником, що необхідно для забезпечення їх тривалої і надійної роботи з високими ефективними показниками.

Використання палива з іншими властивостями може привести до погіршення показників роботи двигуна: зниження потужності, підвищення питомої витрати палива, надмірної димності і токсичності відпрацьованих газів, збільшення шуму при роботі та зменшення надійності. [7-11]

*Дизельні палива.* Дизельне паливо (ДТ) для автомобільних дизелів виготовляють з фракцій дистилятів прямої перегонки нафти, а також з дистилятів фракцій, підданих гідроочистці і депарафінізації з додаванням до 1% ізопропілнітратом для підвищення цетанового числа. ДТ складається в основному з двох компонентів: легкозаймистою рідиною (цетана) і поганоспалахуючого метилнафталіну.

Найбільш важливими експлуатаційними властивостями дизельного палива є його займистість і прокачуваність. Займистість палива характеризує його здатність до самозаймання. Цетанове число (ЦЧ) - це процентний вміст цетана в дизельному паливі по відношенню до метилнафталіну.

Цетанове число (ЦЧ) характеризує здатність палива до самоспалахування. Чим вище ЦЧ, тим краще паливо самозаймається. Підвищення ЦЧ покращує самозаймання палива при конкретних умовах, що

полегшує запуск дизеля. Оптимальний діапазон для ЦЧ = 45 ... 50 одиниць. Якщо ЦЧ нижче 45, то це призводить до "жорсткої" роботи дизеля, а якщо вище 55, то паливо занадто рано запалюється, не встигнувши добре перемішатися з повітрям. Останнє погіршує ефективність і повноту згоряння палива, збільшуючи тим самим його витрату.

Прокачуваність дизпалива характеризує здатність палива до перетікання в системі живлення дизеля від паливного бака до розпилювача форсунки. Прокачиваність залежить від властивостей застосовуваного дизпалива (температури помутніння, граничної температури фільтрування, температури застигання, змісту механічних домішок і води) і конструктивних особливостей системи живлення і фільтрації палива.

Найбільш агресивними до корозії є меркаптани і сірководень. Від змісту в дизпаливі сірки істотно залежить термін служби дизеля. Чим більше сірки, тим інтенсивніше корозійне зношування дизеля, тому в промислово розвинених країнах вміст сірки в дизпаливі обмежена більш жорсткими стандартами. Так, в Каліфорнії вміст сірки обмежено значенням 0,05%, що в 4 ... 10 разів менше в порівнянні з російськими видами дизпалива, а в Швеції, ця вимога до змісту сірки ще суворіша.

Важливою експлуатаційною властивістю дизельного палива є його схильність до утворення нагару і лакових відкладень в двигуні. Відкладення призводять до порушень в роботі двигуна, що погіршує його техніко-економічні та екологічні показники. Кількість шкідливих відкладень в двигуні зростає при збільшенні вмісту в дизпаливі сірки і сірчастих з'єднань, фактичних смол, ненасичених і ароматичних вуглеводів (йодного числа), вогнетривких неорганічних сполук (зольності).

*Альтернативні види палива.* Альтернативні види палива - це природний газ, нафтовий вуглеводневий газ (пропан-бутановий), спирти, синтетичне паливо, водень, генераторний газ та ін. Кожен вид палива в порівнянні зі звичайними нафтовими паливами має як переваги, так і недоліки.

*Водень*. Мрія екологів – двигун, який викидає в атмосферу замість сірки, оксидів азоту і чадного газу водяну пару. Як змусити обертатися колеса автомобілів, турбіни реактивних двигунів та інших транспортних засобів за допомогою найбільш летючої речовини в матеріальному світі, це питання давно мучить поважних сивочолих академіків. Способів застосування може бути декілька. Наприклад, давно відомий двигун внутрішнього згоряння. Тут водень використовується в якості присадки до бензину або природньому газу. Така добавка покращує займистість суміші. Щоправда, при цьому падає потужність двигуна, але якщо змінити конструктивно систему запалювання, то вона може подолати стовідсотковий бар'єр. Тільки знову дають про себе знати значно більші шкідливі вихлопи окислів азоту, підгорають поршні і клапани, збільшується знос двигуна.

Крім того здатність водню проникати крізь атомарні ґрати металів, в силу надзвичайної летючості, може призвести до займання при високій температурі нагрітих поверхонь. Та й величезна кількість водяної пари в перерахунку на одиницю техніки, що викидається в повітря, абсолютно не вивчена. Наслідки такого застосування екологічно чистого палива можуть виявитися не менш загрозливими, ніж таких звичних вуглеводнів. Хоча за версією інших дослідників, ці, так звані гібридні двигуни, зменшують корозію елементів, а внаслідок більш повного згоряння паливної суміші зменшується вібрація і гучність. Ще один плюс – це компактність.

Розробники гібридних двигунів обіцяють, крім усього іншого також і простоту обслуговування обладнання, яке зводиться до своєчасної заміни води або електроліту взимку і перевірки на герметичність водневої магістралі. Зовнішня температура повітря, при якій можливо безпечно і надійне використання водню, становить від  $-30^{\circ}$  до  $+30^{\circ}$  С. [12]

Недолік рідкої фракції водню – це неможливість тривалого зберігання. У разі відкладеного старту паливо необхідно зливати, а це додаткові економічні витрати. Не можна обійти увагою і проблему використовуваних матеріалів для паливних баків. При польоті з гіперзвуковою швидкістю число

Маха досягає від 4-х до 8 одиниць (5000-9000 км/год), відбувається розігрів окремих елементів конструкції до 200-300 °С. Таким чином, технічне виконання резервуарів значно ускладнюється.

Toyota оголосила про запуск в серійне виробництво моделі «Mirai», що працює виключно на водні. Звичайно ж, такому автомобілю потрібні спеціальні заправні станції, причому сам процес заправки займає всього кілька хвилин. А на повному баці автомобіль здатний проїхати 650 км. Енергія в унікальному двигуні автомобіля виробляється за рахунок реакції окислення водню усередині електрохімічного генератора, а замість шкідливих викидів автомобіль виробляє чисту воду. Ціна новинки в Японії складе близько \$ 60 тис. При цьому уряд країни оголосив, що всі покупці екологічних седанів отримають від держави субсидії в розмірі \$ 17 тис.

*Біоетанол.* По суті — звичайний етиловий спирт, а приставку «біо» отримав тому, що виробляється з рослинної сировини: кукурудзи, цукрового очерету, цукрових буряків, картоплі, батату або ячменю. На «справжньому» етанолі можуть працювати тільки так звані машини «Flex-Fuel» (автомобіль з багатопаливним двигуном). Ці автомобілі також можуть працювати на звичайному бензині (невелика добавка етанолу все ж потрібна) або на довільній суміші того й іншого. У 2007 році в Бразилії було продано 2000000 нових біопаливних автомобілів, що складає 85,6% від ринку нових автомобілів Бразилії.

*Біопаливо.* По суті це та сама речовина, яка могла б бути спалена у печі або похідному вогнищі — дрова, тирса, тріска, кора, солома. Для автомобільних двигунів ці матеріали формуються в спеціальні паливні гранули. Позашляховик Biogasel, є одним з найвідоміших автомобілів, що працюють на паливних гранулах. При завантаженні від 1 кг до 2,5 кг деревних гранул (залежно від параметрів налаштованих акумуляторів), двигун виробить досить енергії для подолання відстані в 16 кілометрів. Світові запаси нафти стрімко скорочуються. За підрахунками вчених їх вистачить, максимум, років на 50. Природний газ також має обмежений ресурс – прогнозовано, років на

100. Головний плюс такого виду палива полягає в тому, що воно поновлюване. Недолік – це наявність екологічних перешкод, втім, з наслідками від застосування бензинів на основі нафтопродуктів, природно, не порівняти. Біопаливо набагато чистіше. [13].

*Сонячна енергія.* Сонячний автомобіль є по суті звичайним електромобілем з живленням від сонячної енергії, одержуваної від сонячних батарей на автомобілі. Однак, сонячні батареї не можуть в даний час бути використані для прямого одноосібного живлення двигуна машини через недостатність потужності, але вони можуть бути використані для розширення діапазону живлення та економії електроенергії від акумуляторів таких електромобілів.

*Водорості.* Біопаливо, отримане з водоростей, називають біопаливом третього покоління — це відносно новий вид альтернативного палива. По суті принцип роботи двигуна на водоростях ґрунтується на гнитті цих водоростей, в результаті якого виділяється метан, який використовується в якості основного палива для приведення в рух машини. У США розраховали, що приблизно 200 гектарів ставків, в яких буде вирощуватися певний вид водоростей, який найкраще підходить для живлення автомобілів, можуть забезпечити таким паливом до 5% всіх автомобілів країни. Тим не менш, в Сполучених же Штатах ця технологія не прижилася через порівняно більш низьку вартість нафти і високі вимоги таких водоростей до зростання (висока температура і певне довкілля).

## **1.2 Аналіз роботи ДВЗ на газоподібному паливі.**

На сучасному етапі розвитку економіки український автомобільний транспорт, як і в більшості розвинених країн, відіграє найважливішу роль у забезпеченні зростання економічного та соціального розвитку держави. За останні роки автомобільний транспорт країни виконує близько 60%

перевезень вантажів і близько 55% перевезень пасажирів, а з урахуванням особистих легкових автомобілів - не менше 65% пасажирів.

У той же час розвиток автомобільного транспорту в Україні стикається з проблемами, що вимагають комплексного вирішення на державному рівні. Перспективи альтернативного палива такі, що вже сьогодні світові автовиробники впроваджують близько 50 різних моделей, що працюють на альтернативному виді пального. Але існують і негативні фактори використання альтернативних видів пального [14-16].

У Європі особливо активні в цій галузі компанії Mercedes-Benz, BMW, MAN. А до 2020 року, згідно з резолюцією ООН, який спрямував країни Європи на перехід автомобілів на альтернативні види моторного палива, очікується збільшення «альтернативників» до 23% всього автопарку, з них 10% (близько 23,5 млн. одиниць) - на природньому газі.

Так що, судячи з усього, Європу чекають паливні зміни, над підготовкою до яких вже сьогодні активно працюють автомобільні розробники. Генрі Форд у свій час висловлював ідею, що етанол стане паливом майбутнього, пропонуючи покупцям Ford T з двигуном, що працює на етанолі, бензині або їх суміші. Рудольф Дизель, створивши в 1890р. дизельний мотор, що працює на арахісовій олії, успішно реалізував ідею біодизеля. [17]

Зараз тільки у Нідерландах близько 50% автомобілів працюють на природньому газі, а кожен десятий автомобіль - на зрідженому. 95% автобусного парку Відня і 87% парку Данії також працюють на газу. Сукупний відсоток споживачів зростає з кожним роком. У Великобританії, наприклад, діє спеціальна програма переходу на інші види енергії (Power Shift Programs): покупцеві компенсується до 75% витрат, які він несе з переоснащення автомобіля на газ.

У Німеччині власникам автомобілів на природньому газі надаються пільги: щорічні одноразові компенсації при нормі токсичності «Євро-4» і зниження розміру податку. При страхуванні автомобіля законодавством

запроваджено спеціальний екологічний тариф, що становить 15% від звичайних ставок.

Тому, в даний час єдиним шляхом підвищення екологічності та ефективності автотранспорту є його перехід на природний газ, що забезпечить скорочення шкідливих викидів у навколишнє середовище двигунами автомобілів до рівня, що відповідає жорстким європейським нормам.

Значна залежність України від імпорту нафтопродуктів, що виникла внаслідок закриття майже всіх вітчизняних НПЗ, яка з роками лише посилюється, породила вразливість країни від коливань світової кон'юнктури.

Так, зростання світових цін на нафту, а також будь-які регіональні цінові коливання, що стали наслідком політичних, економічних та інших факторів – ведуть до встановлення високих цін на всі сировинні енергоресурси, а також сприяють зростанню вартості автомобільного палива: бензину, ДТ, а також їх найближчої і найбільш реальної альтернативи – зріджений нафтовий газ (ЗНГ).

Роль зрідженого нафтового газу зростає з року в рік. Причиною тому є більш привабливий цінник (майже на 50% менше А95), який змушує замислитися водія з середнім рівнем достатку і нижче, а також того, хто проїжджає не менше 2000 км/місяць – про доцільність переходу на автогаз.

При переобладнанні дорожніх транспортних засобів з серійними бензиновими двигунами для роботи на природньому газі потужність двигуна знижується на 15-20% внаслідок нижчої енергомісткості газоповітряної суміші та зменшення наповнення циліндрів повітрям, що призводить до погіршення тягово-швидкісних властивостей та продуктивності газобалонного автомобіля.

Горючі гази як паливо можуть використовуватися для карбюраторних, інжекторних і дизельних двигунів. Для транспортних засобів, як правило, для роботи на газу використовуються карбюраторні й інжекторні двигуни.

Робочий цикл автомобільних двигунів внутрішнього згоряння, що працюють на газі, в основному ідентичний робочого циклу при роботі на рідкому паливі. Однак вид застосовуваного палива впливає на ряд техніко-економічних і санітарно-гігієнічних показників двигуна.

Перевага використання газового палива в автомобільних двигунах складається в першу чергу в зменшенні токсичності відпрацьованих газів. Газоподібне паливо, яке надходить в змішувальний пристрій, значно краще змішується з повітрям, ніж розпорошене рідке паливо в карбюраторі і впускному трубопроводі. Виходить більш однорідний склад газоповітряної суміші, яка більш рівномірно розподіляється по циліндрах.

Крім того, вуглеводневі гази мають більш сприятливий, ніж бензин, співвідношення вуглецю і водню: в них менше першого і більше другого. Завдяки цьому при роботі двигунів на газі відбувається повніше згоряння палива і суттєве зменшення токсичності відпрацьованих газів.

Перевага газу перед бензином:

1. Економія. Вартість зрідженого нафтового газу нижче в середньому на 50% вартості бензину марки А-95. Не дивлячись на те, що витрата газового палива перевищує витрату бензину на 2 ... 5%, економія становить 47 ... 49% грошових коштів, що витрачаються на паливо.

При цьому, необхідно зазначити, що залежно від газового обладнання та об'єму двигуна автомобіля, витрата газу може і не перевищувати витрату бензину. Наприклад, при наявності газового обладнання останнього покоління і об'єму двигуна автомобіля 5000 см<sup>3</sup>, ця різниця дорівнює 0.

2. Збільшення ресурсу двигуна. Газ не змиває масляну плівку зі стінок циліндрів і не розбавляє масло в картері. Газ не містить шкідливих домішок (свинець, сірка), які на хімічному рівні руйнують деталі камери згоряння, нейтралізатор і датчик кисню (лямбда-зонд). Ресурс двигуна збільшується в 1.5 ... 2 рази, в порівнянні з бензином.

3. Екологічність - Газ не містить шкідливих домішок (свинець, сірка), які є в бензині. Тому кількість токсичних викидів знижується на 40%.

4. Антидетонаційна стійкість - Октанове число зрідженого нафтового газу 102, що виключає детонаційний режим роботи двигуна при будь-якому навантаженні. Це гідність газу може бути особливо актуально для двигунів з високим ступенем стиснення, споживаючих високооктановий (і дорогий) бензин.

5. Дифузія - Газ легко змішується з повітрям і рівномірней наповнює циліндри однорідною сумішшю, тому двигун працює рівніше і тихіше. Газова суміш згорає повністю, тому не утворюється нагар на поршнях, клапанах і свічках запалювання.

6. Швидкість згоряння - Газ згорає повільніше, ніж бензин, що знижує навантаження на поршневу групу і колінчастий вал, двигун працює «м'якше».

Тому при розробці заходів щодо поліпшення екологічних показників конвертованих з бензинових шляхом підвищення ступеню стиснення, газових двигунів особливу увагу необхідно приділяти заходам, реалізація яких дозволить знизити викиди. Одним з таких заходів є направлені регулювання системи живлення, що визначають склад газоповітряної суміші, який оцінюється коефіцієнтом надлишку повітря.

При цьому важливо провести інтегральну оцінку екологічних властивостей як двигуна з підвищеним ступенем стискання, так і автомобіля з таким двигуном в експлуатаційних умовах, оскільки реалізація цих заходів веде до зниження викидів одних компонентів і зростанню інших.

Коли в якості палива в карбюраторних двигунах застосовують бензин, горюча суміш утворюється в карбюраторі, який перетворює рідке паливо і повітря в парову суміш, що надходить у робочий простір циліндра. Вельми важливо, щоб паливо - повітряна суміш запалала в точно заданий момент часу. Це досягається завдяки тому, що іскра на займання подається від високовольтного джерела струму за кілька градусів до підходу поршня до верхньої мертвої точки в кінці такту стиснення.

Слід уникати несвоєчасного запалення суміші через підвищення температури її при стисненні, оскільки це призводить до втрати потужності. У

паливо для карбюраторних двигунів часто додають антидетонаційні компоненти (тетраетил і тетраетилсвинець), що підвищують опірність передчасного займання.

При заміні бензину на зріджений газ необхідність у антидетонатора відпадає. Суміш скраплений газ - повітря чисто газова, тому тетраетил або тетраметил свинцю, що є рідиною, не може бути поданий у вигляді суспензії в газовий потік. Більшість компонентів скрапленого газу володіють підвищеними антидетонаційними якостями. Слід також зазначити, що у скрапленого газу октанове число значно вище, ніж у бензину.

Це означає, що двигуни, що працюють на зрідженому газі, можуть мати високий ступінь стиснення, а отже, і більш високий, ніж у бензинового двигуна ККД. При переобладнанні на скраплений газ в двигуні можна збільшити ступінь стиснення при використанні більш дрібної головки блоку або куполоподібних поршнів. Ступінь стиснення карбюраторного двигуна, розрахованого на використання тільки скрапленого газу, повинна бути відразу підвищена.

Запалювання суміші в карбюраторних двигунах здійснюється за допомогою запальних свічок. Їх конструкції різноманітні і залежать від типу двигуна, ступеня згоряння та інших характеристик.

При переході з бензину на зріджений газ характеристики двигуна можуть бути поліпшені за рахунок використання свічки малого теплового радіусу, або холодної свічки, але при цьому необхідно підвищити ступінь стиснення за малого розміру зазору між електродами в свічці. Пропуски запалювання через відкладення на електродах нагару при роботі на зрідженому газі практично неможливі.

Позитивними факторами, що спостерігаються при переході двигуна з бензину на зріджений газ, є більш стійке і спокійне горіння, а також повна відсутність явища змиву та вигорання масла зі стінок циліндра.

Зріджений газ, будучи чистим, вільним від сірки паливом, не викликає такого корозування клапанів, ущільнювальних поршневих кілець, поршнів

і стінок гільз циліндрів, яке можливо при роботі на бензині. Поступаючи в циліндри у вигляді чисто газової суміші, зріджений газ не розчиняє мастило, в результаті чого робочі властивості його зберігаються значно довше, ніж при роботі на бензині.

При переобладнанні двигуна з бензину на газове паливо слід пам'ятати про те, що зріджений газ має більш низьку питому щільність і що його витрата вище, ніж бензину.

Наприклад, що працює на зрідженому газі автомобіль буде проходити тільки 0,8 того відстані, яку він пройшов би при роботі на бензині. Однак на практиці завдяки високій ефективності спалювання та чистоті продуктів згоряння газові двигуни в середньому споживають палива на 15 % менше, ніж бензинові.

Таблиця 1.1 - Характеристика карбюраторних двигателів, працюючих на бензині і пропані.

| Параметр                            | Бензин      | Пропан                    |
|-------------------------------------|-------------|---------------------------|
| Ступінь стиснення                   | 10 : 1      | 11 : 1                    |
| Вміст сірки, %                      | 0,01        | 0,001                     |
| Рівність роботи двигуна             | хороша      | відмінна                  |
| Розчинення мастильних масел топлива | можливо     | неможливо                 |
| Напруга струму запалювання, кВ      | 3 - 6       | 5 - 7                     |
| Зазор між електродами, мм           | стандартний | 0,25 і менше              |
| Тепловий радіус                     | стандартний | один радіус гнізда свічки |

### 1.3 Екологічні аспекти роботи ДВЗ

Точно встановлено, що двигуни внутрішнього згоряння, насамперед, автомобільні карбюраторні двигуни, є основними джерелами забруднення. Вихлопні гази автомобілів, що працюють на бензині, на відміну від автомобілів, що працюють на зрідженому газі, містять сполуки свинцю.

Якщо застосовуються очисні фільтри каталітичної дії, то поглинаються ними сполуки свинцю дезактивують каталізатор, в результаті чого не тільки свинець, а й окис вуглецю, які не згоріли вуглеводні викидаються разом з вихлопними газами в кількості, що залежить від умов і стандартів на експлуатацію двигунів, а також від умов очищення та інших факторів.

Кількісно концентрацію забруднюючих компонентів у вихлопних газах при роботі двигунів як на бензині, так і на зрідженому газі визначають за спеціальною методикою. При проведенні більшості експериментів було виявлено, що переведення двигунів з бензину на зріджений газ призводить до зниження кількості викидів окису вуглецю в 10 разів і незгорілих вуглеводнів в 5 разів.

Домішками, що містяться у вихлопних газах при роботі на бензині, так і на зрідженому газі, є окису сірки та азоту. Концентрація окисів сірки при роботі двигуна на зрідженому газі може бути в десятки разів нижче, ніж при роботі його на бензині. Окису азоту, як було встановлено, є основними винуватцями освіти оптичного смогу. У поєднанні з ненасиченими вуглеводнями під впливом ультрафіолетового випромінювання вони утворюють канцерогени.

Експерименти показали, що при переобладнанні двигунів з бензину на зріджений газ спостерігається зниження (до 70 %) викидів окислів азоту. При роботі двигунів на бензині були отримані наступні показники по забрудненню атмосфери: сполуки свинцю і окиси сірки присутні, окису вуглецю і

незгорілих вуглеводнів - стандартний зміст; при роботі на зрідженому газі - сполуки свинцю відсутні, окиси сірки практично відсутні, вміст окису вуглецю і незгорілих вуглеводнів знижено відповідно на 80 і 70%.

У зв'язку з жорсткою конкуренцією і посиленням екологічних норм автовиробники змушені постійно вдосконалювати свої автомобілі. Двигуни, оснащені карбюратором, уже не забезпечували бажаної економічності, екологічності та потужності автомобіля. Це обумовлено неможливістю точного налаштування карбюратора на різних режимах.

У процесі розвитку електронних систем управління двигуном поліпшувалася їх точність, а разом з ними і характеристики двигунів. Для того, щоб слідувати все більш жорстким економічним та екологічним параметрам, збільшується кількість вузлів системи керування двигуном, поліпшується точність їх виготовлення.

#### **1.4 Висновки і вибір напрямку досліджень**

Узагальнюючи результат аналізу з даними проблемами, можна зробити наступні висновки:

- для автомобільних ДВЗ основними недоліками є високий вміст шкідливих речовин у відпрацьованих газах, такі як:  $\text{CH}$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$ , г/км. А також велика витрата палива і невелика потужність двигуна, висока вартість палива.

- для поліпшення техніко – економічних показників ДВЗ необхідною умовою є застосування альтернативного виду палива і його хімічний склад. При вирішенні зазначених питань велике значення набуває розробка і застосування методів комп'ютерного моделювання.

За допомогою комп'ютерного моделювання можна, задовольняючи всім обмеженням, домогтися кращих показників роботи ДВЗ, зв'язавши при цьому різні напрямки вдосконалення робочого процесу.

Основною науковою ідеєю магістерської роботи є поліпшення техніко-економічних показників і робочого процесу чотиритактного ДВЗ за рахунок використання ОВД- корегування газової суміші.

Виходячи з аналізу проблем роботи ДВЗ на рідкому паливі, встановлено наступні напрямки дослідження:

- дослідити вплив ОВД- корегування газової суміші на роботу чотиритактного ДВЗ без зміни конструкції паливної системи живлення та двигуна;
- дослідити вплив ОВД- корегування газової суміші на техніко-економічні показники та робочий процес чотиритактного ДВЗ;
- провести тепловий розрахунок бензинового двигуна Ланос 1.4, який працює на газоповітряній суміші;
- провести моделювання робочого процесу двигуна Ланос 1.4 з використанням газоповітряної суміші з ОВД- корегуванням газової суміші.

## **2. МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ОБЛАДНАННЯ**

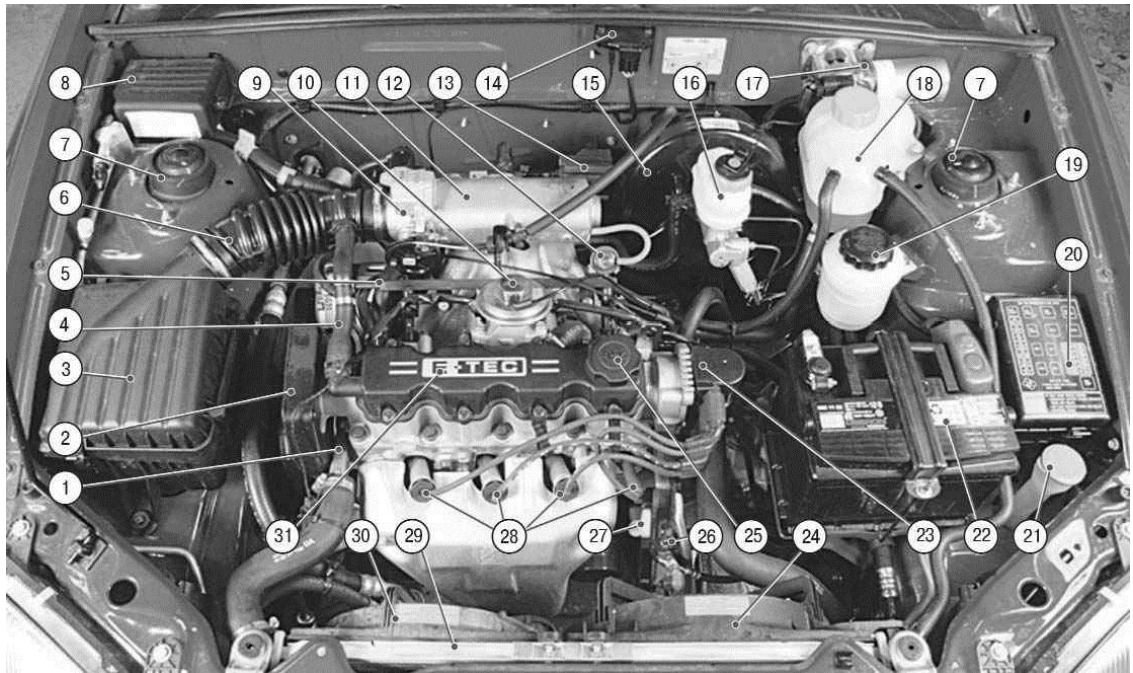
Метою досліджень є поліпшення ефективних і техніко-економічних характеристик бензинового чотиритактного ДВЗ шляхом встановленням сучасної системи впорскування газу та ОВД- корегуванням газової суміші.

Характеристиками двигуна називають графічні залежності основних показників його роботи від параметрів, які характеризують режими та умови роботи. Характеристики двигунів внутрішнього згорання визначають згідно з ГОСТ 14846-81 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний». Характеристики роботи двигуна змінюються в залежності від атмосферних умов – барометричного тиску, температури, вологості повітря, то результати, отримані при випробуваннях при різних умовах, необхідно приводити до одних і тих самих умов.

### **2.1. Конструкція і технічна характеристика базового двигуна**

Двигун МеМЗ-317. Загальний пристрій двигуна МеМЗ-317 (рис.2.1). Двигуни МеМЗ-317- поперечні чотирициліндрові з системою розподіленого електронного уприскування.

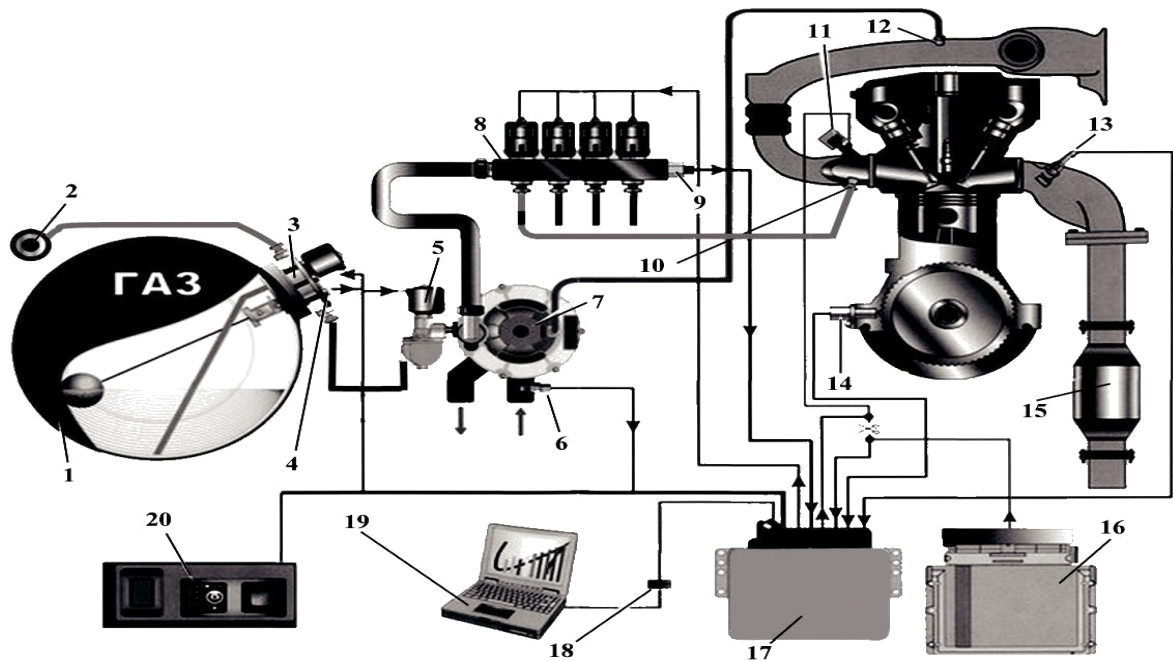
Циліндри двигуна розташовані вертикально в ряд, об'єднані разом з верхньою частиною картера і являють собою єдиний виливок – блок циліндрів. При такій компоновці забезпечується міцність конструкції, жорсткість, компактність, надійність і зменшується маса двигуна. Протоки для охолоджуючої рідини зроблені по всій висоті циліндрів, що поліпшує охолодження поршнів і поршневих кілець і зменшує деформації блоку від нерівномірного нагрівання.



1 - кришка гнізда термостата; 2 - кришка приводу газорозподільного механізму; 3 - повітряний фільтр; 4 - шланг системи вентиляції картера двигуна; 5 - паливна рампа; 6 - повітропідвідний рукав; 7 - верхня опора амортизаторної стійки; 8 - захисна кришка колодок жгута проводів моторного відсіку; 9 - дросельний вузол; 10 - клапан рециркуляції відпрацьованих газів; 11 - впускная труба; 12 - регулятор тиску палива; 13 - паливний фільтр; 14 - датчик абсолютного тиску повітря у впускний трубі; 15 - вакуумний підсилювач гальм; 16 - бачок головного гальмівного циліндра; 17 - моторедуктор склоочисника; 18 - розширювальний бачок системи охолодження двигуна; 19 - бачок системи гідравлічного підсилювача рульового управління; 20 - монтажний блок реле і запобіжника; 21 - наливна горловина бачка омивача вітрового скла; 22 - акумуляторна батарея; 23 - котушка запалювання; 24 - кожух основного електровентилятора системи охолодження; 25 - пробка маслоналивной горловини; 26 - робочий циліндр гідроприводу виключення зчеплення; 27 - показчик (щуп) рівня масла в системі змащення двигуна; 28 - свічки запалювання; 29 - радіатор системи охолодження двигуна; 30 - кожух додаткового електровентилятора системи охолодження; 31 – двигун

Рисунок 2.1 – Підкапотний простір автомобіля MeMZ-317.

На рис.2.2 представлена схема системи живлення ЗНГ четвертого покоління.



1. Газовий баллон; 2. Виносний заправний пристрій; 3. Мультиклапан; 4. Датчик рівня газу; 5. Газовий клапан з фільтром; 6. Датчик температури охолоджуючої рідини; 7. Редуктор; 8. Рампа з газовими форсунками; 9. Інтегрований датчик тиску і температури газу; 10. Штуцер подачі газу в випускному колекторі; 11. Рампа з бензиновими форсунками; 12. Штуцер; 13. Датчик кисню; 14. Датчик положення колінчастого вала; 15. Каталітичний нейтралізатор; 16. Штатний контролер бензинової системи; 17. Контролер газової системи живлення; 18. Діагностичний роз'єм; 19. Персональний комп'ютер з програмою; 20. Перемикач виду палива з індикатором рівня газу

Рисунок 2.2. – Схема системи живлення ЗНГ четвертого покоління.

### 2.3. Модернізація двигуна МеМЗ-317 шляхом встановлення ОВД – корегування газової суміші.

Оцінка впливу на довкілля OBD є однією з нових і найбільш вдалим розробок Auto-Gaz Centrum. Фахівці вже встигли відзначити, що Zenit Pro OBD успішно поєднує позитивні якості своїх попередників, і навіть в деяких особливостях перевершив їх. Zenit Pro OBD оснастили таким унікальним алгоритмом, за допомогою якого можна підключитися до бортового обладнання БО для успішного зчитування всіх необхідних даних.



Рисунок 2. 3 .- Блок ОВД- корегування газової суміші.

Таким чином, можна постійно коригувати склад суміші, використовуючи за основу паливні корекції бензинового контролера.

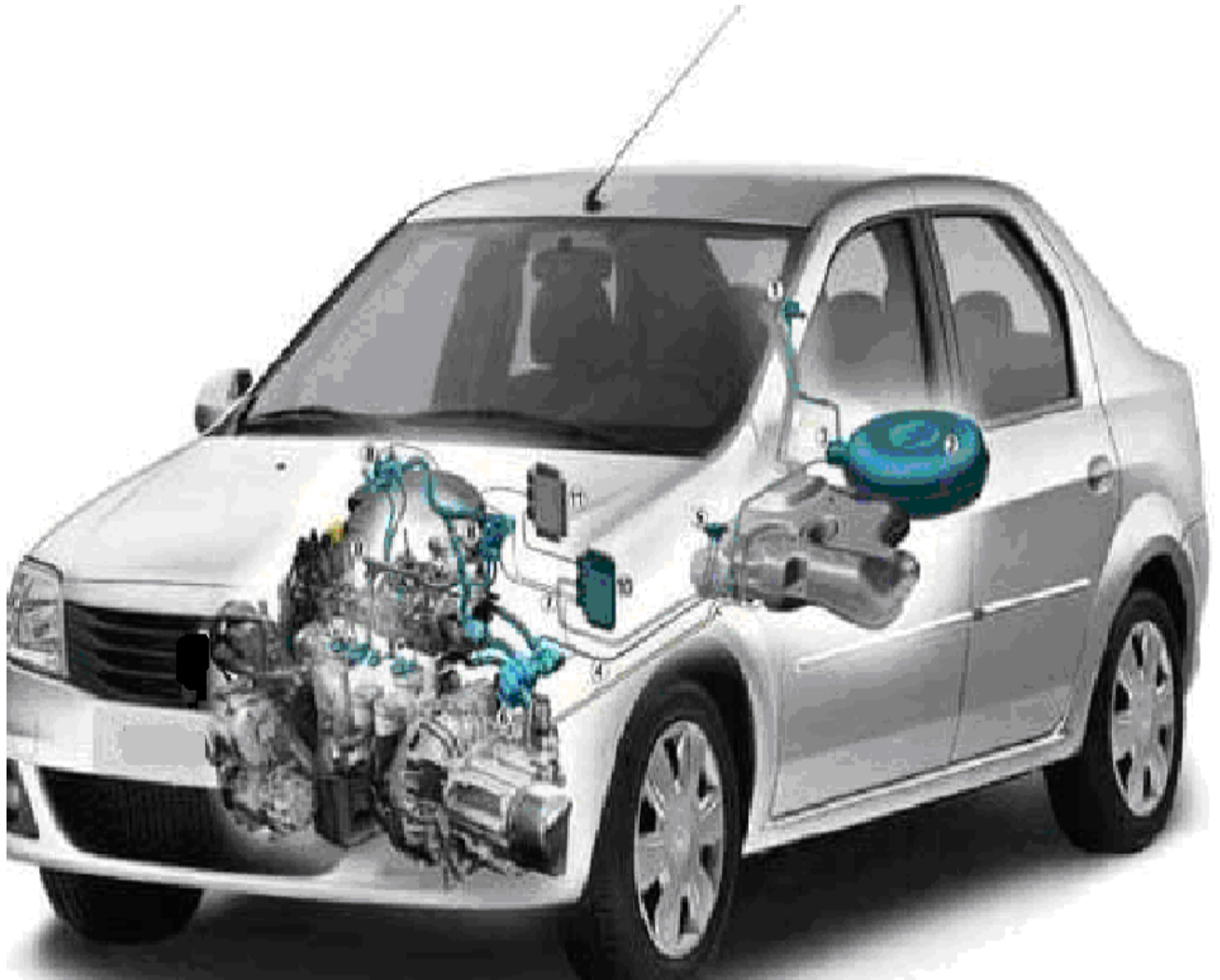


Рисунок.2.4 - Схема підключення двигуна ГБО з ОВД корегуванням.

Механізм використовуючи дані з OBD дозволяє коригувати склад суміші у відповідності зі стратегією бензинового контролера. Також дана адаптація дозволяє стежити за роботою системи для моніторингу помилок, що виникають в бензиновому контролері з подальшою можливістю видалення їх.

Функція ОВД-корекції полягає в створенні оптимального балансу газоповітряної суміші. У двигун надходить не скраплений газ в чистому вигляді. OBD по суті є бортовий діагностикою, за допомогою якої електронний блок управління ГБО може проводити самодіагностику всіх систем автомобіля.

Електронний блок управління ГБО з OBD-корекцією отримує сигнал від системи управління уприскуванням бензину, і перетворює цей сигнал в власний. Звичайно, при цьому враховуються параметри газобалонного обладнання. Таким чином, електронний блок управління ЕБУ зчитує показники датчиків у впускному колекторі. Або ж коригує їх, тобто повторюється схема з перехопленням сигналу, до його повного задоволення.

Оновлені версії OBD мають в наявності спеціальний цифровий роз'єм, при підключенні до системи самоконтролю через такий роз'єм можна отримати всю інформацію як про роботу автомобіля в цілому, так і окремо по кожній системі, незалежно від терміну давності інформації. А за допомогою спеціальних кодів несправності DTC встановлюється без проблем причину поломки системи ГБО.

Бензиновий ЕБУ налаштований на роботу двигуна на бензині. Відповідно, після установки ГБО, бензинові «мізки» працюють некоректно на газовій суміші. Бензин істотно відрізняється від газової суміші, тому при роботі на газі потужність двигуна знижується, а витрата навпаки збільшується. Коли в робочі циліндри надходить велика кількість газової суміші, двигун втрачає свою потужність.

Якщо автомобіль старої моделі, досить встановити редуктор з дозатором потужності і змішувач (для ГБО 2-го покоління), для того, щоб система працювала стабільно.

На більш сучасних марках автомобілів краще встановити електронний блок управління з OBD, для того, щоб система ГБО працювала коректно.

Бензиновий ЕБУ подає імпульс в систему уприскування, згідно запрограмованому коду в бензиновому контролері. На виході модуль OBD перехоплює сигнал, адаптує його параметри під систему ГБО і направляє його в систему уприскування газової суміші.

Функція OBD корекції полягає в тому, щоб оптимізувати співвідношення газу і повітря в системі ГБО. Звичайно важливим фактором

при установці газового контролера з OBD корекцією є справність двигуна і всіх його систем, правильна установка газобалонного обладнання.

Для проведення необхідного комплексу випробувань був налаштований двигун MeM3-317. Технічні характеристики двигуна MEM3-317 приведені у табл.2.1.

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики двигуна MEM3-317

| № з/п | Показники                                                                                     | Характеристики                                         |
|-------|-----------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|
| 1     | 2                                                                                             | 3                                                      |
| 1     | Тип                                                                                           | 4 – х тактний                                          |
| 2     | Число циліндрів і їх розташування                                                             | 4 – х циліндровий, рядний                              |
| 3     | Порядок роботи                                                                                | 1 – 3 – 4 – 2                                          |
| 4     | Газорозподільний механізм                                                                     | Привід клапанів рокерами від одного розподільного валу |
| 5     | Робочий об'єм двигуна $V_h$ , л                                                               | 1,4                                                    |
| 6     | Діаметр циліндра $D$ , мм                                                                     | 77,5                                                   |
| 8     | Ступінь стиснення $\epsilon$                                                                  | 9,8                                                    |
| 9     | Номінальна потужність (ефективна потужність, що гарантується заводом –виробником) $N_e$ , кВт | 56,6 (при $n = 5800 \text{ хв}^{-1}$ )                 |
| 10    | Максимальний крутний момент $M_{k \max}$ , Н·м                                                | 112,7                                                  |
| 11    | Мінімальна частота обертання холостого ходу $n_{\min}$ , $\text{хв}^{-1}$                     | 870...940                                              |
| 12    | Сорт палива                                                                                   | Бензин А – 95                                          |

### 2.3. Визначення особливостей розрахунку

Підготовка вихідних даних проводиться на підставі технічних вимог на проектування, аналізу кінематичної схеми, силової характеристики, режимів роботи і параметрів робочого середовища, а також умов експлуатації, транспортування, зберігання і вартості. При цьому повинні бути враховані конструктивні рішення.

Вихідними даними для проектного розрахунку впливу зміни об'єму камери згорання на робочий процес і техніко – економічні показники в загальному випадку є:

- ступінь стиснення;
- номінальна частота обертання валу,  $\text{хв}^{-1}$ ;
- коефіцієнт надлишку повітря;

При обмеженнях:

- по атмосферному тиску;
- по температурі повітря.

Для дослідження двигуна MeM3-317, призведена оптимізація об'єму камери згорання на робочий процес і техніко – економічні показники в залежності від режиму роботи двигуна використаний програмний комплекс «DVS-2».

Програма «DVS-2» призначена для розрахунку і оптимізації чотиритактних двигунів внутрішнього згорання.

Програма дозволяє проводити тепловий розрахунок, аналіз і дослідження наступних типів ДВЗ:

- дизельних;
- бензинових іскрових: карбюраторних, з уприскуванням бензину;
- газових іскрових: звичайних, форкамерних.

Як і належить, термодинамічна програма, «DVS-2» дозволяє досліджувати двигуни з різними системами наддуву, підбирати агрегати

наддуву до поршневої частини, досліджувати процеси газообміну, а також прогнозувати різні характеристики двигунів. Програма постійно удосконалюється, до неї додаються все нові і нові можливості для вирішення актуальних завдань.

Проведення розрахунку робочого процесу здійснено в програмі DVS-2.

Для визначення впливу ОВД – корегування газової суміші двигуна MeM3-317 на робочий процес і техніко – економічні показники чотиритактного бензинового ДВЗ – був проведений тепловий розрахунок двигуна MeM3-317 в програмі «DVS-2» на різних режимах роботи.

У процесі стиснення в циліндрі двигуна підвищується температура і тиск робочого тіла, що забезпечує надійне запалення і ефективне згорання палива. У процесі стиснення в циліндрі двигуна підвищується температура і тиск робочого тіла, що забезпечує надійне запалення і ефективне згорання палива.

## 2.4 Тепловий розрахунок

Тепловий розрахунок двигуна представляє основні труднощі в тому, що на процес перетворення теплоти в механічну роботу впливає велика кількість факторів. Розрахунок проводиться з використанням програми ДВЗ-2, заснованій на фізико-математична модель другого рівня для розрахунку робочого циклу ДВЗ [1].

За допомогою статистичної залежності середнього ефективного тиску  $p_e$  від тиску наддуву  $p_k$ , побудованої на підставі статистичних даних для сучасних бензинових і дизельних двигунів [1], виконують оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску  $p_e$ . Так як наддув в конструйованому двигуні відсутній, то  $p_k = 101300$  Па, і тоді за графіком приймається:  $p_e = 0,844 \cdot 10^6$  Па.

Далі на основі формули ефективної потужності [1]

$$N_e = i \cdot V_h \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} \quad (2.8)$$

Розраховуємо робочий об'єм даного циліндра:

$$V_h = \frac{60 \cdot \tau \cdot N_e}{i \cdot p_e \cdot n} = \frac{60 \cdot 2 \cdot 56,6 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,844 \cdot 10^6 \cdot 5800} = 0,0003469 \text{ м}^3, \quad (2.9)$$

де  $N_e$  – ефективна потужність двигуна, Вт;

$i$  – число циліндрів;

$p_e$  – середній ефективне тиск двигуна, Па;

$\tau$  – коефіцієнт тактності; розроблюваний двигун є чотиритактним для нього  $\tau = 2$ ;

$n$  – частота обертання колінчастого валу, хв<sup>-1</sup>,

Діаметр циліндра:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S_{\pi}}{D_{\pi}}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,0003469}{3,14 \cdot 0,9484}} = 0,0775 \text{ м}, \quad (2.10)$$

де  $\frac{S_{\pi}}{D_{\pi}}$  – відношення ходу поршня до діаметру циліндра, для прототипу, [3]

$$\frac{S_{\pi}}{D_{\pi}} = \frac{0,0775}{0,0735} = 0,9484. \quad (2.11)$$

Зі стандартного ряду приймається діаметр найближчий за значенням, а саме  $D_{\pi} = 0,0775 \text{ м}$ ,

Хід поршня:

$$S_{\pi} = D_{\pi} \cdot \frac{S_{\pi}}{D_{\pi}} = 0,0775 \cdot 0,9484 = 0,0735 \text{ м}. \quad (2.12)$$

Приймається  $S_{\pi} = 0,0735$  м.

Радіус кривошипа:

$$r_k = \frac{S_{\pi}}{2} = \frac{0,0735}{2} = 0,03675 \text{ м.} \quad (2.13)$$

На другому етапі виконуємо попередні розрахунки, які є вихідними при використанні фізико-математичної моделі,

1. Код двигуна.

Код двигуна  $Y$  в програмі впливає на вибір теплоємностей робочого тіла, які залежать від складу і температури робочого тіла. Встановлений код для газових ДВЗ  $Y = 0$ .

2. Форма розрахунку: номінальний.

3. Тип двигуна: газовий.

Тип двигуна впливає на рід використовуваного палива і характер процесу згоряння, який залежить від способу сумішоутворення.

3.1 Теплота згоряння палива (газ пропан-бутан автомобільний, ПБА):

$$H_{\text{ut}} = 44000000 \text{ Дж/кг. [1]}$$

3.2 Показник процесу згоряння вибираємо на основі рекомендацій по дослідним даним. Для газового ДВЗ  $m_1 = 3,2$ .

4. Конструктивні дані.

4.1 Кількість циліндрів  $i = 4$ .

4.2 Рядний.

4.3 Діаметр циліндра  $D = 0,0775$  м.

4.4 Площа поршня – це площа плоскої поверхні поршня, перпендикулярна осі циліндра, вона дорівнює:

$$F_{\pi} = \frac{\pi \cdot D_{\pi}^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0,0775^2}{4} = 0,004717 \text{ м}^2 \quad (2.14)$$

і може відрізнятися від площі поверхні теплообміну поршня.

4.5 Радіус кривошипа  $r_k$  розраховано при оціночному розрахунку:

$$r_k = 0,03675 \text{ м.}$$

4.6 Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна:

$$\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}} = \frac{0,03675}{0,120} = 0,3063, \quad (2.15)$$

де  $L_{ш} = 0,120 \text{ м}$  – довжина шатуна.

Величина  $\lambda_k$  вибирається з практичних рекомендацій, для автотракторних ДВЗ  $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$ . Отримане значення входить до рекомендованого інтервалу. На прототипі проектного двигуна довжина шатуна  $L_{ш} = 0,120 \text{ м}$ .

4.7 Площа поверхні теплообміну поршня газових ДВЗ:

$$F'_п = (1,0 \dots 1,1)F_п = 1,1 \cdot 0,004717 = 0,005189 \text{ м}^2. \quad (2.16)$$

Площа теплообміну поршня  $F'_п$  залежить від конфігурації його днища  $F'_п > F_п$ , так як на поршні виконується спеціальна проточка для клапанів.

4.8 Площа теплообміну кришки  $F_k$  залежить від конструкції камери стиснення:

$$F'_k = (1,1 \dots 1,3)F_п = 1,2 \cdot 0,004717 = 0,00566 \text{ м}^2. \quad (2.17)$$

4.9 Об'єм камери стиснення розраховуємо по співвідношенню:

$$\begin{aligned} V_c &= \frac{\pi}{2} \cdot D_п^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \\ &= \frac{3,14}{2} \cdot 0,0775^2 \cdot 0,03675 \cdot \frac{1}{9,8-1} = 0,0000394 \text{ м}^3. \end{aligned} \quad (2.18)$$

5. Наддув двигуна.

5.1 Проектується двигун без наддуву. Тиск на вході в двигун.  $p_k = 101300 \text{ Па}$ .

5.2 Температура повітря на вході в двигун  $T_0 = 293 \text{ K}$ . відповідає температурі навколишнього середовища

6. Регульовальні дані.

6.1 Кут початку згоряння  $\varphi_c$  залежить від кута випередження запалювання  $\varphi_{оп}$  в бензинових ДВЗ або від кута випередження впорскування палива в дизельному ДВЗ. Для газових ДВЗ:

$$\varphi_c = 360^\circ - \Delta\varphi_{оп} = 360^\circ - 27^\circ = 333^\circ, \quad (2.21)$$

де  $\Delta\varphi_{оп} = 10^\circ \dots 25^\circ$  — величина, що залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згоряння на прототипі проектного двигуна  $\Delta\varphi_{оп} = 27^\circ$ .

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

$$\varphi_z = \varphi_c - \Delta\varphi_{сг} = 333^\circ - 60^\circ = 393^\circ. \quad (2.22)$$

Для газових ДВЗ  $\Delta\varphi_{сг} = 40^\circ \dots 60^\circ$  на прототипі проектного двигуна  $\Delta\varphi_{сг} = 60^\circ$ ,

7. Режимні данні.

7.1 Кутова швидкість обертання кривошипа визначається за індивідуальним завданням в залежності від частоти обертання валу  $n$ :

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5800}{60} = 607,4 \text{ c}^{-1}. \quad (2.23)$$

7.2 Коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$  на номінальному режимі вибирається за індивідуальним варіантом виходячи з типу використовуваного палива:

Для газових ДВЗ:  $\alpha = 0,85 \dots 0,95$ , [1]; приймаємо  $\alpha = 0,9$ .

7.3 Циклова подача палива знаходиться в залежності від циклового заряду повітря.

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі:

$$\begin{aligned}\Delta m_{\text{вц}} &= V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,0003469 \cdot 1,205 \cdot 0,7111 \\ &= 0,0002971 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}},\end{aligned}\quad (2.24)$$

де

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{101300}{287 \cdot 293} = 1,205 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad (2.25)$$

де  $R$  – газова стала для повітря;

$$p_k = 101300 \text{ Па};$$

$$T_k = 293 \text{ К}.$$

Коефіцієнт наповнення дорівнює:

$$\begin{aligned}\eta_v &= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r} = \\ &= \frac{9,8}{9,8 - 1} \cdot \frac{101300 - 10130}{101300} \cdot \frac{293}{293 + 10 + 0,1 \cdot 1100} = 0,7111,\end{aligned}\quad (2.26)$$

де  $\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,1 \cdot p_k = 0,1 \cdot 101300 = 10130 \text{ Па}$  – втрата тиску на впуску;

$\Delta T = 0 \dots 40 \text{ К}$  – підігрів заряду на впуску, причому  $\Delta T = (0 \dots 20) \text{ К}$  – для газових ДВЗ, приймається  $\Delta T = 10 \text{ К}$ ;

$\gamma = 0 \dots 0,1$  – приймається  $\gamma = 0,1$  – коефіцієнт залишкових газів;

$T_r = (900 \dots 1100) \text{ К}$  – приймається  $T_r = 1100 \text{ К}$  – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива:

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot l_0} = \frac{0,0002971}{0,9 \cdot 14,96} = 0,00002207 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}, \quad (2.27)$$

де  $l_0 = 14,96 \text{ кг/кг}$  – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива (газ пропан-бутан автомобільний, ПБА).

Середня температура стінок  $T_w$  залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей. На номінальному режимі роботи приймається для деталей з алюмінієвих сплавів  $T_w = 420 \dots 470 \text{ К}$ , зі сталі і чавуну –  $T_w = 550 \dots 650 \text{ К}$ . Приймається  $T_w = 600 \text{ К}$ .

#### 8. Початкові умови.

До початкових умов відносяться всі параметри робочого тіла на початку рахунку. У даній ФММ початок рахунку відповідає точці "а" на індикаторній діаграмі, при положенні поршня у НМТ і куті повороту кривошипа  $\varphi = 180^\circ$ , початок відліку кута  $\varphi$  відповідає положенню поршня у ВМТ.

##### 8.1 Початковий тиск:

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 101300 - 10130 = 91170 \text{ Па}. \quad (2.28)$$

8.2 Початкова температура оцінюється за допомогою формули, отриманої на основі балансу енергії при впуску:

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_k) = \frac{1}{1 + 0,1} (293 + 10 + 0,1 \cdot 1100) = 375,5 \text{ К}. \quad (2.29)$$

8.3 Початкова маса робочого тіла в циліндрі дорівнює сумі масових кількостей свіжого заряду і залишкових газів, отже:

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,1) \cdot 0,0002971 = 0,0003268 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}. \quad (2.30)$$

8.4 Початковий об'єм циліндра:

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{9,8}{9,8 - 1} \cdot 0,0003469 = 0,0003861 \text{ м}^3. \quad (2.31)$$

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

$$p_a V_a = R m_a T_a; \quad (2.32)$$

$$91170 \cdot 0,0003861 = 287 \cdot 0,0003268 \cdot 375,5;$$

$$35,2 \text{ Дж} = 35,22 \text{ Дж};$$

$$\Delta = \frac{35,2 - 35,22}{35,2} \cdot 100\% = -0,05682\%. \quad (2.33)$$

Допустима похибка цього рівняння складає 3 ... 4%,

9. Дані до динамічного розрахунку,

9.1 Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси поступально рухомих і обертових частин.

Приведена маса поступально рухомих частин включає в себе масу поршневого комплексу (поршня, пальця, кілець) і частина маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця:

$$m_A = m_{\Pi} + (0,2 \dots 0,3)m_{\text{ш}} = 0,59 + 0,25 \cdot 0,755 = 0,779 \text{ кг}, \quad (2.34)$$

де коефіцієнт (0,2 ... 0,3) представляє частину маси шатуна, віднесені до осі поршневого пальця,

З табл. 8.1[2], використовуючи конструктивні дані маси і площі поршня визначимо:

Маса поршневої групи:

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi} = 125 \cdot 0,005189 = 0,55 \text{ кг}, \quad (2.35)$$

де  $m'_\pi = m_\pi / F_\pi = 80 \dots 150 \text{ кг/м}^2$  [2, табл.8.1].

Приймаємо  $m'_\pi = 125 \text{ кг/м}^2$ ;

$F_\pi$  – площа поршня,  $\text{м}^2$ .

Маса шатуна:

$$m_\text{ш} = m'_\text{ш} \cdot F_\pi = 160 \cdot 0,005189 = 0,755 \text{ кг}, \quad (2.36)$$

де  $m'_\text{ш} = m_\text{ш} / F_\pi = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$  [2, табл.8.1].

Приймаємо  $m'_\text{ш} = 160 \text{ кг/м}^2$ .

Тепловий розрахунок на цьому завершується, дані теплового розрахунку використовуються в динамічному розрахунку,

10. Розрахунковий крок дорівнює  $\Delta\varphi = 1^\circ$ .

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунку робочого циклу двигуна до програми DVS-2.

| №<br>п/п | Найменування<br>величини                             | Чисельні величини    | Позначення та одиниці<br>виміру   |
|----------|------------------------------------------------------|----------------------|-----------------------------------|
|          |                                                      | Номінальний<br>режим |                                   |
| 1        | Код двигуна                                          | 0                    |                                   |
| 2        | Вид розрахунку                                       | 1                    |                                   |
| 3        | Тип двигуна                                          |                      |                                   |
|          | 1.Теплота згорання палива                            | 44000000             | $H_{\text{нт}}, \text{Дж/кг}$     |
|          | 2.Показник процесу згорання                          | 3,2                  | $m_1$                             |
| 4        | Конструктивні дані                                   |                      |                                   |
|          | 1.Кількість циліндрів                                | 4                    | $i$                               |
|          | 2.Рядний                                             | 1                    | $\gamma = 0$                      |
|          | 3.Діаметр циліндра                                   | 0,0775               | $D, \text{м}$                     |
|          | 4.Площа поршня                                       | 0,004717             | $F_{\text{п}}, \text{м}^2$        |
|          | 5.Радіус кривошипа                                   | 0,03675              | $r_{\text{к}}, \text{м}$          |
|          | 6.Відношення $\lambda = r_{\text{к}} / L_{\text{ш}}$ | 0,3063               | $\lambda_{\text{к}}$              |
|          | 7.Площа теплообміну поршня                           | 0,005189             | $F'_{\text{п}}, \text{м}^2$       |
|          | 8.Площа теплообміну кришки                           | 0,00566              | $F_{\text{к}}, \text{м}^2$        |
|          | 9.Об'єм камери стиснення                             | 0,0000394            | $V_{\text{с}}, \text{м}^3$        |
| 5        | Наддув                                               |                      |                                   |
|          | 1.Тиск наддуву                                       | 101300               | $p_{\text{к}}, \text{Па}$         |
|          | 2.Температура наддувочного повітря                   | 293                  | $T_{\text{к}}, \text{К}$          |
| 6        | Регульовальні дані                                   |                      |                                   |
|          | 1.Кут початку згорання                               | 333                  | $\varphi_{\text{с}}, \text{град}$ |
|          | 2.Кут кінця згорання                                 | 393                  | $\varphi_{\text{з}}, \text{град}$ |
| 7        | Режимні дані                                         |                      |                                   |
|          | 1.Кутова швидкість валу                              | 607,4                | $\omega, \text{рад/с}$            |
|          | 2.Коефіцієнт надлишку повітря                        | 0,9                  | $\alpha$                          |
|          | 3.Циклова подача палива                              | 0,00002207           | $m_{\text{тц}}, \text{кг/цикл}$   |
|          | 4.Середня температура стінок                         | 600                  | $T_{\text{w}}, \text{К}$          |
| 8        | Початкові умови                                      |                      |                                   |
|          | 1.Тиск                                               | 91170                | $p_{\text{а}}, \text{Па}$         |
|          | 2.Температура                                        | 375,5                | $T_{\text{а}}, \text{К}$          |
|          | 3.Маса робочого тіла                                 | 0,0003268            | $m_{\text{а}}, \text{кг/цикл}$    |
|          | 4.Об'єм робочої порожнини                            | 0,0003861            | $V_{\text{а}}, \text{м}^3$        |
| 9        | Дані до динамічного розрахунку                       |                      |                                   |
|          | 1.Маса частин, що рухаються поступально              | 0,779                | $m_{\text{а}}, \text{кг}$         |
| 10       | Розрахунковий крок                                   | 1                    | $\Delta\varphi^\circ$             |

Студент групи: Т-419м

А.В. Степаненко

Викладач -консультант:

Н.О. Євсєєва

Середні крутні моменти за результатами розрахунку.

Середній за цикл індикаторний момент для одного циліндра:

$$(M'_i)_{cp} = 30,88 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Середній за цикл індикаторний момент для всього двигуна:

$$(M_i)_{cp} = 123,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Середній за цикл ефективний момент для всього двигуна (з урахуванням механічного ККД):

$$(M_e)_{cp} = 88,92 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Ефективний крутний момент на валу (за даними теплового розрахунку):

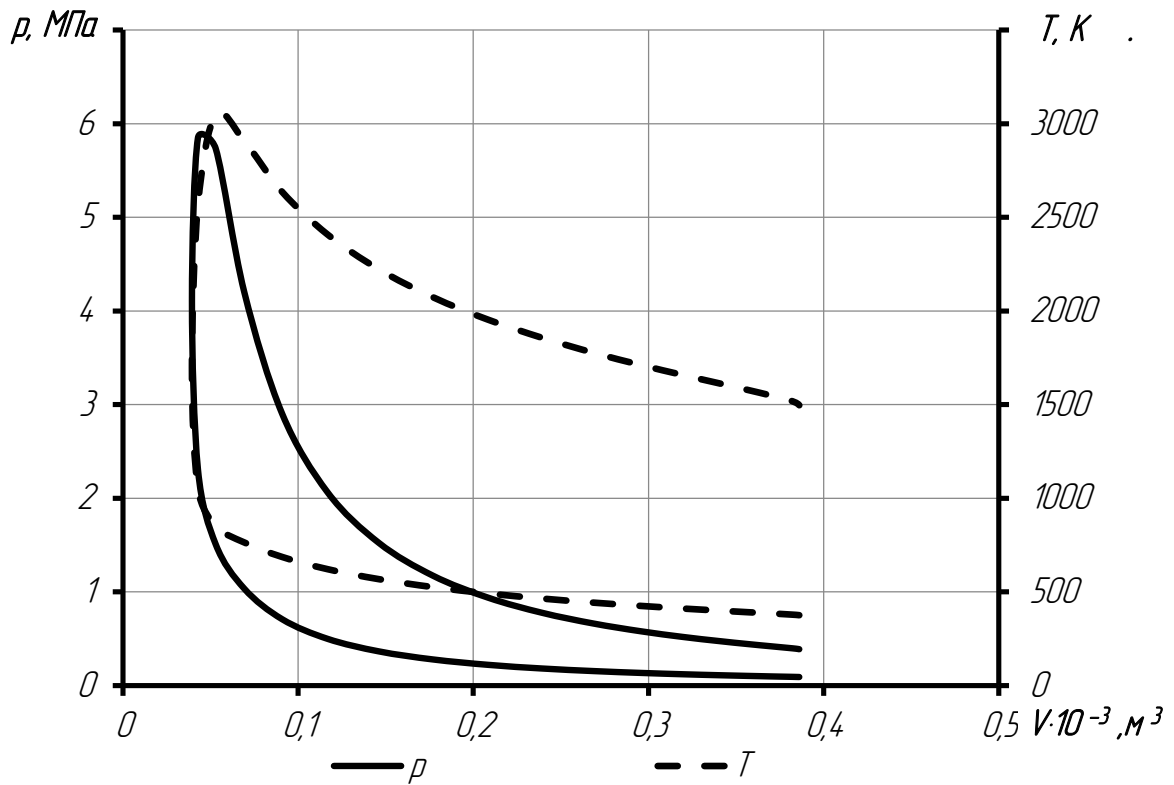
$$M_e = 92,25 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Після введення числових значень з табл. 2.1 в комп'ютер і за допомогою стандартної програми DVS-2, отримуємо протоколи для номінального режиму, виконані на трьох аркушах формату А4. На одному з листів наведені дані теплового розрахунку, на інших двох - дані динамічного розрахунку. Протоколи розрахунків представлені у додатку А

Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску  $p$ , температури  $T$ , маси  $m$ , об'єму  $V$ ) при різних кутах повороту кривошипа  $\varphi$ , причому слід мати на увазі, що розрахунок виконаний з кроком інтегрування  $\Delta\varphi = 1^\circ$ , а запис в протоколі зроблено з кроком  $\Delta\varphi = 10^\circ$  (з метою скорочення протоколу).

В кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники: індикаторна робота циклу  $L_i$ , середній індикаторний тиск  $p_i$ , індикаторний ККД  $\eta_i$ , питома індикаторна витрата палива  $g_i$ .

За даними теплового розрахунку будують індикаторні діаграми в системах координат  $p - V$  і  $T - V$  (рис.2.1).



$p$  – тиск, Па,  $T$  – температура, К,  $V$  – об'єм,  $\text{м}^3$

Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

## 2.5 Контроль результатів розрахунку

Відповідно до протоколу теплового розрахунку (табл. 2.1) індикаторна робота циклу  $L_i = 402,5$  Дж/цикл,

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

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m, \quad (2.37)$$

$$N_e = 4 \cdot 402,5 \cdot \frac{96,7}{2} \cdot 0,72 = 56,03 \text{ кВт},$$

де  $n = 5800 \text{ мин}^{-1} = 96,7 \text{ с}^{-1}$ ,

$\eta_m$  – механічний ККД двигуна, що враховує вплив механічних втрат, його значення для газових ДВЗ знаходиться в межах 0,70 ... 0,80;  $\eta_m = 0,72$  – прийнято по прототипу проектуваного двигуна.

Похибка розрахунку:

$$\frac{N_e^p - N_e}{N_e} \cdot 100\% = \frac{56,03 - 56,6}{56,6} \cdot 100\% = -1,007\%. \quad (2.38)$$

Результати розрахунку задовільні, так як в подібних розрахунках допустима похибка становить  $\pm 15 \%$ .

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,161 \cdot 0,72 = 0,8359 \text{ МПа}. \quad (2.39)$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,414 \cdot 0,72 = 0,2984. \quad (2.40)$$

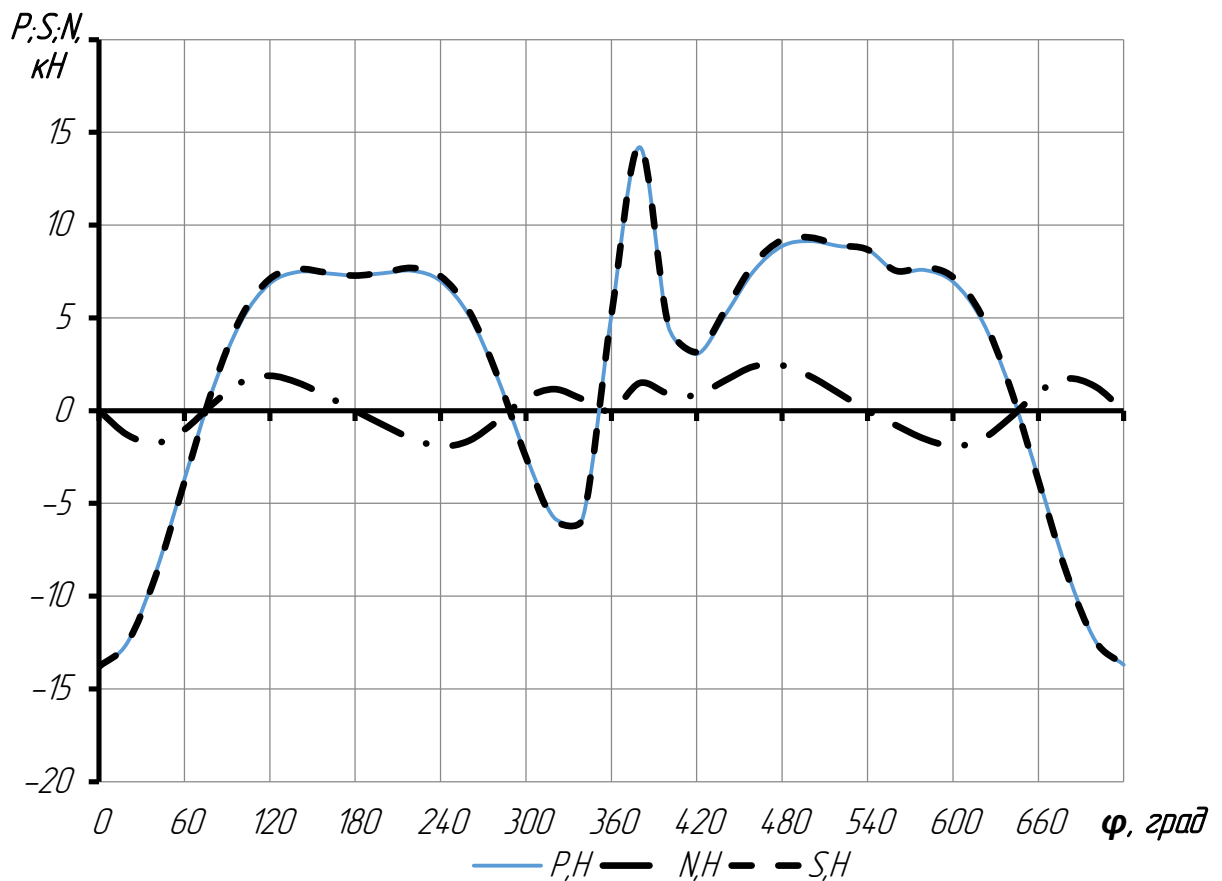
Питома ефективна витрата палива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,197}{0,72} = 0,2742 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{час}}. \quad (2.41)$$

### 3. ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

Динамічний розрахунок двигуна виконують за методикою [3] з метою визначення сил та моментів, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму.

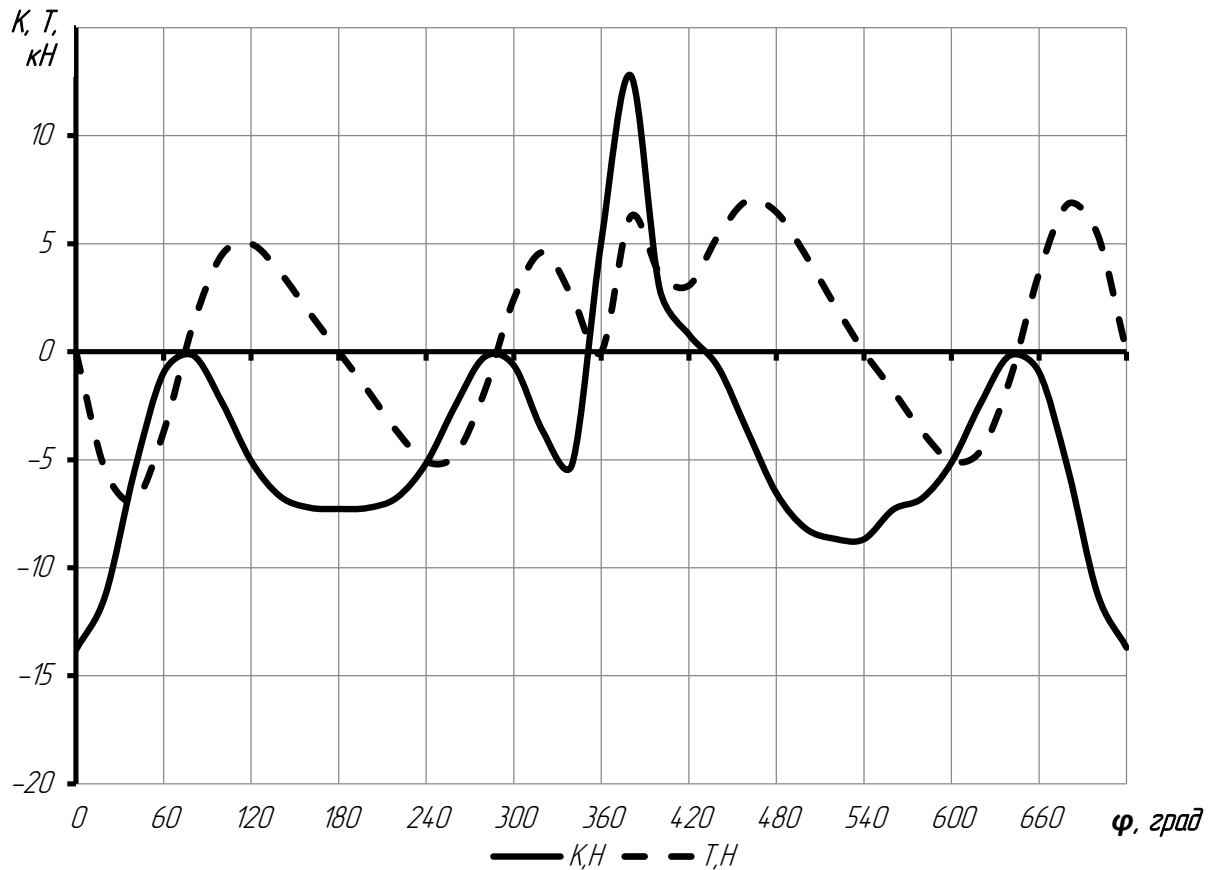
За результатами динамічного розрахунку будують діаграми залежностей осьової сили на поршень  $P_p$ , бічної сили на поршень  $N$  і сили на шатун  $S$  (рис. 3.1), нормальної сили на кривошип  $K$  і тангенціальної сили на кривошип  $T$  (рис. 3.2) від кута повороту кривошипа  $\varphi$ .



$P$  – сумарна сила, що діє на поршень,  $H$ ;  $N$  – бічна сила, що діє на поршень,  $H$ ;

$S$  – сила, що діє уздовж шатуна,  $H$ .

Рисунок 3.1 – Сили, що діють на поршень і шатун



Т – тангенціальна сила, що діє на кривошип, Н; К – нормальна сила, що діє на кривошип, Н

Рисунок 3.2 – Сили, що діють на кривошип

### 3.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

Для спрощення динамічного розрахунку дійсний кривошипно-шатунний механізм замінюється динамічно еквівалентною системою зосереджених мас.

Маса поршневої групи:

$$m_{\pi} = m'_{\pi} \cdot F_{\pi} = 125 \cdot 0,004717 = 0,59 \text{ кг}, \quad (3.1)$$

де  $m'_{\pi} = m_{\pi}/F_{\pi} = 80 \dots 150 \text{ кг/м}^2$ . Приймається  $m'_{\pi} = 125 \text{ кг/м}^2$ ;

$F_{\pi}$  – площа поршня,  $\text{м}^2$ .

Маса шатуна:

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\text{п}} = 160 \cdot 0,004717 = 0,755 \text{ кг}, \quad (3.2)$$

де  $m'_{\text{ш}} = m_{\text{ш}}/F_{\text{п}} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$ . Приймається  $m'_{\text{п}} = 160 \text{ кг/м}^2$ .

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця:

$$m_{\text{шп}} = 0,25 \cdot m_{\text{ш}} = 0,25 \cdot 0,755 = 0,189 \text{ кг}. \quad (3.3)$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа:

$$m_{\text{шк}} = (1 - 0,25) \cdot m_{\text{ш}} = (1 - 0,25) \cdot 0,755 = 0,566 \text{ кг}. \quad (3.4)$$

Маса неврівноважених частин одного коліна валу без противаг:

$$m_{\text{к}} = m'_{\text{к}} \cdot F_{\text{п}} = 175 \cdot 0,004717 = 0,825 \text{ кг}, \quad (3.5)$$

де  $m'_{\text{к}} = m_{\text{к}}/F_{\text{п}} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$ . Приймається  $m'_{\text{к}} = 175 \text{ кг/м}^2$ .

Маси, які виконують зворотно-поступальний рух:

$$m_{\text{ж}} = m_{\text{п}} + m_{\text{шп}} = 0,59 + 0,189 = 0,779 \text{ кг}. \quad (3.6)$$

Маси, які виконують обертальний рух:

$$m_{\text{R}} = m_{\text{к}} + m_{\text{шк}} = 0,825 + 0,566 = 1,391 \text{ кг}. \quad (3.7)$$

### 3.2 Сили інерції обертових мас

Сили інерції, що діють в кривошипно-шатунного механізму, відповідно до характеру руху приведених мас підрозділяють на сили поступально рухомих мас  $P_{\text{ж}}$  і відцентрові сили інерції обертових мас  $K_{\text{R}}$  (рис. 3.3).

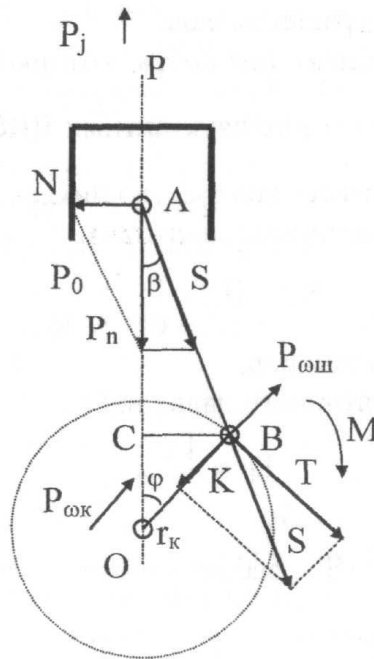


Рисунок 3.3 – Схема дії сил в кривошипно-шатунному механізмі

Відцентрова сила інерції обертових мас:

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2, \quad (3.8)$$

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

$R$  – радіус кривошипа, м;

$\omega$  – кутова швидкість колінчастого валу,  $\text{с}^{-1}$ .

$$K_R = -1,391 \cdot 0,03675 \cdot 607,4^2 = -18,864 \text{ кН}. \quad (3.9)$$

Відцентрова сила інерції  $K_R$  є результуючою двох сил:

– сили інерції обертових мас шатуна:

$$K_{R_{\text{ш}}} = -m_{\text{шк}} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3}, \quad (3.10)$$

$$K_{R_{\text{ш}}} = -0,566 \cdot 0,03675 \cdot 607,4^2 = -7,674 \text{ кН};$$

– сили інерції обертових мас кривошипа:

$$K_{Rk} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3}, \quad (3.11)$$

$$K_{Rk} = -0,825 \cdot 0,03675 \cdot 607,4^2 = -11,19 \text{ кН}.$$

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

### 3.3 Сили, що діють на шатунну і корінну шийки колінчастого валу

Шатунна шийка:

Результуюча сила, що діє на шатунну шийку:

$$R_{шш} = \sqrt{T^2 + P_k^2}, \text{ кН}, \quad (3.12)$$

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

$P_k$  – сила, що діє на шатунну шийку вздовж кривошипа, Н.

$$P_k = K + K_{Rш}, \quad (3.13)$$

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

$K_{Rш}$  – сили інерції обертових мас шатуна, Н.

При  $\varphi = 6^\circ$ :

$$P_k = -13,6 + (-7,674) = -21,3 \text{ кН},$$

тоді

$$R_{шш} = \sqrt{(-1,87)^2 + (-21,3)^2} = 21,4 \text{ кН}.$$

Результуюча сила, що діє на коліно валу:

$$R_k = \sqrt{T^2 + K_{pk}^2}, \quad (3.14)$$

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

$$K_{pk} = P_k + K_{Rk} = K + K_{Rш} + K_{Rk} = K + K_R; \quad (3.15)$$

$$K_{pk} = -13,6 + (-18,864) = -32,5 \text{ кН},$$

тоді

$$R_k = \sqrt{(-1,87)^2 + (-32,5)^2} = 32,5 \text{ кН}.$$

Всі інші значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу  $\varphi$  наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу

| $\varphi^\circ$ | Повні сили |       |           |              |              |           |
|-----------------|------------|-------|-----------|--------------|--------------|-----------|
|                 | K, Н       | T, Н  | $P_k$ , Н | $R_{ши}$ , Н | $K_{pk}$ , Н | $R_k$ , Н |
| 0               | -13800     | 0     | -21500    | 21500        | -32700       | 32700     |
| 20              | -11300     | -5490 | -18900    | 19700        | -30100       | 30600     |
| 40              | -5540      | -6930 | -13200    | 14900        | -24400       | 25400     |
| 60              | -972       | -3720 | -8650     | 9410         | -19800       | 20200     |
| 80              | -160       | 1200  | -7830     | 7930         | -19000       | 19100     |
| 100             | -2340      | 4490  | -10000    | 11000        | -21200       | 21700     |
| 120             | -5060      | 4990  | -12700    | 13700        | -23900       | 24400     |
| 140             | -6700      | 3660  | -14400    | 14800        | -25600       | 25800     |
| 160             | -7220      | 1800  | -14900    | 15000        | -26100       | 26100     |
| 180             | -7280      | 0     | -15000    | 15000        | -26100       | 26100     |
| 200             | -7230      | -1800 | -14900    | 15000        | -26100       | 26200     |
| 220             | -6750      | -3690 | -14400    | 14900        | -25600       | 25900     |
| 240             | -5160      | -5090 | -12800    | 13800        | -24000       | 24600     |
| 260             | -2490      | -4770 | -10200    | 11200        | -21400       | 21900     |
| 280             | -244       | -1840 | -7920     | 8130         | -19100       | 19200     |
| 300             | -633       | 2430  | -8310     | 8650         | -19500       | 19600     |
| 320             | -3690      | 4610  | -11400    | 12300        | -22600       | 23000     |
| 340             | -5210      | 2540  | -12900    | 13100        | -24100       | 24200     |
| 360             | 5110       | 0     | -2570     | 2570         | -13800       | 13800     |
| 380             | 12800      | 6250  | 5140      | 8090         | -6050        | 8700      |
| 400             | 2900       | 3630  | -4770     | 6000         | -16000       | 16400     |
| 420             | 799        | 3060  | -6880     | 7530         | -18100       | 18300     |
| 440             | -711       | 5360  | -8380     | 9950         | -19600       | 20300     |
| 460             | -3650      | 6990  | -11300    | 13300        | -22500       | 23600     |
| 480             | -6550      | 6460  | -14200    | 15600        | -25400       | 26200     |
| 500             | -8180      | 4470  | -15900    | 16500        | -27000       | 27400     |
| 520             | -8660      | 2160  | -16300    | 16500        | -27500       | 27600     |
| 540             | -8680      | 0     | -16400    | 16400        | -27500       | 27500     |
| 560             | -7310      | -1820 | -15000    | 15100        | -26200       | 26200     |
| 580             | -6780      | -3710 | -14500    | 14900        | -25600       | 25900     |
| 600             | -5130      | -5060 | -12800    | 13800        | -24000       | 24500     |
| 620             | -2390      | -4580 | -10100    | 11100        | -21300       | 21700     |
| 640             | -173       | -1300 | -7850     | 7950         | -19000       | 19100     |
| 660             | -947       | 3630  | -8620     | 9350         | -19800       | 20100     |
| 680             | -5480      | 6850  | -13200    | 14800        | -24300       | 25300     |
| 700             | -11200     | 5450  | -18800    | 19600        | -30000       | 30500     |
| 720             | -13700     | 0     | -21400    | 21400        | -32600       | 32600     |

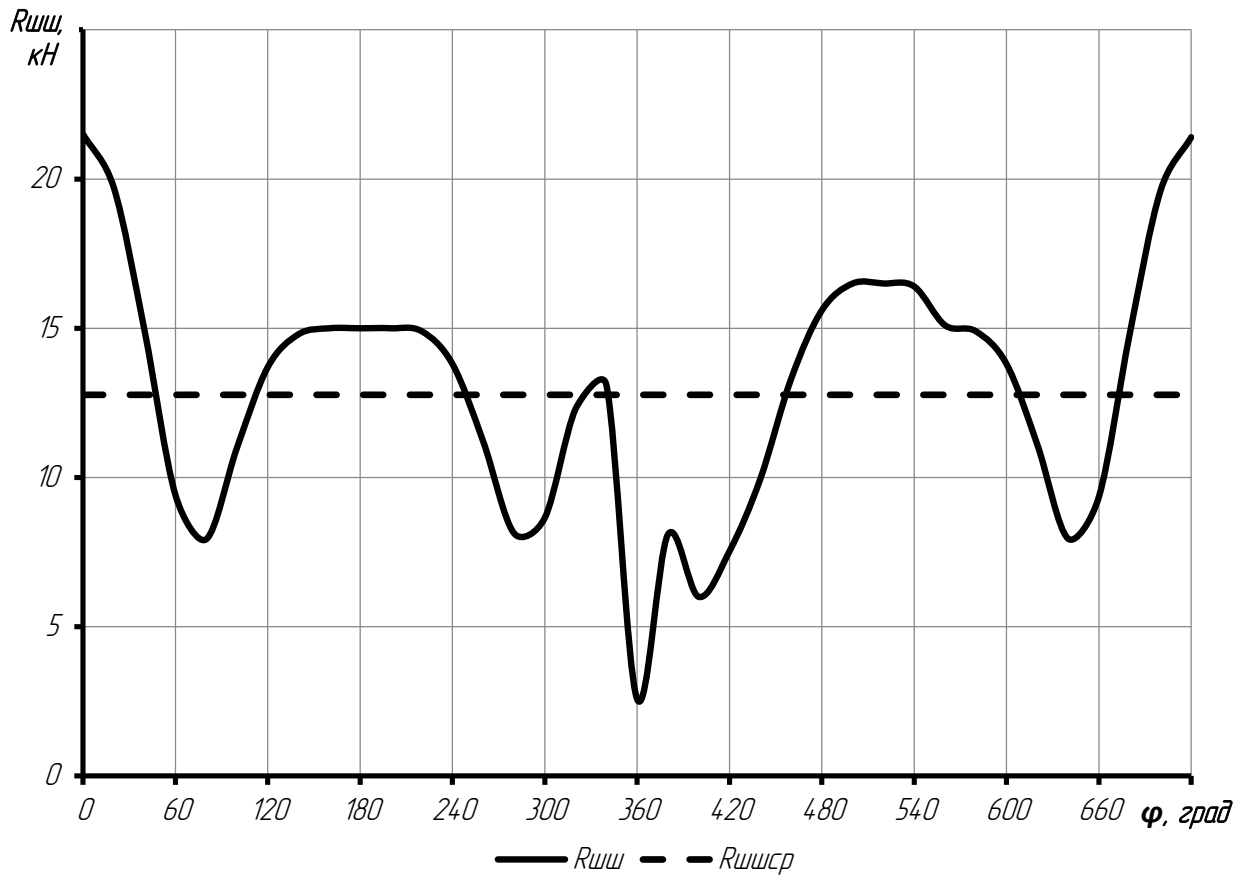


Рисунок 3.4 – Діаграма навантаження на шатунну шийку в прямокутних координатах

Графічна побудова сили  $R_{шш}$  в залежності від кута повороту кривошипа здійснюється у вигляді полярної діаграми (рис. 3.5) з полюсом в точці  $O_{ш}$ . Для отримання полярної діаграми, кінці результуючих сил  $R_{шш}$  з'єднують послідовно в порядку наростання кутів плавною кривою.

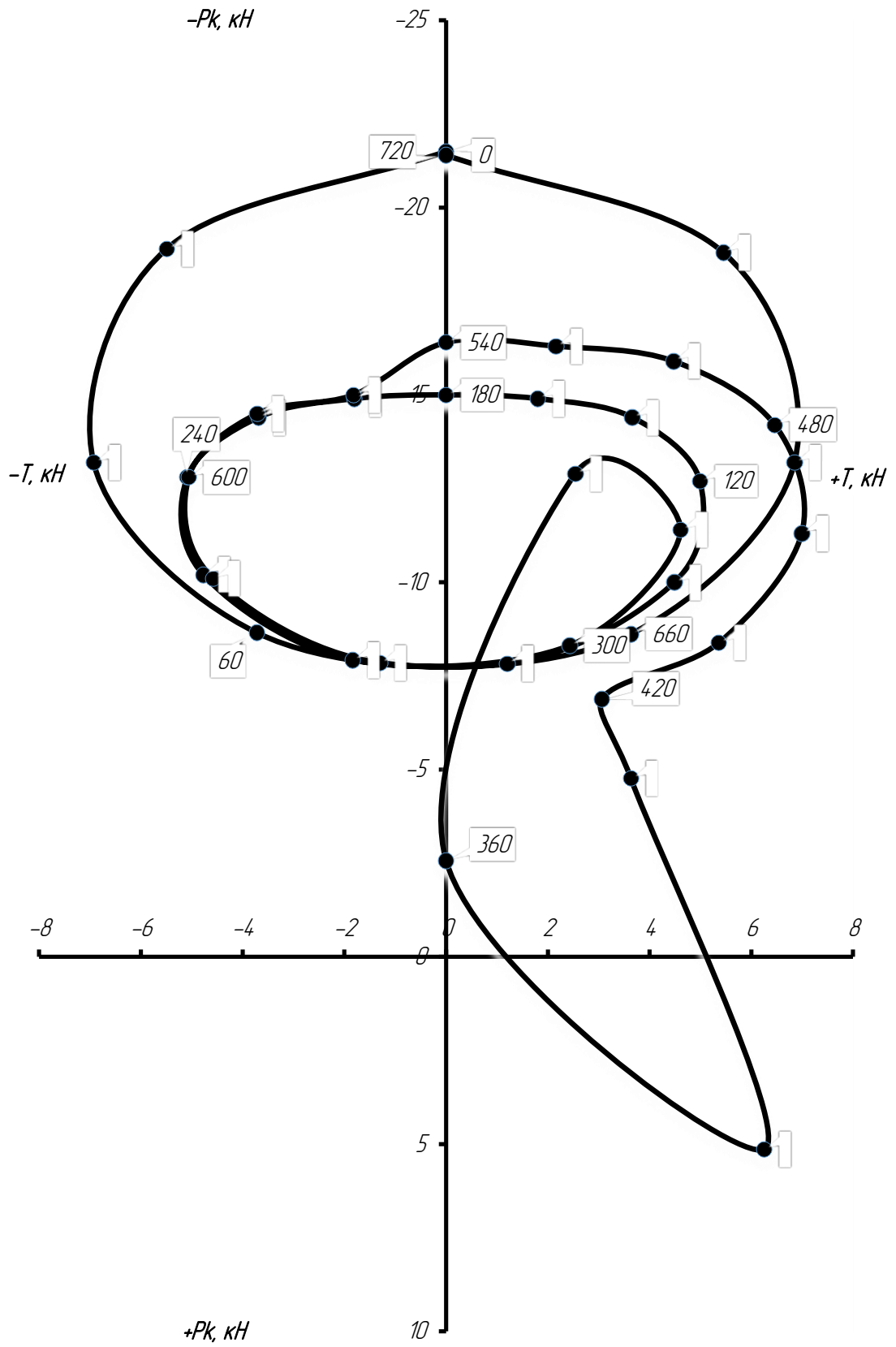


Рисунок 3.5 – Сили, що діють на шатунну шийку (полярна діаграма)

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 (рис. 3.6). Аналогічно знаходять значення навантажень на корінні шийки:

$$\begin{aligned} R_{\text{шш мах}} &= 21,52 \text{ кН}; & R_{\text{кш мах}} &= 27,46 \text{ кН}; \\ R_{\text{шш мін}} &= 0,58 \text{ кН}; & R_{\text{кш мін}} &= 17,8 \text{ кН}; \\ R_{\text{шш ср}} &= 12,77 \text{ кН}; & R_{\text{кш ср}} &= 23,17 \text{ кН}. \end{aligned}$$

Крім зображених діаграм (полярної і навантаження на шатунних шийку в прямокутних координатах) в пояснювальній записці.

Корінна шийка.

Колінчастий вал розраховуваного двигуна п'ятиопорний.

Сила, що діє на першу корінну шийку при  $\varphi = 6^\circ$ :

$$R_{\text{кш1}} = -0,5 \cdot R_{\text{к1}} = -0,5 \cdot 32,5 = 16,3 \text{ кН}. \quad (3.16)$$

Сила, що діє на другу корінну шийку при  $\varphi = 6^\circ$ :

$$R_{\text{кш2}} = \sqrt{T_{\text{к2}}^2 + K_{\text{к2}}^2} = \sqrt{(0,67)^2 + (3,16)^2} = 3,23 \text{ кН}. \quad (3.17)$$

де  $T_{\text{к2}} = (T_1 - T_2) = (0,935 - (-0,265)) = 0,67 \text{ кН};$

$K_{\text{к2}} = (K_{\text{рк1}} - K_{\text{рк1}}) = (16,2 + (-13,1)) = 3,16 \text{ кН}.$

Всі інші значення сил, що діють на корінну шийку при різних кутах повороту колінчастого валу  $\varphi$ , наведені в дод А

### 3.4 Моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі

Друга частина динамічного розрахунку полягає у визначенні сумарного крутного моменту на вихідному валу двигуна  $M_{\text{сум}}$ . Це досягається за допомогою таблиці набігаючих крутних моментів (протокол розрахунку). Спочатку підсумовують крутний момент на кривошип, але з урахуванням розташування циліндрів і відносного розташування кривошипів колінчастого валу.

Після визначення сумарного крутного моменту він складається і визначається середній індикаторний крутний момент  $(M_i)_{\text{ср}} = 30,88 \text{ Н}\cdot\text{м}$  і сумарний середній індикаторний крутний момент двигуна  $(M_{\text{сум}})_{\text{ср}} = 123,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

За даними протоколу динамічного розрахунку будують діаграму крутного моменту від одного циліндра (діаграму сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна) (рис.3.6).

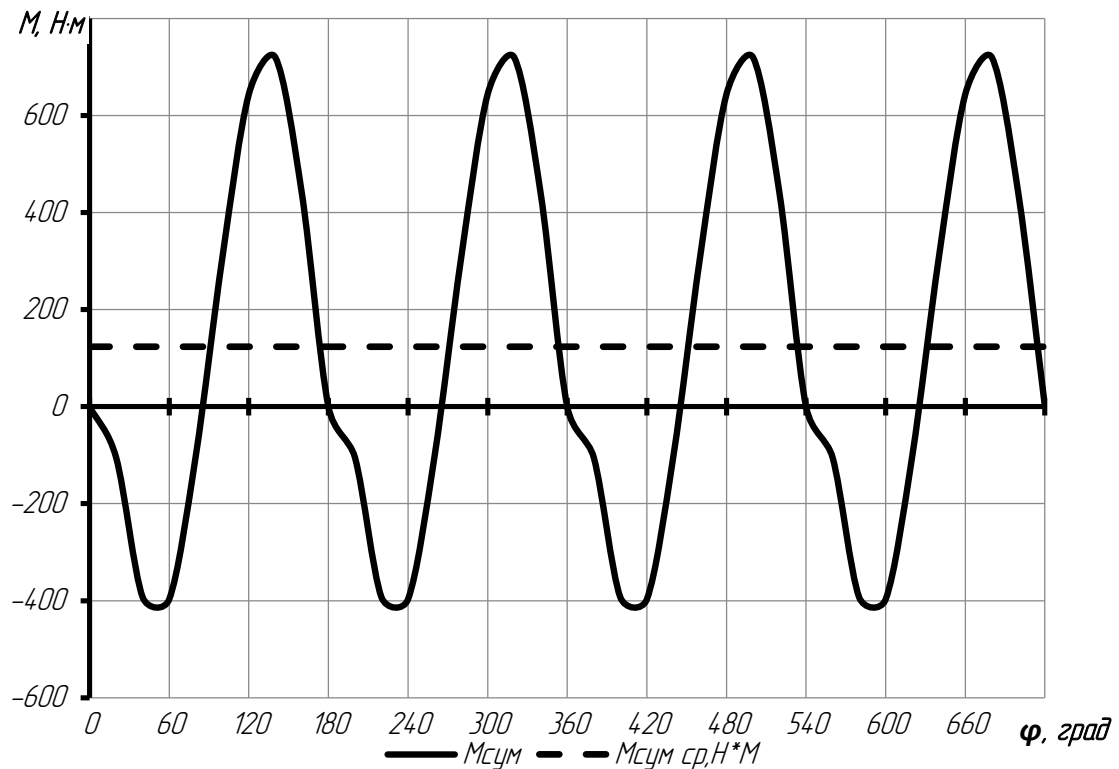


Рисунок 3.6 – Діаграма сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна



#### 4. РОЗРАХУНОК ВРІВНОВАЖЕННЯ ДВИГУНА

Сили і моменти, що діють в кривошипно-шатунного механізмі, безперервно змінюються і, якщо вони не врівноважені, викликають струс і вібрацію двигуна, що передаються рамі автомобіля.

До невірноважених сил і моментів відносяться:

- а) сили інерції зворотно-поступально рухомих мас  $P_i = P_{ji} + P_{jii}$  і відцентрові сили інерції обертових мас  $K_R$ ;
- б) поздовжні моменти  $M_j = M_{ji} + M_{jii}$  и  $M_R$ , що виникають в багаточиліндрових двигунах від невірноважених сил  $P_j$  и  $K_R$  окремих циліндрів;
- в) крутний момент  $M_{кр}$  і рівний йому, але протилежно спрямований перекидаючий момент  $M_{опр} = -M_{кр}$ , що сприймається опорами двигуна.

Двигун вважається повністю врівноваженим, якщо в усталеному режимі роботи сили і моменти, що діють на його опори, постійні за величиною і напрямком. Однак поршневі двигуни не можуть бути повністю врівноваженими, так як крутний момент  $M_{кр}$  завжди є періодичною функцією кута повороту колінчастого валу і, отже, величина перекидаючого моменту  $M_{опр}$  завжди змінна.

Умови врівноваженості двигуна з будь-яким числом циліндрів (при дотриманні рівності мас рухомих частин і ідентичності протікання робочого процесу в усіх циліндрах, а також забезпечення статичної та динамічної врівноваженості колінчастого валу) прийнято записувати в наступному вигляді:

- а) сумарні сили інерції першого порядку і їх моменти дорівнюють нулю:

$$\sum P_{ji} = 0 \text{ і } \sum M_{ji} = 0;$$

- б) сумарні сили інерції другого порядку і їх моменти дорівнюють нулю:

$$\sum P_{jii} = 0 \text{ і } \sum M_{jii} = 0;$$

- в) результуючі відцентрові сили інерції і їх моменти дорівнюють нулю:

$$\sum K_R = 0 \text{ і } \sum M_R = 0.$$

Таким чином, вирішення питання врівноваження двигунів зводиться до врівноваження лише найбільш значних сил і їх моментів.

Розраховуємо двигун чотирициліндровий рядний з кривошипами, розташованими під кутом  $180^\circ$ . Порядок роботи двигуна 1 – 3 – 4 – 2. Проміжки між спалахами рівні  $180^\circ$ .

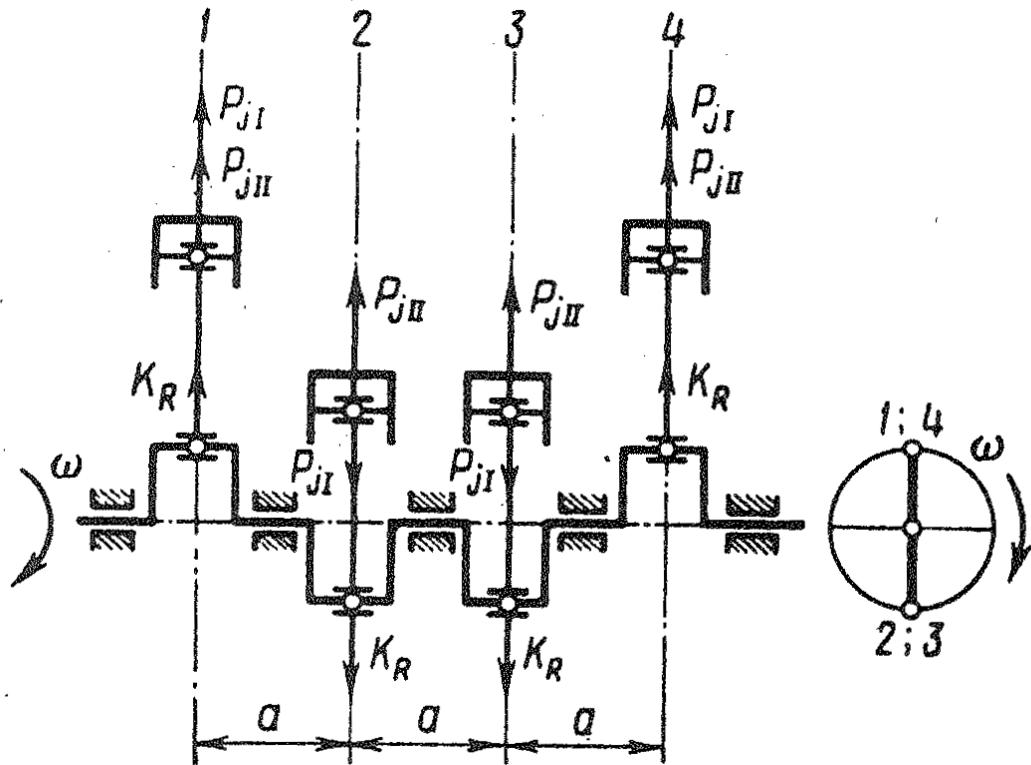


Рисунок 4.1 – Схема сил інерції, що діють в чотирициліндровому рядном двигуні.

Відцентрові сили інерції розраховуємого двигуна і їх моменти повністю врівноважені:  $\sum K_R = 0$ ;  $\sum M_R = 0$ .

Сили інерції першого порядку і їх моменти також врівноважені:  
 $\sum P_{jI} = 0$ ;  $\sum M_{jI} = 0$ .

Сили інерції другого порядку для всіх циліндрів спрямовані в одну сторону:

$$\sum P_{jII} = 4 \cdot P_{jII} = 4 \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \lambda \cos 2\varphi. \quad (4.1)$$

Сили інерції другого порядку для  $\varphi=0$ :

$$\sum P_{jII} = 4 \cdot 0,779 \cdot 0,03675 \cdot 607,4^2 \cdot 0,3063 \cdot \cos(2 \cdot 0) = 12940 \text{ Н.}$$

Всі інші значення сил інерції другого порядку при різних кутах повороту колінчастого валу  $\varphi$  наведені в табл.4.1.

Таблиця 4.1 – Значення сил інерції другого порядку при різних  $\varphi$ .

| $\varphi$ | $\cos 2\varphi$ | $\sum P_{jII}, \text{ Н}$ | $\varphi$ | $\cos 2\varphi$ | $\sum P_{jII}, \text{ Н}$ |
|-----------|-----------------|---------------------------|-----------|-----------------|---------------------------|
| 0         | 1               | 12900                     | 180       | 1               | 12900                     |
| 10        | 0,94            | 12200                     | 190       | 0,94            | 12200                     |
| 20        | 0,766           | 9910                      | 200       | 0,766           | 9910                      |
| 30        | 0,5             | 6470                      | 210       | 0,5             | 6470                      |
| 40        | 0,174           | 2250                      | 220       | 0,174           | 2250                      |
| 50        | -0,174          | -2250                     | 230       | -0,174          | -2250                     |
| 60        | -0,5            | -6470                     | 240       | -0,5            | -6470                     |
| 70        | -0,766          | -9910                     | 250       | -0,766          | -9910                     |
| 80        | -0,94           | -12200                    | 260       | -0,94           | -12200                    |
| 90        | -1              | -12900                    | 270       | -1              | -12900                    |
| 100       | -0,94           | -12200                    | 280       | -0,94           | -12200                    |
| 110       | -0,766          | -9910                     | 290       | -0,766          | -9910                     |
| 120       | -0,5            | -6470                     | 300       | -0,5            | -6470                     |
| 130       | -0,174          | -2250                     | 310       | -0,174          | -2250                     |
| 140       | 0,174           | 2250                      | 320       | 0,174           | 2250                      |
| 150       | 0,5             | 6470                      | 330       | 0,5             | 6470                      |
| 160       | 0,766           | 9910                      | 340       | 0,766           | 9910                      |
| 170       | 0,94            | 12200                     | 350       | 0,94            | 12200                     |
| 180       | 1               | 12900                     | 360       | 1               | 12900                     |

Врівноваження сил інерції другого порядку в розраховуємому двигуні недоцільно, так як застосування двовальної системи з противагами для врівноваження  $\sum P_{II}$  значно ускладнить конструкцію двигуна.

.

## 5. РОЗРАХУНОК МАХОВИКА

Крутний момент на валу двигуна є змінною за часом (або куту повороту валу) величиною. Це обумовлено періодичністю процесів в циліндрі ДВЗ протягом циклу, зміною тиску робочої порожнини, а також зміною сил інерції, що діють на деталі КШМ. Конкретна функція  $M_{кр}(\varphi)$  залежить також від числа циліндрів, їх взаємного розташування і порядку роботи. Ця функція визначається в динамічному розрахунку ДВЗ.

На сталому режимі роботи середній крутний момент дорівнює моменту опору:

$$M_{кр.ср} = M_c = 123,5 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (5.1)$$

В результаті має місце нерівномірність обертання валу протягом циклу, яка оцінюється коефіцієнтом нерівномірності:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{ср}}. \quad (5.2)$$

Нерівномірність обертання валу викликає додаткові навантаження на деталі основного приводу і допоміжних приводів, вібрації і т.д. Тому величину  $\delta$  з цих міркувань обмежують; на основі практичних рекомендацій для більшості двигунів можна прийняти  $\delta = 0,02 \dots 0,03$ ; приймаємо  $\delta = 0,03$ .

Для забезпечення необхідних умов за рівнем нерівномірності обертання валу використовують маховик, який встановлюють, як правило, на хвостовику колінчастого валу. Розрахунок маховика ведуть на основі рівнянь динаміки системи, що обертається – «колінчастий вал - споживач». Для періоду циклу  $\varphi_1 < \varphi < \varphi_2$ , коли кутова швидкість зростає, рівняння має вигляд:

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (M_{кр} - M_c) d\varphi = J\delta\omega_{ср}^2, \quad (5.3)$$

де  $J$  – момент інерції обертових мас.

Аналогічно можна записати рівняння для  $\varphi_2 < \varphi < \varphi_3$

$$\int_{\varphi_2}^{\varphi_3} (M_c - M_{кр}) d\varphi = J\delta\omega_{ср}^2, \quad (5.4)$$

В якому складові рівні відповідним величинам в попередньому рівнянні.

Ліві частини цих рівнянь визначаються аналітичним шляхом по діаграмах  $M_{кр}(\varphi)$ , для чого діаграму зображують в масштабах, які зручно читати, від  $\varphi_1$  до  $\varphi_2$  (від  $\varphi_2$  до  $\varphi_3$ ):

Вибравши величину  $\delta$  з рекомендованих меж, розраховуємо момент інерції:

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (M_{кр} - M_c) d\varphi = \int_{\varphi_2}^{\varphi_3} (M_c - M_{кр}) d\varphi. \quad (5.5)$$

Якщо відсутні конкретні дані про споживача, то вважають, що величину  $J$  повинен мати двигун. У свою чергу момент інерції дорівнює:

$$J = J_0 + J_m = 0,04998 + 0,04248 = 0,09246 \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

де  $J_0 = 0,04998 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  – момент інерції колінчастого валу і всіх деталей ДВЗ, що обертаються, з урахуванням впливу рухомих частин КШМ;

$J_m = 0,04248 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  – момент інерції маховика.

За статистичними даними величина  $J_m$  зазвичай становить  $(0,8 \dots 0,9) J_0$ , тому момент інерції маховика дорівнює:

$$J_m = (0.8 \dots 0.9) J_0; \quad (5.6)$$

$$J_M = 0,85 \cdot J_0 = 0,85 \cdot 0,04998 = 0,04248 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad (5.7)$$

$$J_0 = \frac{L_{\text{изб.}}}{\delta \cdot \omega^2} = \frac{553,2}{0,03 \cdot 607,4^2} = 0,04998 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (5.8)$$

де  $L_{\text{изб}}$  – величина надлишкової роботи:

$$L_{\text{изб.}} = F_1 \cdot M_M \cdot M_\varphi = 706,4 \cdot 10,77 \cdot 0,07272 = 553,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (5.9)$$

де  $F_1 = 706,4 \cdot \text{мм}^2$  – площа фігури над прямою  $M_{\text{кр.ср}}$  (рис. 5.1);

$$M_\varphi = \frac{4 \cdot \pi}{i \cdot a c} = \frac{4 \cdot 3,14}{4 \cdot 43,2} = 0,07272 \text{ мм}^{-1} - \text{маштаб кута повороту}$$

валу, рад в мм;

$$M_M = \frac{M_{\text{сум.мах}}}{h_{\text{мс}}} = \frac{734,5}{68,21} = 10,77 - \text{маштаб момента, Н} \cdot \text{м/мм.}$$

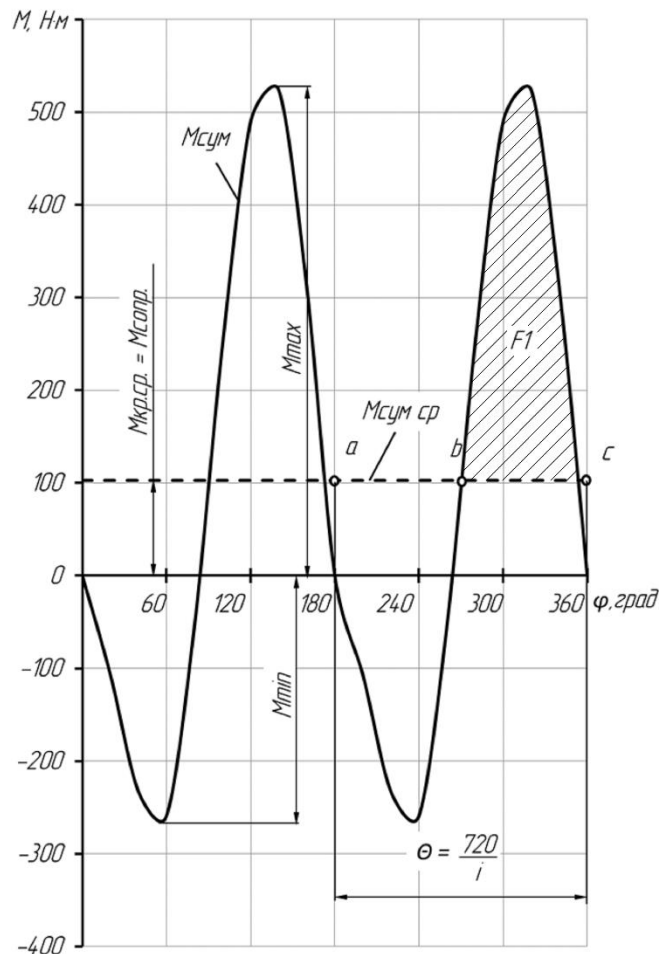


Рисунок 5.1. – Діаграма крутного моменту на колінчастому валу чотирициліндрового двигуна

Маховий момент двигуна:

$$m_M \cdot D_{cp}^2 = 4J_M. \quad (5.10)$$

де  $m_M$  – маса маховика, кг;

$D_{cp} = (2 \dots 3) \cdot S = 0,0735 \cdot 2,5 = 0,1838$  м – середній діаметр маховика.

З формули (5.10) розраховуємо масу маховика:

$$m_M = \frac{4J_M}{D_{cp}^2} = \frac{4 \cdot 0,04248}{0,1838^2} = 5,03 \text{ кг}. \quad (5.11)$$

Діаметр маховика вибирають з урахуванням габаритів двигуна, можливості розміщення механізму зчеплення і т. д.

Для наближених розрахунків можна прийняти  $D_M = 0,242$  м.

За умовами міцності, зовнішній діаметр  $D_M$  маховика повинен бути обраний з урахуванням допустимих окружних швидкостей.

Окружна швидкість на зовнішньому ободі маховика:

$$v_M = \frac{\pi \cdot D_M \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,242 \cdot 5800}{60} = 73,49 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}, \quad (5.12)$$

де  $n = 5800 \text{ хв}^{-1}$  – частота обертання валу двигуна.

Окружна швидкість для литих чавунних маховиків не повинна перевищувати  $70 \dots 80 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ .

## 6 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ

### 6.1 Розрахунок на міцність шатуна

Конструкція шатунів, які застосовуються в автомобільних і тракторних двигунах, відрізняється великою різноманітністю і залежить в основному від типу двигуна і розташування циліндрів. Розрахунковими елементами шатунної групи є: поршнева і кривошипна головки, стрижень шатуна.

Розрахунок поршневої головки шатуна.

З теплового і динамічного розрахунків маємо:

- максимальний тиск згорання  $p_{z \max} = 6,094 \text{ МПа}$  при  $n = 5800 \text{ хв}^{-1}$ ,  $\varphi = 374^\circ$ ;
- маса поршневої групи  $m_{\pi} = 0,59 \text{ кг}$ ;
- маса шатунної групи  $m_{\text{ш}} = 0,755 \text{ кг}$ ;
- $n_{\text{х.х.мак}} = 6000 \text{ мин}^{-1}$ ;
- хід поршня  $S = 73,5 \text{ мм}$ ;
- площа поршня  $F_{\pi} = 0,004717 \text{ м}^2$ ;
- відношення  $R/L$ :  $\lambda = 0,30625$ .

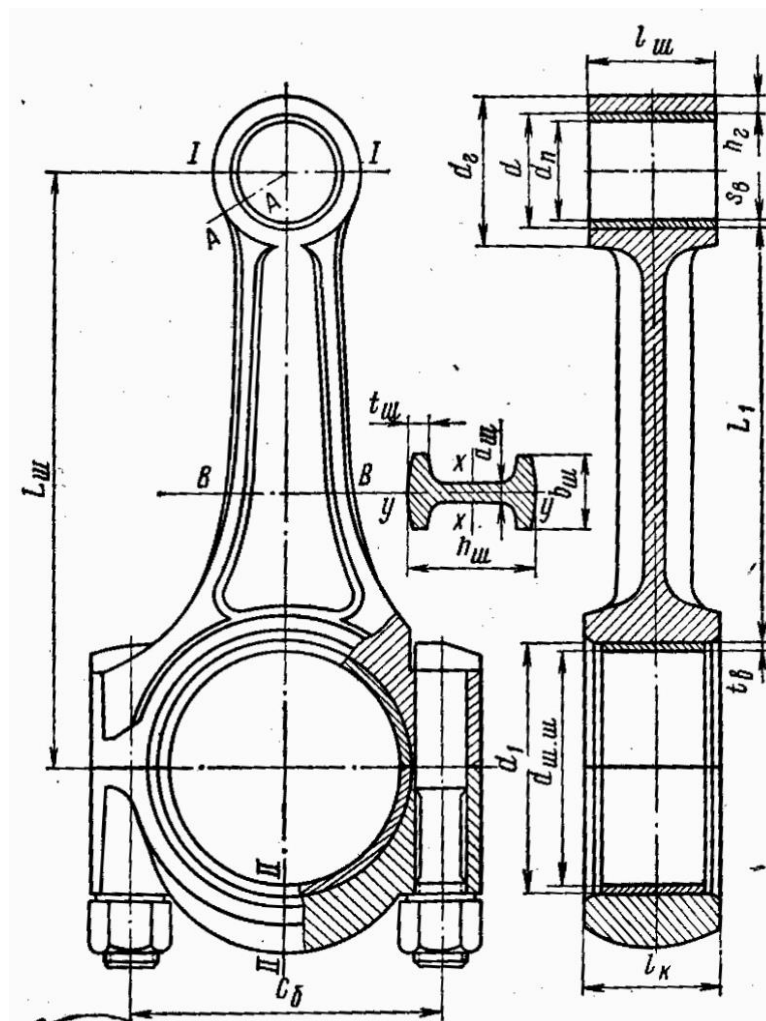


Рисунок 6.5 – Розрахункова схема шатунної групи

З розрахунку поршневої групи маємо:

- діаметр поршневого пальця  $d_{п} = 24$  мм;
- довжина поршневий головки шатуна  $l_{ш} = 24$  мм;;
- зовнішній діаметр головки  $d_r = 36$  мм;
- внутрішній діаметр головки  $d = 28$  мм;
- радіальна товщина стінки головки  $h_r = \frac{(d_r - d)}{2} = \frac{(36 - 28)}{2} = 4$  мм;
- радіальна товщина стінки втулки  $s_b = 2$  мм.

Матеріал втулки - бронза:

- модуль пружності  $E_b = 1,15$  МПа;
- коефіцієнт теплового розширення головки  $\alpha_b = 18 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ ;

Матеріал шатуна – сталь 40ХН [3]:

- модуль пружності  $E_{\text{ш}} = 2,2 \text{ МПа}$ ;
- коефіцієнт теплового розширення головки  $\alpha_{\text{r}} = 10 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ ;
- границя міцності  $\sigma_{\text{в}} = 1300 \text{ МПа}$ ;
- границя витривалості при згині  $\sigma_{-1} = 500 \text{ МПа}$ ;
- границя витривалості при розтягуванні-стисканні  $\sigma_{-1\text{p}} = 400 \text{ МПа}$ ;
- границя плинності  $\sigma_{\text{Т}} = 900 \text{ МПа}$ .
- коефіцієнт приведення циклу при згині  $\alpha_{\sigma} = 0,23$ .
- коефіцієнт приведення при розтягуванні-стисканні  $\alpha_{\sigma} = 0,2$ .

Розрахункові коефіцієнти:

при згині:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{Т}}} = \frac{500}{900} = 0,5556; \quad (6.1.1)$$

$$\frac{(\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma})}{(1 - \beta_{\sigma})} = \frac{(0,5556 - 0,23)}{(1 - 0,5556)} = 0,7327; \quad (6.1.2)$$

при розтягуванні-стисканні:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1\text{p}}}{\sigma_{\text{Т}}} = \frac{400}{900} = 0,4444; \quad (6.1.3)$$

$$\frac{(\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma})}{(1 - \beta_{\sigma})} = \frac{(0,4444 - 0,2)}{(1 - 0,4444)} = 0,4399. \quad (6.1.4)$$

Поршнева головка шатуна.

Розрахунок перерізу I-I.

Максимальне напруження пульсуючого циклу:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{max}} &= \frac{(m_{\text{п}} + m_{\text{в.г}}) \cdot \omega_{\text{х.х.мак}}^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot h_{\text{г}} \cdot l_{\text{ш}}} = \\ &= \frac{(0,59 + 0,0453) \cdot 628,3^2 \cdot 0,03675 \cdot (1 + 0,30625) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0,004 \cdot 0,024} = 62,7 \text{ МПа}, \end{aligned} \quad (6.1.5)$$

де  $m_{в.г} = (0,06 \dots 0,09)m_{ш} = 0,06 \cdot 0,755 = 0,0453$  кг – маса частини головки вище перерізу I-I;

$$\omega_{x.x.max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x.max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 6000}{30} = 628,3 \text{ с}^{-1}. \quad (6.1.6)$$

Середнє напруження і амплітуда напружень:

$$\sigma_{m0} = \sigma_{a0} = \frac{\sigma_{max}}{2} = \frac{62,7}{2} = 31,35 \text{ МПа}, \quad (6.1.7)$$

$$\sigma_{ak0} = \frac{\sigma_{a0} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}} = \frac{31,35 \cdot 1,362}{0,86 \cdot 0,82} = 60,55 \text{ МПа}, \quad (6.1.8)$$

де  $k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4}(\sigma_B - 400) = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4}(1300 - 400) = 1,362$  – ефективний коефіцієнт концентрації напружень;

$\varepsilon_M = 0,86$  – масштабний коефіцієнт, визначений за табл. 11.7 [3];

$\varepsilon_{II} = 0,82$  – коефіцієнт поверхневої чутливості, визначений за табл. 11.8 [3].

Запаси міцності поршневої головки шатуна в перерізі I-I:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{ak0} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{m0}} = \frac{400}{(60,55 + 0,2 \cdot 31,35)} = 5,986, \quad (6.1.9)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{a0} + \sigma_{m0}} = \frac{900}{60,55 + 31,35} = 9,793. \quad (6.1.10)$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{ak0}}{\sigma_{m0}} = \frac{60,55}{31,35} = 1,93142 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,4399,$$

запас міцності перерізу I-I визначають за границею витривалості:

$$n_{\sigma} = 5,986.$$

Допустимий запас міцності для перерізу I-I  $[n_{\sigma}] = 2,5 \dots 5$ .

Напруження від запресованої втулки:

сумарний натяг:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t = 0,04 + 0,02688 = 0,06688 \text{ мм}, \quad (6.1.11)$$

де  $\Delta = 0,04$  мм – натяг посадки бронзової втулки;

$$\begin{aligned} \Delta_t &= d \cdot (\alpha_b - \alpha_r) \cdot \Delta T = 28(18 \cdot 10^{-5} - 10 \cdot 10^{-5}) \cdot 120 \\ &= 0,02688 \text{ мм}, \end{aligned} \quad (6.1.12)$$

$\Delta T = 120$  К – середня температура підігріву головки і втулки.

Питомий тиск на поверхні стикання втулки з головою:

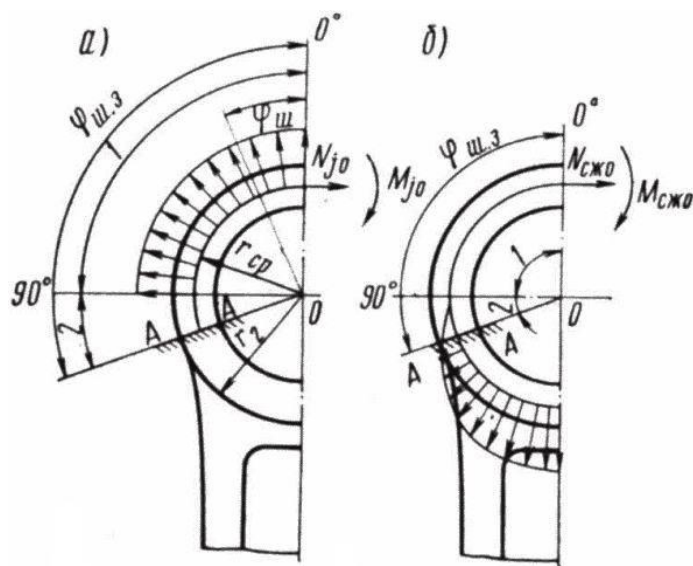
$$P = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left[ \frac{(d_r^2 + d^2) / (d_r^2 + d^2) + \mu}{E_{\text{ш}}} + \frac{(d^2 + d_{\text{п}}^2) / (d^2 - d_{\text{п}}^2) - \mu}{E_{\text{в}}} \right]}, \quad (6.1.13)$$

де  $\mu = 0,3$  – коефіцієнт Пуассона;

$E_{\text{ш}} = 2,2 \cdot 10^{-5}$  – модуль пружності сталюого шатуна;

$E_{\text{в}} = 1,15 \cdot 10^{-5}$  – модуль пружності бронзової втулки;

$$P = \frac{0,00006688}{0,028 \cdot \left[ \frac{0,036^2 + 0,028^2}{2,2 \cdot 10^{-5}} + 0,3 + \frac{0,028^2 + 0,024^2}{1,15 \cdot 10^{-5}} - 0,3 \right]} = 32,24 \text{ МПа}.$$



а – при розтягуванні; б – при стисненні

Рисунок 6.6 – Розрахункова схема поршневої головки шатуна:

Напруження від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки:

$$\sigma'_i = \frac{P \cdot (d_r^2 + d^2)}{d_r^2 - d^2} = \frac{32,24 \cdot (0,036^2 + 0,028^2)}{0,036^2 - 0,028^2} = 131 \text{ МПа.} \quad (6.1.14)$$

Напруження від сумарного натягу на зовнішній поверхні головки:

$$\sigma'_a = \frac{P \cdot 2 \cdot d^2}{d_r^2 - d^2} = \frac{32,24 \cdot 2 \cdot 0,028^2}{0,036^2 - 0,028^2} = 98,74 \text{ МПа.} \quad (6.1.15)$$

Максимальна сила, що розтягує головку на режимі  $n = n_N$ :

$$\begin{aligned} P_{jn} &= -m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) = \\ &= -0,59 \cdot 0,03675 \cdot 607,4^2 \cdot (1 + 0,30625) = -10,45 \text{ кН,} \end{aligned} \quad (6.1.16)$$

де

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_N}{30} = \frac{3,14 \cdot 5800}{30} = 607,4 \text{ с}^{-1}. \quad (6.1.17)$$

Нормальна сила і згинальний момент в перерізі 0-0:

$$\begin{aligned} N_{j0} &= -P_{jn}(0,572 - 0,0008\varphi_{ш.з}) = \\ &= -(-10,45)(0,572 - 0,0008 \cdot 120) = 4,974 \text{ Н}; \end{aligned} \quad (6.1.18)$$

$$\begin{aligned} M_{j0} &= P_{jn} \cdot r_{cp}(0,00033\varphi_{ш.з} - 0,0297) = \\ &= -(-10,45) \cdot 0,016 \cdot (0,00033 \cdot 120 - 0,0297) = 1,655 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned} \quad (6.1.19)$$

де  $\varphi_{ш.з} = 120^\circ$  – кут закладення;

$$r_{cp} = \frac{d_r + d}{4} = \frac{36 + 28}{4} = 16 \text{ мм}. \quad (6.1.20)$$

Нормальна сила і згинальний момент в розрахунковому перерізі від сили, що розтягує:

$$\begin{aligned} N_{j\varphi_{ш.з}} &= N_{j0} \cdot \cos \varphi_{ш.з} - 0,5 \cdot P_{jn} \cdot (\sin \varphi_{ш.з} - \cos \varphi_{ш.з}) = \\ &= 4,974 \cdot \cos(120^\circ) - 0,5 \cdot (-10,45) \cdot (\sin(120^\circ) - \cos(120^\circ)) = 4,65 \text{ кН}; \end{aligned} \quad (6.1.21)$$

$$\begin{aligned} M_{j\varphi_{ш.з}} &= M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.з.}) + 0,5 \cdot P_{jn} \times \\ &\quad \times r_{cp} \cdot (\sin \varphi_{ш.з.} - \cos \varphi_{ш.з.}) = \\ &= 1,655 + 4,974 \cdot 0,016 \cdot (1 - \cos(120^\circ)) + 0,5 \cdot -10,45 \times \\ &\quad \times 0,016 \cdot (\sin(120^\circ) - \cos(120^\circ)) = 6,831 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned} \quad (6.1.22)$$

Напруження на зовнішньому волокні від сили, що розтягує:

$$\begin{aligned} \sigma_{aj} &= \left[ 2 \cdot M_{j\varphi_{ш.з.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_r}{h_r \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_r)} + K \cdot N_{j\varphi_{ш.з.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_r} = \\ &= \left[ 2 \cdot 6,831 \cdot \frac{6 \cdot 0,016 + 0,004}{0,004 \cdot (2 \cdot 0,016 + 0,004)} + 0,7928 \cdot 4,65 \right] \times \\ &\quad \times \frac{10^{-6}}{0,024 \cdot 0,004} = 137,2 \text{ МПа}, \end{aligned} \quad (6.1.23)$$

де

$$K = \frac{E_{ш} \cdot F_{\Gamma}}{E_{ш} \cdot F_{\Gamma} + E_{Б} \cdot F_{Б}} = \quad (6.1.24)$$

$$= \frac{2,2 \cdot 10^5 \cdot 1,92 \cdot 10^{-4}}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 1,92 \cdot 10^{-4} + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 9,6 \cdot 10^{-5}} = 0,7928;$$

$$F_{Б} = (d - d_n) \cdot l_{ш} = (0,028 - 0,024) \cdot 0,024 = 9,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2; \quad (6.1.25)$$

$$F_{\Gamma} = (d_{\Gamma} - d) \cdot l_{ш} = (0,036 - 0,028) \cdot 0,024 = 1,92 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \quad (6.1.26)$$

Сумарна сила, що стискає головку:

$$P_{сж} = (p_{зд} - p_0) \cdot F_n - m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = \quad (6.1.27)$$

$$= (6,094 - 0,1013) \cdot 0,004717 - 0,59 \cdot 0,03675 \cdot 607,4^2 \times$$

$$\times (\cos(374) + 0,30625 \cdot \cos(2 \cdot 374)) = 18,34 \text{ кН.}$$

Нормальна сила і згинальний момент в розрахунковому перерізі від сили, що стискає:

$$N_{сж\varphi_{ш.з.}} = P_{сж} \cdot \left[ \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} + \left( \frac{\sin \varphi_{ш.з.}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з.}}{\pi} \sin \varphi_{ш.з.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.з.} \right) \right] = \quad (6.1.28)$$

$$= 18,34 \cdot \left[ 0,003 + \left( \frac{\sin(120)}{2} - \frac{120}{3,14} \sin(120) - \frac{1}{3,14} \cdot \cos(120) \right) \right] = 0,3268 \text{ Н};$$

$$M_{сж\varphi_{ш.з.}} = P_{сж} \cdot r_{ср} \cdot \left[ \frac{M_{сж0}}{P_{сж} \cdot r_{ср}} + \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.з.}) - \right. \quad (6.1.29)$$

$$\left. - \left( \frac{\sin \varphi_{ш.з.}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з.}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.з.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.з.} \right) \right] =$$

$$= 18,34 \cdot 0,016 \cdot [0,0011 + 0,003 \cdot (1 - \cos 120) -$$

$$- \left( \frac{\sin(120)}{2} - \frac{120}{3,14} \cdot \sin(120) - \frac{1}{3,14} \cdot \cos(120) \right)] = -2,705 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де  $\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} = 0,003$ ;  $\frac{M_{сж0}}{P_{сж} \cdot r_{ср}} = 0,0011$  – визначені за табл. 13.2 [3].

Напруження на зовнішньому волокні від стискаючої сили:

$$\begin{aligned}
\sigma_{асж} &= \left[ 2 \cdot M_{сж\phi_{ш.з.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_r}{h_r \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_r)} + K \cdot N_{сж\phi_{ш.з.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} h_r} = \quad (6.1.30) \\
&= \left[ 2 \cdot -2,705 \cdot \frac{6 \cdot 0,016 + 0,004}{0,004 \cdot (2 \cdot 0,016 + 0,004)} + 0,7928 \cdot 0,3268 \right] \times \\
&\quad \times \frac{10^{-6}}{0,024 \cdot 0,004} = -36,44 \text{ МПа.}
\end{aligned}$$

Максимальне і мінімальне напруження асиметричного циклу:

$$\sigma_{\max} = \sigma'_a + \sigma_{aj} = 98,74 + 137,2 = 235,9 \text{ МПа;} \quad (6.1.31)$$

$$\sigma_{\min} = \sigma'_a + \sigma_{асж} = 98,74 + (-36,44) = 62,3 \text{ МПа.} \quad (6.1.32)$$

Середнє напруження і амплітуда напружень:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{235,9 + 62,3}{2} = 149,1 \text{ МПа,} \quad (6.1.33)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{235,9 - 62,3}{2} = 86,8 \text{ МПа,} \quad (6.1.34)$$

$$\sigma_{ак} = \frac{\sigma_a \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{M\sigma} \cdot \varepsilon_{П\sigma}} = \frac{86,8 \cdot 1,362}{0,86 \cdot 0,82} = 167,6 \text{ МПа,} \quad (6.1.35)$$

де  $k_{\sigma}=1,362$  – ефективний коефіцієнт концентрації напруження;

$\varepsilon_M = 0,86$  – масштабний коефіцієнт, визначений за табл. 11.7 [3];

$\varepsilon_{П} = 0,82$  – коефіцієнт поверхневої чутливості, визначений за табл. 11.8 [3].

Запаси міцності поршневої головки шатуна в перерізі А-А:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ак} + \alpha_{\sigma} \sigma_m} = \frac{400}{167,6 + 0,23 \cdot 149,1} = 2,477; \quad (6.1.36)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ak} + \sigma_m} = \frac{900}{167,6 + 149,1} = 2,842. \quad (6.1.37)$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_m} = \frac{167,6}{149,1} = 1,12408 \geq \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = 0,7327,$$

запас міцності в перерізі А-А визначають за границею витривалості:

$$n_\sigma = 2,477.$$

Запас міцності визначається за формулами [3] і становить для автомобільних двигунів 2,5 ... 5 [3].

Конструкція і матеріал шатуна забезпечує достатній запас міцності.

Розрахунок кривошипної головки шатуна

Максимальна сила інерції:

$$\begin{aligned} P_{jp} &= -\omega_{x.x.max.}^2 \cdot R[(m_n + m_{ш.п}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к} - m_{кр})] \cdot 10^{-6} = \quad (6.1.38) \\ &= -628,3^2 \cdot 0,03675[(0,59 + 0,189) \cdot (1 + 0,30625) + (0,566 - 0,1888)] \cdot 10^{-6} = \\ &= -20,23 \text{ кН}, \end{aligned}$$

де  $m_{кр} = (0,20 \dots 0,28)m_{ш} = 0,25 \cdot 0,755 = 0,1888 \text{ кг}.$

Момент опору розрахункового перерізу:

$$\begin{aligned} W_{из} &= \frac{l_k \cdot (0,5 \cdot c_6 - r_1)^2}{6} = \frac{0,025 \cdot (0,5 \cdot 0,062 - 0,02423)^2}{6} = \quad (6.1.39) \\ &= 1,91 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3, \end{aligned}$$

де  $r_1 = 0,5(d_{ш.ш} + 2t_B) = 0,5(45 + 2 \cdot 1,73) = 24,23 \text{ мм}.$

Момент інерції вкладиша і кришки:

$$J_B = l_k \cdot t_B^3 = 0,025 \cdot 0,00173^3 = 1,294 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4, \quad (6.1.40)$$

$$J = I_k \cdot (0,5 \cdot c_6 - r_1)^3 = 0,025 \cdot (0,5 \cdot 0,062 - 0,02423)^3 = 7,757 \cdot 10^{-9}, \quad (6.1.41)$$

Напруження згину кришки і вкладиша:

$$\sigma_{из} = P_{jp} \cdot \left[ \frac{0,023 \cdot c_6}{\left(1 + \frac{J_B}{J}\right) \cdot W_{из}} + \frac{0,4}{F_r} \right] = \quad (6.1.42)$$

$$= -20,23 \cdot \left[ \frac{0,023 \cdot 0,062}{\left(1 + \frac{1,294 \cdot 10^{-10}}{7,757 \cdot 10^{-9}}\right) \cdot 1,91 \cdot 10^{-7}} + \frac{0,4}{2,125 \cdot 10^{-4}} \right] = 186,6 \text{ МПа},$$

де  $F_r = I_k \cdot 0,5(c_6 - d_{ш.ш.}) = 0,025 \cdot 0,5(0,062 - 0,045) = 2,125 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$

Допустиме напруження згину кришки і вкладиша:  $[\sigma_{из}] = 100 \dots 300 \text{ МПа}.$

Розрахунок стрижня шатуна

Вихідні дані

З динамічного розрахунку маємо:

- $P_{сж} = 15300 \text{ Н}$  при  $\varphi = 375^\circ$ ;
- $P_p = -13840 \text{ Н}$  при  $\varphi = 0^\circ$ ;
- довжина шатуна  $L_{ш} = 120 \text{ мм}$ ;
- $h_{ш} = 24,2 \text{ мм}$ ;
- $b_{ш} = 15,2 \text{ мм}$ ;
- $a_{ш} = 5 \text{ мм}$ ;

З розрахунків поршневої і кривошипної головок:

- $d = 28 \text{ мм}$ ;
- $d_1 = 51,3 \text{ мм}$ ;

Матеріал шатуна (сталь 40ХН).

Площа і моменти інерції розрахункового перерізу В–В:

$$F_{ср} = h_{ш} \cdot b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш})(h_{ш} - 2 \cdot t_{ш}) = \quad (6.1.43)$$

$$= 0,0242 \cdot 0,0152 - (0,0152 - 0,005)(0,0242 - 2 \cdot 0,003) = 1,822 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

$$J_x = \frac{b_{\text{ш}} \cdot h_{\text{ш}}^3 - (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}})(h_{\text{ш}} - 2 \cdot t_{\text{ш}})^3}{12} = \quad (6.1.44)$$

$$= \frac{0,0152 \cdot 0,0242^3 - (0,0152 - 0,005)(0,0242 - 2 \cdot 0,003)^3}{12} = 1,283 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4,$$

$$J_y = \frac{h_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}}^3 - (h_{\text{ш}} - 2 \cdot t_{\text{ш}})(b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}})^3}{12} = \quad (6.1.45)$$

$$= \frac{0,0242 \cdot 0,0152^3 - (0,0242 - 2 \cdot 0,003)(0,0152 - 0,005)^3}{12} = 5,473 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4,$$

Максимальні напруження від сили, що стискає:

а) в площині гойдання шатуна:

$$\sigma_{\max x} = \frac{K_x \cdot P_{\text{сж}}}{F_{\text{ср}}} = \frac{1,122 \cdot 15300}{1,822 \cdot 10^{-4}} = 94,22 \text{ МПа}, \quad (6.1.46)$$

$$\begin{aligned} \text{де } K_x &= 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{\text{ш}}} \frac{L_{\text{ш}}^2}{J_x} F_{\text{ср}} = 1 + \frac{1300}{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \frac{0,12^2}{1,283 \cdot 10^{-8}} 1,822 \cdot 10^{-4} \\ &= 1,122; \end{aligned}$$

б) в площині, перпендикулярній площині гойдання шатуна:

$$\sigma_{\max y} = \frac{K_y \cdot P_{\text{сж}}}{F_{\text{ср}}} = \frac{1,032 \cdot 15300}{1,822 \cdot 10^{-4}} = 86,66 \text{ МПа}, \quad (6.1.47)$$

$$\text{де } K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{\text{ш}}} \frac{L_1^2}{4 \cdot J_y} F_{\text{ср}} = 1 + \frac{1300}{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \frac{0,08035}{4 \cdot 5,473 \cdot 10^{-9}} 1,822 \cdot 10^{-4} = 1,032,$$

де  $\sigma_e = \sigma_B = 1300 \text{ МПа}$  – межа пружності матеріалу шатуна;

$$L_1 = L_{\text{ш}} - \frac{d + d_1}{2} = 120 - \frac{28 + 51,3}{2} = 80,35 \text{ мм}.$$

Для сучасних автомобільних і тракторних двигунів напруження  $[\sigma_{\max x}]$ ,  $[\sigma_{\max y}]$  не повинні перевищувати:

Для вуглецевих сталей ..... 160...250 МПа.

Для легованих сталей ..... 200...350 МПа.

Мінімальне напруження від сили, що розтягує:

$$\sigma_{\min} = \frac{P_p}{F_{\text{ср}}} = \frac{-13840}{1,822 \cdot 10^{-4}} = -75,96 \text{ МПа}, \quad (6.1.48)$$

Середні напруження і амплітуди циклу:

$$\sigma_{\text{mx}} = \frac{\sigma_{\max x} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{94,22 - (-75,96)}{2} = 9,13 \text{ МПа}, \quad (6.1.49)$$

$$\sigma_{\text{my}} = \frac{\sigma_{\max y} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{86,66 - (-75,96)}{2} = 5,35 \text{ МПа}, \quad (6.1.50)$$

$$\sigma_{\text{ax}} = \frac{\sigma_{\max x} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{94,22 + (-75,96)}{2} = 85,09 \text{ МПа}, \quad (6.1.51)$$

$$\sigma_{\text{ay}} = \frac{\sigma_{\max y} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{86,66 + (-75,96)}{2} = 81,31 \text{ МПа}, \quad (6.1.52)$$

$$\sigma_{\text{акх}} = \frac{\sigma_{\text{ax}} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{М}} \cdot \varepsilon_{\text{П}}} = \frac{85,09 \cdot 1,362}{0,86 \cdot 1,2} = 112,3 \text{ МПа}, \quad (6.1.53)$$

$$\sigma_{\text{аку}} = \frac{\sigma_{\text{ay}} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{М}} \cdot \varepsilon_{\text{П}}} = \frac{81,31 \cdot 1,362}{0,86 \cdot 1,2} = 107,3 \text{ МПа}, \quad (6.1.54)$$

де  $k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4}(\sigma_{\text{в}} - 400) = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4}(1300 - 400) = 1,362$  – ефективний коефіцієнт концентрації напружень;

$\varepsilon_{\text{М}} = 0,86$  – масштабний коефіцієнт, який визначається за табл. 11.7 [3];

$\varepsilon_{\text{П}} = 1,2$  коефіцієнт поверхневої чутливості, визначений за табл. 11.8 з урахуванням поверхневого зміцнення стержня шатуна обдування дробом [3].

Запаси міцності стрижня шатуна в перерізі В-В:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma_{xy}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{akx} + \alpha_{\sigma} \sigma_{mx}} = \frac{400}{112,3 + 0,2 \cdot 9,13} = 3,505; \quad (6.1.55)$$

$$n_{\sigma_{xy}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{aky} + \alpha_{\sigma} \sigma_{my}} = \frac{400}{107,3 + 0,2 \cdot 5,35} = 3,691; \quad (6.1.56)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma_{x_T}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{akx} + \sigma_{mx}} = \frac{900}{112,3 + 9,13} = 7,412; \quad (6.1.57)$$

$$n_{\sigma_{y_T}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{aky} + \sigma_{my}} = \frac{900}{107,3 + 5,35} = 7,989. \quad (6.1.58)$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{akx}}{\sigma_{mx}} = \frac{112,3}{9,13} = 12,3001 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,4399,$$

запас міцності в перерізі В-В визначають за границею витривалості:

$$n_{\sigma x} = 3,505;$$

$$n_{\sigma y} = 3,691.$$

Запаси міцності стрижня шатуна в площині гойдання і в перпендикулярній площині для автомобільних двигунів не повинні бути нижче 1,5 [3].

Умови міцності для стрижня шатуна двигуна, що проектується в обох площинах задовольняють вимогам.

## 6.2 Розрахунок колінчастого вала

На підставі даних динамічного розрахунку маємо:

- колінчастий вал полноопорный, однопролетный;
- відцентрова сила інерції обертових мас  $K_R = -18,86$  кН;

– радіус кривошипа  $r_k = 0,03675$  м.

З урахуванням співвідношень наведених в [3], і аналізу існуючих двигунів приймаємо такі основні розміри колінчастого вала:

- зовнішній діаметр корінної шийки  $d_{к.ш.} = 50$  мм;
  - довжина корінної шийки  $l_{к.ш.} = 64$  мм;
  - зовнішній діаметр шатунної шийки  $d_{ш.ш.} = 45$  мм;
  - довжина шатунної шийки  $l_{ш.ш.} = 100$  мм;
  - розрахунковий переріз А-А щоки:
  - ширина  $b = 96$  мм;
  - товщина  $h = 19,5$  мм;
- значення взяті з прототипу.

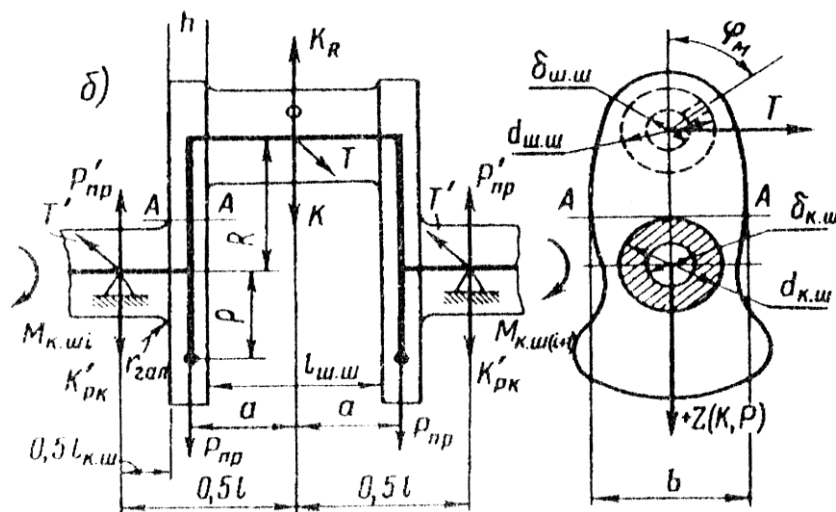


Рисунок 6.7. – Розрахункова схема колінчастого вала

Матеріал вала – чугун ВЧ45-5[3].

- границя міцності  $\sigma_B = 450$  МПа;
- границя плинності  $\sigma_T = 330$  МПа;
- границя плинності  $\tau_T = 160$  МПа;
- границя витривалості при згині  $\sigma_{-1} = 180$  МПа;
- границя витривалості при розтягуванні-стисканні  $\sigma_{-1p} = 117$  МПа;

- границя витривалості при крученні  $\tau_{-1} = 144$  МПа.
- коефіцієнт приведення циклу при згині  $\alpha_\sigma = 0,4$ .
- коефіцієнт приведення при крученні  $\alpha_\tau = 0,6$ .

Розрахункові коефіцієнти при згині:

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{180}{330} = 0,3201; \quad (6.2.1)$$

$$\frac{(\beta_\sigma - \alpha_\sigma)}{(1 - \beta_\sigma)} = \frac{(0,3201 - 0,4)}{(1 - 0,3201)} = 0,9; \quad (6.2.2)$$

При крученні:

$$\beta_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_T} = \frac{144}{160} = 3; \quad (6.2.3)$$

$$\frac{(\beta_\tau - \alpha_\tau)}{(1 - \beta_\tau)} = \frac{(3 - 0,6)}{(1 - 3)} = 2,454. \quad (6.2.4)$$

Питомий тиск на поверхні шатунних шийок:

$$K_{\text{шш.ср}} = \frac{R_{\text{шш.ср}}}{d_{\text{ш.ш.}} \cdot l'_{\text{ш.ш.}}} = \frac{12770}{0,045 \cdot 0,096} = 2,956 \text{ МПа}, \quad (6.2.5)$$

$$K_{\text{шш.мах}} = \frac{R_{\text{шш.мах}}}{d_{\text{ш.ш.}} \cdot l'_{\text{ш.ш.}}} = \frac{21520}{0,045 \cdot 0,096} = 4,981 \text{ МПа}, \quad (6.2.6)$$

де  $R_{\text{шш.ср}} = 12770$  Н та  $R_{\text{шш.мах}} = 21520$  Н – відповідно середнє і максимальне навантаження на шатунну шийку;

$l'_{\text{ш.ш.}} = l_{\text{ш.ш.}} - 2r_{\text{гал.}} = 100 - 2 \cdot 2 = 96$  мм – робоча ширина шатунного вкладиша;

$r_{\text{гал.}} = 2$  мм – радіус галтелі.

Питомий тиск на поверхні корінних шийок:

$$K_{\text{кш.ср}} = \frac{R_{\text{кш.ср}}}{d_{\text{к.ш.}} \cdot l'_{\text{к.ш.}}} = \frac{23170}{0,05 \cdot 0,06} = 7,723 \text{ МПа}, \quad (6.2.7)$$

$$K_{\text{кш.мах}} = \frac{R_{\text{кш.мах}}}{d_{\text{к.ш.}} \cdot l'_{\text{к.ш.}}} = \frac{27460}{0,05 \cdot 0,06} = 9,153 \text{ МПа}, \quad (6.2.8)$$

де  $R_{\text{кш.ср}} = 23170 \text{ Н}$  та  $R_{\text{кш.мах}} = 27460 \text{ Н}$  – відповідно середнє і максимальне навантаження на корінну шийку;

$l'_{\text{к.ш.}} = l_{\text{к.ш.}} - 2r_{\text{гал.}} = 64 - 2 \cdot 2 = 60 \text{ мм}$  – робоча ширина корінного вкладиша;

$r_{\text{гал.}} = 2 \text{ мм}$  – радіус галтелі.

Розрахунок корінної шийки.

Моменти, що набігають, які скручують корінні шийки, розраховані аналітичним способом. Значення  $M_{\text{кр.ц1}} = M_{\text{крут}}$ , взяті з табл. А.3.  $M_{\text{кр.ц1}}$  з урахуванням порядку роботи двигуна.

Момент опору корінної шийки крученню:

$$W_{\text{тк.ш.}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{к.ш.}}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 0,05^3}{16} = 2,454 \text{ м}^3. \quad (6.2.9)$$

Крутний момент, що діє на корінну шийку вала:

$$M_{\text{кр.ц}} = TR; M_{\text{к.ш1}} = 0; M_{\text{к.ш2}} = M_{\text{кр.ц1}}, M_{\text{к.ш3}} = M_{\text{к.ш2}} + M_{\text{кр.ц2}}, \\ M_{\text{к.ш}_{i+1}} = M_{\text{к.ш}_i} + M_{\text{кр.ц}_i},$$

де  $i = 4$  – число циліндрів.

Зкручувальний момент, що діє на шатунну шийку вала:

$$M_{\text{ш.ш}} = M_{\text{ш.ш1}} = 0,5 \cdot M_{\text{кр.ц1}};$$

$$M_{\text{ш.ш2}} = M_{\text{к.ш2}} + 0,5M_{\text{кр.ц2}};$$

$$M_{\text{ш.ш}_i} = M_{\text{к.ш}_i} + 0,5M_{\text{кр.ц}_i}.$$

Результати розрахунку заносимо в табл. 6.0.1.

Максимальне і мінімальне дотичне напруження знакозмінного циклу для найбільш навантаженої 3-ї корінної шийки, на яку діє крутний момент:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{к.ш.}\max}}{W_{\text{тк.ш.}}} = \frac{123,5}{2,454} = 5,033 \text{ МПа}, \quad (6.2.10)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{\text{к.ш.}\min}}{W_{\text{тк.ш.}}} = \frac{-442,3}{2,454} = -18,02 \text{ МПа}. \quad (6.2.11)$$

Середні напруження і амплітуди напружень:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{5,033 + (-18,02)}{2} = -6,493 \text{ МПа}, \quad (6.2.12)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{5,033 - (-18,02)}{2} = 11,53 \text{ МПа}, \quad (6.2.13)$$

$$\tau_{\text{ак}} = \frac{\tau_a \cdot k_{\tau}}{\varepsilon_{\text{Мт}} \cdot \varepsilon_{\text{Пт}}} = \frac{11,53 \cdot 1,14}{0,72 \cdot 1,2} = 15,21 \text{ МПа}, \quad (6.2.14)$$

де  $k_{\tau} = 0,6[1 + q(\alpha_{\text{к}\sigma} - 1)] = 0,6[1 + 0,5(2,8 - 1)] = 1,14$  – коефіцієнт концентрації напружень;

$q = 0,5$  – коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень [1];

$\alpha_{\text{к}\sigma} = 2,8$  – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень, визначений за табл.11.6 [1];  $\varepsilon_{\text{Мт}} = 0,72$  – масштабний коефіцієнт, визначений за табл.11.7 [1] при  $d_{\text{к.ш.}} = 50 \text{ мм}$ ;

$\varepsilon_{\text{Пт}} = 1,2$  – коефіцієнт поверхневої чутливості визначений за табл. 11.8 [1] з урахуванням гартування шийок струмами високої частоти на глибину 2-3 мм.

Запаси міцності корінної шийки від дотичних напружень:  
за границею витривалості:

$$n_{\text{ty}} = \frac{\tau_{-1}}{(\tau_{\text{ак}} + \alpha_{\tau} \cdot \tau_m)} = \frac{144}{(15,21 + 0,6 \cdot -6,493)} = 12,73; \quad (6.2.15)$$

за границею плинності:

$$n_{\tau\tau} = \frac{\tau_{\tau}}{\tau_{ак} + \tau_m} = \frac{160}{15,21 + -6,493} = 18,35. \quad (6.2.16)$$

Так як  $\tau_m < 0$  запас міцності корінної шийки визначають за границею витривалості:

$$n_{\tau} = 12,73.$$

За рекомендаціями [3], запас міцності корінної і шатунної шийок для сучасних двигунів лежить в інтервалі 3 ... 5.

Розрахунок шатунної шийки.

Момент опору шатунної шийки крученню:

$$W_{\tau_{ш.ш.}} = \frac{\pi \cdot d_{ш.ш.}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 0,045^3}{16} = 1,789 \text{ м}^3. \quad (6.2.17)$$

Максимальне і мінімальне дотичне напруження знакозмінного циклу для найбільш навантаженої 2-ї шатунної шийки:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{ш.ш.\max}}{W_{\tau_{ш.ш.}}} = \frac{77,19}{1,789} = 4,315 \text{ МПа}, \quad (6.2.18)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{ш.ш.\min}}{W_{шк.ш.}} = \frac{-598,4}{1,789} = -33,45 \text{ МПа}. \quad (6.2.19)$$

Середнє напруження і амплітуди напружень:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{4,315 + (-33,45)}{2} = -14,57 \text{ МПа}, \quad (6.2.20)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{4,315 - (-33,45)}{2} = 18,88 \text{ МПа}, \quad (6.2.21)$$

$$\tau_{ак} = \frac{\tau_a \cdot k_{\tau}}{\varepsilon_{M\tau} \cdot \varepsilon_{П\tau}} = \frac{18,88 \cdot 1,14}{0,75 \cdot 1,2} = 23,91 \text{ МПа}, \quad (6.2.22)$$

де  $k_t = 1,14$  – коефіцієнт концентрації напружень, визначений при розрахунку корінної шийки;

$\varepsilon_{\Pi t} = 1,2$  – коефіцієнт поверхневої чутливості матеріалу до концентрації напружень, визначений за табл.11.7 [3] для внутрішньої поверхні шийки (свердління), на яку виходить масляні отвір;

$\varepsilon_{M\tau} = 0,75$  – масштабний коефіцієнт, визначений за табл.11.8 [3] при  $d_{ш.ш.} = 45$  мм.

Запаси міцності шатунної шийки від дотичних напружень:  
за границею витривалості:

$$n_{ty} = \frac{\tau_{-1}}{(\tau_{ак} + \alpha_t \cdot \tau_m)} = \frac{144}{(23,91 + 0,6 \cdot -14,57)} = 9,494; \quad (6.2.23)$$

за границею плинності:

$$n_{tt} = \frac{\tau_T}{\tau_{ак} + \tau_m} = \frac{160}{23,91 + -14,57} = 17,13. \quad (6.2.24)$$

Так як  $\tau_m < 0$ , запас міцності шатунної шийки від дотичних напружень визначають за границею витривалості:

$$n_t = 9,494.$$

Таблиця 6.0.1 — Моменти, що набігають на корінні і шатунні шийки колінчастого вала

| $\varphi^\circ$ | $M_{ш.ш.1}$ | $M_{к.ш.2}$ | $\varphi^\circ$ | $M_{ш.ш.2}$ | $M_{к.ш.3}$ |
|-----------------|-------------|-------------|-----------------|-------------|-------------|
| 180             | -8,1E-06    | 1,62E-05    | 180             | 9,37E-06    | 2,99E-05    |
| 190             | 9,38        | -18,8       | 190             | -20,3       | -15,6       |
| 200             | 18,8        | -37,6       | 200             | -66,6       | 20,5        |
| 210             | 28,1        | -56,2       | 210             | -123        | 76,5        |
| 220             | 36,7        | -73,5       | 220             | -142        | 62,7        |
| 230             | 43,8        | -87,7       | 230             | -145        | 26,8        |
| 240             | 48,1        | -96,1       | 240             | -150        | 11,6        |
| 250             | 48          | -96         | 250             | -153        | 18,8        |
| 260             | 42,6        | -85,2       | 260             | -149        | 43,3        |
| 270             | 31,5        | -63         | 270             | -134        | 78,3        |
| 280             | 15,7        | -31,4       | 280             | -105        | 117         |
| 290             | -2,45       | 4,9         | 290             | -68,1       | 151         |
| 300             | -19,3       | 38,6        | 300             | -29,1       | 174         |
| 310             | -30,9       | 61,7        | 310             | 2,75        | 180         |
| 320             | -34         | 68          | 320             | 19,9        | 164         |
| 330             | -28,1       | 56,2        | 330             | 20,1        | 128         |
| 340             | -16,6       | 33,2        | 340             | 9,28        | 81,1        |
| 350             | -6,1        | 12,2        | 350             | 0,33        | 35,9        |
| 360             | -6,8E-06    | 1,37E-05    | 360             | 5,56E-06    | 2,99E-05    |
| 370             | -1,56       | 3,12        | 370             | 12,5        | -15,6       |
| 380             | -29         | 58,1        | 380             | 76,9        | 20,5        |
| 390             | -66,4       | 133         | 390             | 161         | 76,5        |
| 400             | -68,1       | 136         | 400             | 173         | 62,7        |
| 410             | -57,2       | 114         | 410             | 158         | 26,8        |
| 420             | -53,8       | 108         | 420             | 156         | 11,6        |
| 430             | -57,4       | 115         | 430             | 163         | 18,8        |
| 440             | -64,2       | 128         | 440             | 171         | 43,3        |
| 450             | -70,7       | 141         | 450             | 173         | 78,3        |
| 460             | -74         | 148         | 460             | 164         | 117         |
| 470             | -73         | 146         | 470             | 144         | 151         |
| 480             | -67,7       | 135         | 480             | 116         | 174         |
| 490             | -59         | 118         | 490             | 87,1        | 180         |
| 500             | -48,1       | 96,2        | 500             | 62,2        | 164         |
| 510             | -36,1       | 72,3        | 510             | 44,2        | 128         |
| 520             | -23,9       | 47,9        | 520             | 31,3        | 81,1        |
| 530             | -11,9       | 23,7        | 530             | 17,6        | 35,9        |
| 540             | -8,1E-06    | 1,62E-05    | 540             | 9,37E-06    | 2,99E-05    |

Розрахунок моментів, що згинають шатунну шийку, наведено в табл. 6.0.2.

Таблиця 6.0.2 — Моменти, що згинають шатунну шийку

| $\varphi^\circ$ | $T'_1, \text{H}$ | $M_T, \text{H}$ | $M_T \sin \varphi_M,$<br>$\text{H} \cdot \text{м}$ | $K'_{pk1},$<br>$\text{H}$ | $Z'_\Sigma,$<br>$\text{H}$ | $0,5 lZ'_\Sigma,$<br>$\text{H} \cdot \text{м}$ | $M_Z,$<br>$\text{H} \cdot \text{м}$ | $M_Z \cos \varphi_M,$<br>$\text{H} \cdot \text{м}$ | $M_{\varphi M},$<br>$\text{H} \cdot \text{м}$ |
|-----------------|------------------|-----------------|----------------------------------------------------|---------------------------|----------------------------|------------------------------------------------|-------------------------------------|----------------------------------------------------|-----------------------------------------------|
| 180             | -                | -9,5E-06        | -9,5E-06                                           | 7370                      | 1370                       | 52,2                                           | 187                                 | 0,0000141                                          | -2,4E-05                                      |
| 190             | 289              | 11              | 11                                                 | 7360                      | 1360                       | 51,7                                           | 187                                 | 0,0000141                                          | 11                                            |
| 200             | 578              | 22              | 22                                                 | 7320                      | 1320                       | 50                                             | 185                                 | 0,000014                                           | 22                                            |
| 210             | 864              | 32,8            | 32,8                                               | 7230                      | 1230                       | 46,6                                           | 181                                 | 0,0000137                                          | 32,8                                          |
| 220             | 1130             | 43              | 43                                                 | 7070                      | 1070                       | 40,7                                           | 176                                 | 0,0000133                                          | 43                                            |
| 230             | 1350             | 51,2            | 51,2                                               | 6840                      | 837                        | 31,8                                           | 167                                 | 0,0000126                                          | 51,2                                          |
| 240             | 1480             | 56,2            | 56,2                                               | 6520                      | 521                        | 19,8                                           | 155                                 | 0,0000117                                          | 56,2                                          |
| 250             | 1480             | 56,1            | 56,1                                               | 6140                      | 143                        | 5,42                                           | 140                                 | 0,0000106                                          | 56,1                                          |
| 260             | 1310             | 49,8            | 49,8                                               | 5750                      | -254                       | -9,63                                          | 125                                 | 0,0000094                                          | 49,8                                          |
| 270             | 969              | 36,8            | 36,8                                               | 5400                      | -600                       | -22,8                                          | 112                                 | 0,0000084                                          | 36,8                                          |
| 280             | 482              | 18,3            | 18,3                                               | 5180                      | -821                       | -31,2                                          | 104                                 | 0,0000078                                          | 18,3                                          |
| 290             | -75,4            | -2,87           | -2,87                                              | 5150                      | -856                       | -32,5                                          | 102                                 | 0,0000077                                          | -2,87                                         |
| 300             | -594             | -22,6           | -22,6                                              | 5320                      | -683                       | -25,9                                          | 109                                 | 0,0000082                                          | -22,6                                         |
| 310             | -950             | -36,1           | -36,1                                              | 5650                      | -349                       | -13,3                                          | 122                                 | 0,0000091                                          | -36,1                                         |
| 320             | -1050            | -39,7           | -39,7                                              | 6020                      | 24,1                       | 0,92                                           | 136                                 | 0,0000102                                          | -39,7                                         |
| 330             | -864             | -32,8           | -32,8                                              | 6260                      | 262                        | 9,97                                           | 145                                 | 0,0000109                                          | -32,8                                         |
| 340             | -511             | -19,4           | -19,4                                              | 6230                      | 226                        | 8,58                                           | 143                                 | 0,0000108                                          | -19,4                                         |
| 350             | -188             | -7,13           | -7,13                                              | 5980                      | -24                        | -0,91                                          | 134                                 | 0,0000101                                          | -7,13                                         |
| 360             | -                | -8E-06          | -8E-06                                             | 5690                      | -312                       | -11,8                                          | 123                                 | 0,0000092                                          | -1,7E-05                                      |
| 370             | -48              | -1,82           | -1,82                                              | 4920                      | -1080                      | -40,9                                          | 93,9                                | 0,0000070                                          | -1,82                                         |
| 380             | -894             | -34             | -34                                                | 3230                      | -2770                      | -105                                           | 29,6                                | 0,0000022                                          | -34                                           |
| 390             | -2040            | -77,6           | -77,6                                              | 2480                      | -3520                      | -134                                           | 0,98                                | 7,38E-08                                           | -77,6                                         |
| 400             | -2100            | -79,6           | -79,6                                              | 3360                      | -2640                      | -100                                           | 34,5                                | 0,0000026                                          | -79,6                                         |
| 410             | -1760            | -66,9           | -66,9                                              | 4180                      | -1820                      | -69                                            | 65,8                                | 0,0000049                                          | -66,9                                         |
| 420             | -1660            | -63             | -63                                                | 4630                      | -1370                      | -51,9                                          | 82,9                                | 0,0000062                                          | -63                                           |
| 430             | -1770            | -67,1           | -67,1                                              | 4960                      | -1040                      | -39,6                                          | 95,2                                | 0,0000071                                          | -67,1                                         |
| 440             | -1980            | -75,1           | -75,1                                              | 5310                      | -692                       | -26,3                                          | 109                                 | 0,0000081                                          | -75,1                                         |
| 450             | -2170            | -82,6           | -82,6                                              | 5730                      | -273                       | -10,4                                          | 124                                 | 0,0000093                                          | -82,6                                         |
| 460             | -2280            | -86,5           | -86,5                                              | 6200                      | 196                        | 7,45                                           | 142                                 | 0,0000107                                          | -86,5                                         |
| 470             | -2250            | -85,3           | -85,3                                              | 6670                      | 666                        | 25,3                                           | 160                                 | 0,0000121                                          | -85,3                                         |
| 480             | -2080            | -79,1           | -79,1                                              | 7090                      | 1090                       | 41,3                                           | 176                                 | 0,0000133                                          | -79,1                                         |
| 490             | -1810            | -69             | -69                                                | 7430                      | 1420                       | 54,1                                           | 189                                 | 0,0000143                                          | -69                                           |
| 500             | -1480            | -56,2           | -56,2                                              | 7670                      | 1670                       | 63,4                                           | 198                                 | 0,000015                                           | -56,2                                         |
| 510             | -1110            | -42,3           | -42,3                                              | 7830                      | 1830                       | 69,4                                           | 204                                 | 0,0000154                                          | -42,3                                         |
| 520             | -736             | -28             | -28                                                | 7910                      | 1910                       | 72,7                                           | 207                                 | 0,0000157                                          | -28                                           |
| 530             | -365             | -13,9           | -13,9                                              | 7950                      | 1950                       | 74,2                                           | 209                                 | 0,0000158                                          | -13,9                                         |
| 540             | 4,96E-           | 1,89E-06        | 1,89E-06                                           | 7960                      | 1960                       | 74,4                                           | 209                                 | 0,0000158                                          | -1,4E-05                                      |

Максимальне і мінімальне напруження асиметричного циклу шатунної шийки:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\varphi_{\text{м.мах}}}}{W_{\sigma_{\text{ш.ш.}}}} = \frac{179,1}{8,945} = 20,02 \text{ МПа}, \quad (6.2.25)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\varphi_{\text{м.мін}}}}{W_{\sigma_{\text{ш.ш.}}}} = \frac{-179,2}{8,945} = -20,03 \text{ МПа}. \quad (6.2.26)$$

де

$$W_{\sigma_{\text{ш.ш.}}} = 0,5W_{\tau_{\text{ш.ш.}}} = 0,5 \cdot 1,789 = 8,945 \text{ м}^3. \quad (6.2.27)$$

Середнє напруження і амплітуда напружень:

$$\sigma_{\text{м}} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{20,02 + (-20,03)}{2} = -0,005 \text{ МПа}, \quad (6.2.28)$$

$$\sigma_{\text{а}} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{20,02 - (-20,03)}{2} = 20,02 \text{ МПа}, \quad (6.2.29)$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \frac{\sigma_{\text{а}} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{М}\sigma} \cdot \varepsilon_{\text{П}\sigma}} = \frac{20,02 \cdot 1,9}{0,78 \cdot 1,2} = 40,64 \text{ МПа}, \quad (6.2.30)$$

де  $k_{\sigma} = 1 + q(\alpha_{k\sigma} - 1) = 1 + 0,5(2,8 - 1) = 1,9$ ; значення  $\alpha_{k\sigma} = 2,8$  та

$q = 0,5$  визначені при розрахунку корінної шийки;

$\varepsilon_{\text{М}\sigma} = 0,78$  – масштабний коефіцієнт, визначений за табл.11.7 [3] при  $d_{\text{ш.ш.}} = 45 \text{ мм}$ ;

$\varepsilon_{\text{П}\tau} = 1,2$  – коефіцієнт поверхневої чутливості, визначений за табл.11.8 [3] для внутрішньої поверхні шийки (свердління), на яку виходить масляний отвір;

Запаси міцності шатунної шийки від нормальних напружень:  
за границею витривалості:

$$n_{\text{oy}} = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{\text{ак}} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{\text{м}})} = \frac{180}{(40,64 + 0,4 \cdot -0,005)} = 9,494; \quad (6.2.31)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ак} + \sigma_m} = \frac{330}{40,64 + -0,005} = 17,13. \quad (6.2.32)$$

Так як  $\sigma_m < 0$ , запас міцності шатунної шийки від нормальних напружень визначають за границею витривалості:

$$n_{\sigma} = 4,429.$$

Загальний запас міцності шатунної шийки:

$$n_{ш.ш.} = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{4,429 \cdot 9,494}{\sqrt{4,429^2 + 9,494}} = 4,014. \quad (6.2.33)$$

Запас міцності шатунної шийки автомобільних двигунів становить 2 ... 3.

Розрахунок щоки

Максимальний і мінімальний моменти, що скручують щоки:

$$\begin{aligned} M_{к.щ.маx} &= T'_{маx} 0,5(l_{к.щ.} + h) = 3529 \cdot 0,5(64 + 19,5) \cdot 10^{-3} = \\ &= 147,3 \text{ Н} \cdot \text{м}; \end{aligned} \quad (6.2.34)$$

$$\begin{aligned} M_{к.щ.миn} &= T'_{миn} 0,5(l_{к.щ.} + h) = -3531 \cdot 0,5(64 + 19,5) \cdot 10^{-3} = \\ &= -147,4 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned} \quad (6.2.35)$$

де  $T'_{маx} = 3529 \text{ Н}$ ,  $T'_{миn} = -3531 \text{ Н}$  – за табл. 6.0.2.

Максимальне і мінімальне дотичні напруження знакозмінного циклу щоки:

$$\tau_{маx} = \frac{M_{к.щ.маx}}{W_{\tau щ.}} = \frac{147,3}{1,066} = 13,82 \text{ МПа}, \quad (6.2.36)$$

$$\tau_{миn} = \frac{M_{к.щ.миn}}{W_{\tau щ.}} = \frac{-147,4}{1,066} = -13,83 \text{ МПа}, \quad (6.2.37)$$

де  $W_{\text{щ.}} = \vartheta b h^2 = 0,292 \cdot 0,096 \cdot 0,0195^2 = 1,066 \text{ м}^3$  – момент опору розрахункового перерізу А-А щоки – рис. 6.7 ( $\vartheta = 0,292$  визначено при  $b/h = 96/19,5 = 4,923$ ).

Середні напруження і амплітуди напружень:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{13,82 + (-13,83)}{2} = -0,005 \text{ МПа}, \quad (6.2.38)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{13,82 - (-13,83)}{2} = 13,83 \text{ МПа}, \quad (6.2.39)$$

$$\tau_{\text{ак}} = \frac{\tau_a \cdot k_\tau}{\varepsilon_{\text{Мт}} \cdot \varepsilon_{\text{Пт}}} = \frac{13,83 \cdot 0,6912}{0,66 \cdot 0,75} = 19,31 \text{ МПа}, \quad (6.2.40)$$

де  $k_\tau = 0,6[1 + q(\alpha_{\text{кσ}} - 1)] = 0,6[1 + 0,38(1,4 - 1)] = 0,6912$  – коефіцієнт концентрації напружень;

$q = 0,38$  – коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації на напружень;

$\alpha_{\text{кσ}} = 1,4$  – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень, з урахуванням наявності концентрації напружень у галтелі (радіус галтелі прийнято 2 мм) при  $\frac{r_{\text{гал.}}}{h} = \frac{2}{19,5} = 0,1026$ ;

$\varepsilon_{\text{Мт}} = 0,66$  – масштабний коефіцієнт, при  $b = 96$  мм;

$\varepsilon_{\text{Пт}} = 0,75$  – коефіцієнт поверхневої чутливості, для необробленої щоки.

Запаси міцності щоки від дотичних напружень:

за границею витривалості:

$$n_{\text{ту}} = \frac{\tau_{-1}}{(\tau_{\text{ак}} + \alpha_\tau \cdot \tau_m)} = \frac{144}{(19,31 + 0,6 \cdot -0,005)} = 7,458; \quad (6.2.41)$$

за границею плинності:

$$n_{\text{тт}} = \frac{\tau_T}{\tau_{\text{ак}} + \tau_m} = \frac{160}{19,31 + -0,005} = 17,13. \quad (6.2.42)$$

Так як  $\tau_m < 0$ , запас міцності щоби від дотичних напружень визначають за границею витривалості:

$$n_\tau = 7,458.$$

Максимальне і мінімальне нормальне напруження щоби:

$$\sigma_{\Sigma\max} = \frac{M_{\text{н.щ.}\max}}{W_{\text{щ.}}} + \frac{P_{\text{щ.}\max}}{F_{\text{щ}}} = \frac{-315,1}{6,084 \cdot 10^{-6}} + \frac{-2212}{1,872 \cdot 10^{-3}} =$$

$$= -52,97 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\Sigma\min} = \frac{M_{\text{н.щ.}\min}}{W_{\text{щ.}}} + \frac{P_{\text{щ.}\min}}{F_{\text{щ}}} = \frac{-767,7}{6,084 \cdot 10^{-6}} + \frac{-16350}{1,872 \cdot 10^{-3}} =$$

$$= -134,9 \text{ МПа},$$

де

$$M_{\text{н.щ.}\max} = 0,25(K_{\max} + K_R)l_{\text{к.щ.}} = -315,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$P_{\text{щ.}\max} = 0,5(K_{\max} + K_R) = -2212 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{н.щ.}\min} = 0,25(K_{\min} + K_R)l_{\text{к.щ.}} = -767,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$P_{\text{щ.}\min} = 0,5(K_{\min} + K_R) = -16350 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$W_{\text{щ.}} = \frac{bh^2}{6} = \frac{0,096 \cdot 0,0195^2}{6} = 6,084 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$F_{\text{щ}} = bh = 0,096 \cdot 0,0195 = 1,872 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Середні напруження і амплітуди напружень:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{-52,97 + (-134,9)}{2} = -93,93 \text{ МПа},$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{-52,97 - (-134,9)}{2} = 40,97 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \frac{\sigma_a \cdot k_\sigma}{\varepsilon_{\text{М}\sigma} \cdot \varepsilon_{\text{П}\sigma}} = \frac{40,97 \cdot 1,152}{0,75 \cdot 0,7} = 89,9 \text{ МПа},$$

де  $k_\sigma = 1 + q(\alpha_{\text{к}\sigma} - 1) = 1 + 0,38(1,4 - 1) = 1,152$ ;

$\alpha_{k\sigma} = 1,4$ ,  $q = 0,38$  та  $\varepsilon_{\Pi\sigma} = \varepsilon_{\Pi\tau} = 0,7$  визначені при розрахунку дотичних напружень;

$\varepsilon_{M\sigma} = 0,75$ , при  $b = 96$  мм.

Запаси міцності щок від нормальних напружень:  
за границею витривалості:

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{ак} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_m)} = \frac{180}{(89,9 + 0,4 \cdot -93,93)} = 3,44; \quad (6.2.54)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma\tau} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{330}{40,97 + -0,005} = -81,89. \quad (6.2.55)$$

Так як  $\sigma_m < 0$ , запас міцності щок від нормальних напружень визначають за границею витривалості:

$$n_{\sigma} = 3,44.$$

Сумарний запас міцності щок:

$$n_{\sigma\tau} = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{3,44 \cdot 7,458}{\sqrt{3,44^2 + 7,458^2}} = 3,124. \quad (6.2.56)$$

Рекомендований запас міцності щк автомобільних бензинових і газових двигунів має значення не менше 2 ... 3.

Запас міцності щок проектуемого двигуна лежить в допустимих межах.

**Висновок:** виконані розрахунки на міцність показують, що всі деталі мають значний запас міцності і можуть працювати в умовах підвищених навантажень.

## 7 ВПЛИВ СКЛАДУ ПАЛИВО-ПОВІТРЯНОЇ СУМІШІ НА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА МЕМЗ-317

В проведеному тепловому розрахунку двигуна МЕМЗ-317 (розділ 2) за прототипом двигуна взято значення коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha = 0,9$ . З аналізу літератури відомо, що коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha$  для бензинових (газових) двигунів при роботі на номінальному режиму складає 0,85 ... 0,95. Що зумовлено захисним збагаченням для зниження температури відпрацьованих газів у разі неконтрольованого збіднення паливо-повітряної суміші. У випадку OBD коригування газової суміші значення коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha$  стабілізується за допомогою зворотнього зв'язку. Тому можливе використання бідніших, більш ефективних сумішей і поставлена задача дослідити вплив коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha$  на ефективність двигуна МЕМЗ-317.

### 7.1 Теплові розрахунки двигуна при різних значеннях коефіцієнта надлишку повітря $\alpha$

Проведено ряд теплових розрахунків при значеннях коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha = 0,85$ ;  $\alpha = 0,9$ ;  $\alpha = 0,95$ ;  $\alpha = 1,0$ ; ;  $\alpha = 1,05$ . Всі інші значення до теплового розрахунку (див. **табл. 2.1**) залишились незмінними.

**Таблиця 7.1** – Значення ефективних показників

| $\alpha$     | 0,85   | 0,9    | 0,95   | 1      | 1,05   |
|--------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Ne, кВт      | 54,63  | 56,03  | 57,23  | 58,34  | 55,8   |
| Ge, кг/кВт·ч | 0,2976 | 0,2742 | 0,2542 | 0,2369 | 0,2359 |

За результатами теплового розрахунку побудовано графік залежності ефективних показників робочого циклу коефіцієнта надлишку повітря (**рис. 7.1**).

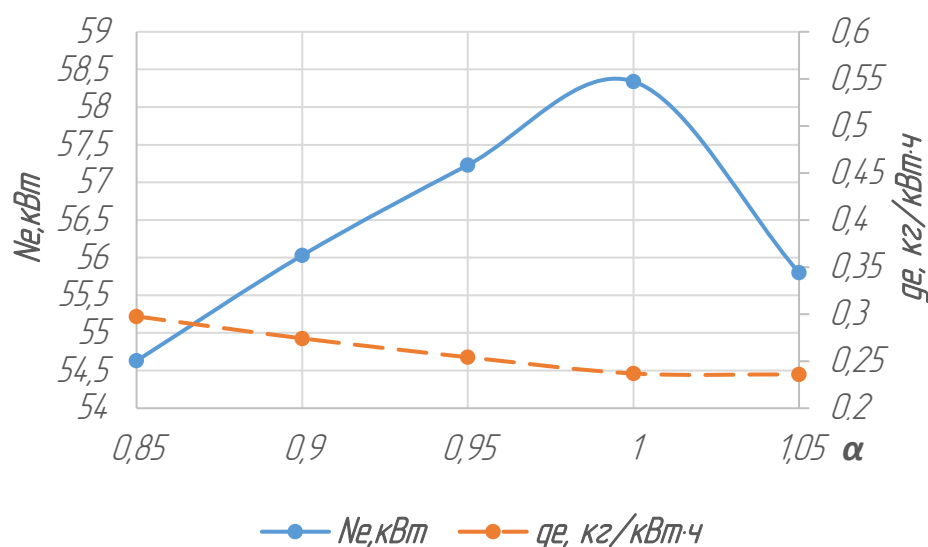


**Рисунок 7.1** – Ефективна потужність та питома ефективна витрата палива, коефіцієнта надлишку повітря

З протоколів теплових розрахунків, і з **рисунку 7.1** видно, що ефективність робочого циклу зростає при збідненні від  $\alpha = 0,85$  до стехіометричної суміші. При подальшому збідненні ефективність робочого циклу падає. В той же час зі збідненням газової суміші росте температура робочого тіла в кінці такту розширення, яка опосередковано вказує на температуру відпрацьованих газів (рис. 6.2).

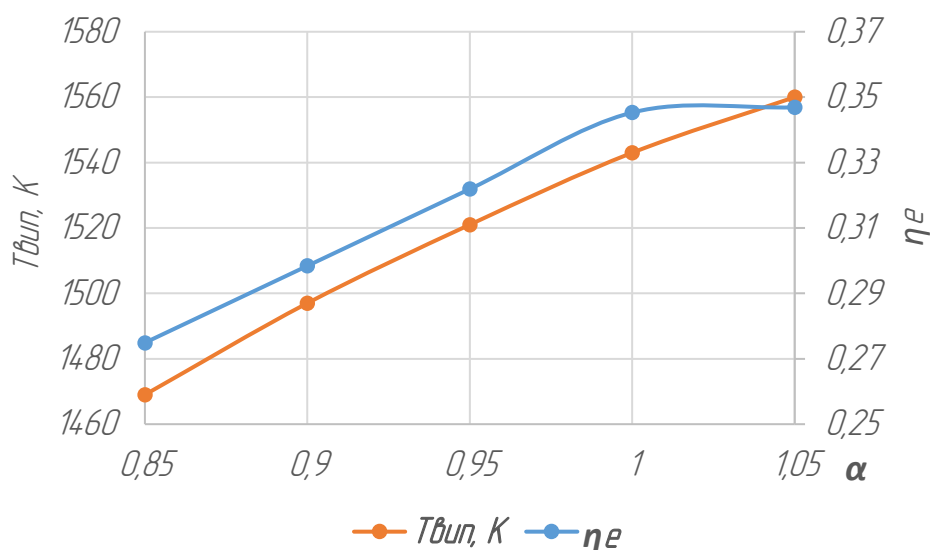


**Рисунок 7.3** Температура в кінці такту розширення, коефіцієнта надлишку повітря.

Виходячи з цього збільшення надлишку повітря понад  $\alpha = 0,95 \dots 1,0$  може призвести до прогорання випускних клапанів та виходу з ладу каталітичного нейтралізатора відпрацьованих газів.

## **7.2 Висновки за розділом**

З аналізу отриманих результатів можна зробити наступні висновки:

1. OBD-коригування дає можливість використовувати менш збагачені суміші, що має позитивний вплив на техніко-економічні показники.
2. Надмірне збіднення паливо-повітряної суміші може призвести до зниження надійності двигуна.
3. Оптимальним виходячи з розрахунків обрано коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha = 0,95$ . Такий тиск дозволяє підвищити потужність на 2% і знизити питому витрату палива на 7% без виходу за межі допустимих температур відпрацьованих газів.

## 8. ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

### 8.1 Характеристика продукції

Тема магістерської роботи: «Вплив OBD-коригування газової суміші на техніко-економічні показники двигуна MeM3-317». У відповідності з п.2 проведено ряд теплових розрахунків для базового та досліджуваного двигунів, на підставі яких отримані розрахункова потужність – 57,23 кВт і мінімальна питома ефективна витрата палива –  $0,2542 \text{ кг} \cdot (\text{кВт} \cdot \text{ч})^{-1}$  для проектного двигуна. Відхилення розрахункової потужності від заданої входить в діапазон допустимих значень (п. 2.5). Економічне обґрунтування проекту побудовано на основі розрахункових значень.

Таблиця 8.1 – Оцінка технічного рівня ДВЗ

| Показники                                              | Проектний ДВЗ<br>$V_i$ | Бальна оцінка проект. ДВС, $Q_i$ | Кращі аналоги |                     |          |                     |
|--------------------------------------------------------|------------------------|----------------------------------|---------------|---------------------|----------|---------------------|
|                                                        |                        |                                  | MeM3-317      | Бальна оцінка $Q_i$ | BA3-2111 | Бальна оцінка $Q_i$ |
| 1                                                      | 2                      | 3                                | 4             | 5                   | 6        | 7                   |
| Ефективна потужність, кВт                              | 57,23                  | 5                                | 56,03         | 4                   | 57       | 5                   |
| Маса двигуна, кг                                       | 102                    | 5                                | 102           | 5                   | 108      | 4                   |
| Частота обертів колінчастого вала, $\text{хв}^{-1}$    | 5800                   | 5                                | 5800          | 5                   | 5400     | 4                   |
| Питома витрата палива, $\text{г/кВт} \cdot \text{год}$ | 0,2542                 | 5                                | 0,2742        | 3                   | 0,26     | 4                   |
| Витрата оливи на чад км, %                             | 1,5                    | 4                                | 1,5           | 4                   | 1,3      | 5                   |
| Моторесурс, км                                         | 200000                 | 5                                | 200000        | 5                   | 125000   | 4                   |
| Разом сума балів $Q_\Sigma$                            |                        | 29                               |               | 26                  |          | 26                  |

Важливим моментом при проведенні порівняльного аналізу є визначення технічного рівня проєктованого ДВЗ. Технічний рівень доцільно оцінювати за допомогою коефіцієнта технічного рівня  $K_{\text{ту}}$ . Він розраховується на основі бального методу за основними технічними параметрами, які визначені в технічному завданні на розробку дипломного проєкту і мають кількісну оцінку.

Коефіцієнт технічного рівня розраховується логічним шляхом, при цьому встановлюють ступінь важливості порівнюваних параметрів  $B_i$ . Оцінку проводимо за п'ятибальною системою. Дані порівняння наведені в табл.8.1.

Коефіцієнт технічного рівня:

$$K_{\text{ту}} = Q_{\Sigma}^{\text{пр}} / Q_{\Sigma}^{\text{а}}, \quad (8.1)$$

де  $Q_{\Sigma}^{\text{пр}} = 24$  – сумарна бальна оцінка технічного рівня проєктованого ДВЗ;  
 $Q_{\Sigma}^{\text{а}}$  – сумарна бальна оцінка технічного рівня аналога;

$$K_{\text{ту отеч}} = 29 / 26 = 1,115,$$

$$K_{\text{ту заруб}} = 29 / 26 = 1,115.$$

$K_{\text{ту}}$

## 8.2 Оцінка ринку збуту та маркетингова програма

Згідно табл.8.1, видно, що поліпшуються технічні характеристики модернізованого двигуна за рахунок: зменшеної питомої витрати палива, при збільшеній ефективній потужності до 57,23 кВт, і такій же частоті обертання колінчастого валу  $5800 \text{ хв}^{-1}$ , що має позитивний вплив при експлуатації легкових автомобілів. Чотирициліндровий чотиритактний двигун для для автомобілів та фургонів давно був необхідний на вітчизняному ринку. У даного двигуна є конкурент – двигун (MeM3-317), який буде використаний в

розрахунках в якості базового. Собівартість базового двигуна  $C_6 = 48076,92$  грн розрахована з середньої ціни реалізації нових двигунів.

Прогнозований обсяг продажів  $A_r$  двигунів:

$$A_r = B_T \cdot K_{\text{ту отеч}}, \quad (8.2)$$

де  $B = 650$  шт/рік – споживчий попит на двигуни;

$K_{\text{ту отеч}} = 1,27$  - коефіцієнт технічного рівня.

$$A_r = 650 \cdot 1,115 = 725 \text{ шт.}$$

Приймаємо 720 шт.

Відповідно до передбачуваного обсягу продажів сформована річна програми випуску продукції в розмірі 720 штук.

### **8.3 Розрахунок витрат на дослідження, розробку і проектування ДВЗ**

При визначенні витрат на проектування ДВЗ використовуємо методику питомої ваги однієї статті в загальній сумі витрат.

Розрахунок основної заробітної плати проектувальників визначаємо за формулою:

$$ЗП_{\text{осн}} = F_m \cdot R \cdot З_m = 3 \cdot 2 \cdot 6600 = 39600 \text{ грн.}, \quad (8.3)$$

де  $F_m$  – кількість місяців розробки;

$R$  – чисельність проектувальників;

$З_m$  – оклад на місяць, грн.

Тоді загальна сума витрат на розробку і проектування складе

$$C_{\text{пр}} = \frac{ЗП_{\text{осн}} \cdot 100}{Y_{\text{зп}}} = \frac{39600 \cdot 100}{35} = 113142,86 \text{ грн.}, \quad (8.4)$$

де  $Y_{\text{зп}}$  - питома вага ЗП в загальній сумі витрат, %.

Всі інші статті витрат визначаються за формулою:

$$З_i = \frac{C_{\text{пр}}}{100} Y_i, \quad (8.5)$$

де  $Y_i$  – питома вага і-х витрат у загальній собівартості, %.

Результати розрахунків зводимо в табл.8.2.

Таблиця 8.2 – Калькуляція кошторисної вартості робіт НДР і її структура

| Стаття витрат                            | Сума,<br>грн  | Питома<br>вага % |
|------------------------------------------|---------------|------------------|
| 1. Матеріали                             | 11314,29      | 10%              |
| 2. Основна заробітна плата               | 39600,00      | 35%              |
| 3. Додаткова заробітна плата             | 5657,14       | 5%               |
| 4. Відрахування на соціальне страхування | 17084,57      | 15,10%           |
| 5. Витрати на спеціальне обладнання      | 11314,29      | 10,00%           |
| 6. Накладні витрати                      | 28172,57      | 24,90%           |
| Сума                                     | 113142,8<br>6 | 100%             |

#### 8.4 Розрахунок собівартості проектного ДВЗ

Проектований двигун конструктивно відрізняється від базового блоком керування ГБО. Узагальнено оцінити затрати на переналаштування виробництва можна за допомогою додавання до собівартості двигуна вартості нової деталі. За каталогом магазину «Деталі» вартість блоку керування ГБО з функцією OBD-коригування більше на 450 грн. Всі інші деталі залишаються

незмінними. Відповідно до цього можна розрахувати зміни у витратах на матеріали.

Собівартість розроблюваного двигуна:

$$C_{\pi} = C_{\delta} \pm \sum_{i=1}^n \Delta B_i + \frac{Z_{\text{нир}}}{A_{\Gamma}}, \quad (8.6)$$

де  $C_{\pi}$  – повна собівартість двигуна,

$C_{\delta} = 48076,92$  грн – собівартість базового двигуна,

$\Delta B_i$  – збільшення або зменшення витрат на виготовлення двигуна за рахунок конструктивних змін. Так як:

$$\frac{\sigma_{\text{ак0}}}{\sigma_{\text{м0}}} = \frac{60,55}{31,35} = 1,93142 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,4399,$$

запас міцності перерізу І-І визначають за границею витривалості:

$$\Delta B_{\kappa} = B_{\kappa}^{\text{н}} \cdot k_{\text{ТЗР}} - B_{\kappa}^{\delta} \cdot k_{\text{ТЗР}}, \quad (8.7)$$

де  $B_{\kappa}^{\delta}, B_{\kappa}^{\text{н}}$  – витрати на придбання і установку блоку керування відповідно на базовий двигун і новий. У зв'язку з тим, що всі інші деталі ДВЗ залишаються без змін,  $B_{\kappa}^{\delta} = 0$ ;

$k_{\text{ТЗР}}$  – коефіцієнт транспортно-заготівельних витрат приймаємо 5% від вартості комплектуючих.

$$\Delta B_{\kappa} = 450 \cdot 1,05 - 0 \cdot 1,05 = 472,5 \text{ грн.},$$

$$C_{\pi} = 48076,92 + 472,5 + 113142,86 / 720 = 48706,56 \text{ грн.}$$

Як видно з розрахунків собівартість проектного двигуна на 629,64 грн. вище собівартості базового ДВЗ.

Розрахунок ціни ДВЗ:

а) базового.

Ціна підприємства:

$$Ц_{п} = C_{п} \cdot (1 + \% \rho / 100), \quad (8.8)$$

де  $\rho = 30\%$  – норма рентабельності;

$$Ц_{п} = 48076,92 \cdot (1 + 30 / 100) = 62500 \text{ грн.}$$

Ціна продажу:

$$Ц_{р} = Ц_{п} + \text{ПДВ}, \quad (8.9)$$

де ПДВ – податок на додану вартість:

$$\text{ПДВ} = Ц_{п} \cdot \% \text{ ПДВ} / 100, \quad (8.10)$$

де  $\% \text{ ПДВ} = 20\%$  – процентна ставка податку на додану вартість;

$$\text{ПДВ} = 62500 \cdot 20 / 100 = 12500 \text{ грн.}$$

$$Ц_{р} = 62500 + 12500 = 75000 \text{ грн.}$$

б) нового.

Ціна підприємства:

$$Ц_{п} = 48706,56 \cdot (1 + 30 / 100) = 63318,53 \text{ грн.}$$

ПДВ – податок на додану вартість:

$$\text{ПДВ} = 63318,53 \cdot 20 / 100 = 12663,71 \text{ грн.}$$

Ціна продажу:

$$Ц_{р} = 63318,53 + 12663,71 = 75982,24 \text{ грн.}$$

### 8.5 Розрахунок експлуатаційних витрат

Розрахункові значення витрат палива двигуном отримані в 2.5. Передбачається експлуатація двигуна в робочі дні. При цьому будуть враховуватися наступні експлуатаційні витрати:

- витрати на паливо;
- витрати на оливу;
- витрати на ремонт і на технічне обслуговування;

У якості розглянутого періоду береться календарний рік.

Річні витрати на паливо:

$$Z_T = N_e \cdot g_e \cdot T_z \cdot C_T, \quad (8.11)$$

де  $N_e$  – ефективна потужність двигуна, кВт;

$g_e$  – питома витрата палива, кг / (кВт·год)

$T_z = 480$  г – річна зайнятість двигуна,

$C_{T1} = 22,45$  грн / кг (11,9 грн / л) – ціна 1 кг ЗНГ,

$C_{T2} = 22,45$  грн / кг (11,9 грн / л) – ціна 1 кг ЗНГ,

а) проектований двигун,  $N_e = 57,23$  кВт,  $g_e = 0,2542$  кг/(кВт·год):

$$Z_{T^{np}} = 57,23 \cdot 0,2542 \cdot 480 \cdot 22,45 = 156767,8 \text{ грн};$$

б) базовий двигун,  $N_e = 56,03$  кВт,  $g_e = 0,2742$  кг/(кВт·год):

$$Z_T^6 = 56,03 \cdot 0,2742 \cdot 480 \cdot 22,45 = 165556,28 \text{ грн.}$$

Річні витрати на оливу:

$$З_m = N_e \cdot g_m \cdot T_z \cdot Ц_m, \quad (8.12)$$

де  $g_m$  – питома витрата оливи, кг/(кВт·год);

$Ц_m = 130$  грн /кг – ціна 1 кг оливи;

а) проектований двигун,  $g_m = g_e \cdot k_m$ , кг/(кВт·год):

$$З_{m^{пр}} = 57,23 \cdot 0,2542 \cdot 0,0015 \cdot 480 \cdot 130 = 1361,68 \text{ грн};$$

б) базовий двигун,  $g_m = g_e \cdot k_m$  кг/(кВт·год):

$$З_m^б = 56,03 \cdot 0,2742 \cdot 0,0015 \cdot 480 \cdot 130 = 1438,02 \text{ грн}.$$

Таблиця 8.3 – Види технічного обслуговування

| Види<br>технічного<br>обслуговува<br>ння | Періодичність<br>огляду кількість раз |                  | Трудомісткість (t),<br>год |                  | Т <sub>общ</sub> , год |                  |
|------------------------------------------|---------------------------------------|------------------|----------------------------|------------------|------------------------|------------------|
|                                          | Базовий                               | Проекто<br>ваний | Базовий                    | Проекто<br>ваний | Базовий                | Проекто<br>ваний |
| 1                                        | 2                                     | 3                | 4                          | 5                | 6                      | 7                |
| Огляд перед<br>запуском<br>двигуна       | 170                                   | 170              | 0,08                       | 0,08             | 13,6                   | 13,6             |
| ТО1                                      | 12                                    | 12               | 1,8                        | 1,8              | 21,6                   | 21,6             |
| ТО2                                      | 6                                     | 6                | 1                          | 1                | 6                      | 6                |
| ТО3                                      | 4                                     | 4                | 1                          | 1                | 4                      | 4                |
| Всього                                   |                                       |                  |                            |                  | 45,2                   | 45,2             |

Витрати на технічне обслуговування:

$$З_{то} = T_{общ} \cdot l, \quad (8.13)$$

де  $T_{общ}$  – трудомісткість технічного обслуговування, год;

$l = 80$  грн – вартість 1 нормо-години, технічного обслуговування і ремонту. Базовий і проектований двигуни не мають суттєвих відмінностей, які б могли вплинути на трудомісткість технічного обслуговування.

а) базовий двигун:  $T_{\text{общ}} = 45,2$  год;

$$З_{\text{то}} = 45,2 \cdot 80 = 3616 \text{ грн};$$

б) проектований  $T_{\text{общ}} = 45,2$  год:

$$З_{\text{то}} = 45,2 \cdot 80 = 3616 \text{ грн.}$$

Розраховані значення експлуатаційних витрат, для більш зручного розгляду, зведені в табл.8.4.

Таблиця 8.4 – Експлуатаційні витрати за рік

| №<br>п/п | Вид витрат                         | Сума, грн |              |
|----------|------------------------------------|-----------|--------------|
|          |                                    | Базовий   | Проектований |
| 1        | Витрати на паливо                  | 165556,28 | 156767,8     |
| 2        | Витрати на оливу                   | 1438,02   | 1361,68      |
| 3        | Витрати на технічне обслуговування | 3616      | 3616         |
| 4        | Разом річні експлуатаційні витрати | 170610,3  | 161745,48    |

## 8.6 Економічний ефект від виробництва і експлуатації і нового ДВЗ

Річний економічний ефект від виробництва нових ДВЗ:

$$\mathcal{E}_{\text{пр}} = A_{\text{г1}} \cdot \text{Пр}^{\text{н}} - A_{\text{г1}} \cdot \text{Пр}^{\text{б}}, \text{ грн.} \quad (8.14)$$

де  $\text{Пр}^{\text{н}}$  – прибуток від реалізації нового двигуна;  
 $\text{Пр}^{\text{б}}$  – прибуток від реалізації базового двигуна.

$$\text{Пр} = \text{Ц}_{\text{р}} - \text{С} - \text{Н}, \quad (8.15)$$

де  $C_p$  – ціна продажу двигуна, грн;  
 $C$  – собівартість виробництва двигуна, грн;  
 $H$  – податки від балансового прибутку.

$$H = \text{ПДВ} + H_n, \quad (8.16)$$

де  $H_n$  – податок на прибуток, грн;

$$H_n = (C_p - C_n) \cdot \% \text{пр} / 100, \quad (8.17)$$

де  $\% \text{пр}$  – норма податку на прибуток, %. (18% для 2020 року).

$$H_n^6 = (62500 - 48076,92) \cdot 0,18 = 2596,15 \text{ грн.}$$

$$H_n^n = (63318,53 - 48706,56) \cdot 0,18 = 2630,15 \text{ грн.}$$

$$H^6 = 12500 + 2596,15 = 15096,15 \text{ грн.}$$

$$H^n = 12663,71 + 2630,15 = 15293,86 \text{ грн.}$$

$$P_p^6 = 75000 - 48076,92 - 15096,15 = 11826,93 \text{ грн.}$$

$$P_p^n = 75982,24 - 48706,56 - 15293,86 = 11981,82 \text{ грн.}$$

$$E_{\text{пр}} = 720 \cdot 11981,82 - 720 \cdot 11826,93 = 111520,8 \text{ грн.}$$

Економічний ефект від експлуатації нового двигуна визначається за питомими показниками.

Експлуатаційні витрати на одиницю потужності двигуна:

а) базовий двигун:

$$Z_{\text{експ}}^6 = I_6 / N_e = 222298,77 / 56,03 = 16613,45 \text{ грн./кВт}, \quad (8.18)$$

б) проектований двигун:

$$Z_{\text{експ}}^6 = I_n / N_e = 221121,23 / 57,23 = 15479,81 \text{ грн./кВт}, \quad (8.19)$$

Економічний ефект від експлуатації проектованого двигуна за питомими показниками:

(8.20)

$$E_{\text{экс}} = Z^{\text{б}}_{\text{экс}} - Z^{\text{н}}_{\text{экс}},$$

$$E_{\text{эсп}} = 16613,45 - 15479,81 = 1133,64 \text{ грн./кВт}$$

Таким чином, споживач отримає економію річних витрат 1133,64 грн. на одиницю потужності, що в перерахунку на планову потужність складе 63483,84 грн. на рік. Такі показники досягається меншими питомими витратами палива і масла, більш низькими витратами на обслуговування, ремонт і більшою потужністю в порівнянні з базовим двигуном. Підвищення ціни обґрунтовується кращими якісними характеристиками двигуна, що за рахунок економічно обґрунтованого збільшення ціни двигуна і передбачуваного збільшення попиту дозволить підприємству виробнику отримати економічний ефект в розмірі 111520,8 грн. Проведені розрахунки підтверджують економічну ефективність проекту.

## 9 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Згідно теми магістерської роботи « Вплив OBD-коригування газової суміші на техніко-економічні показники двигуна MeM3-317», проведено аналіз небезпек при проведенні досліджень, розглянуто методи та засоби їх усунення [19, 20].

### 9.1 Аналіз потенційних небезпек

Виявлено наступні небезпеки, які можуть підстерігати дослідника:

- можливості отримання механічних травм при виконанні робіт з двигуном, зокрема використання ручного інструмента;
- можливості ураження електричним струмом. Основною причиною є порушення правил з електробезпеки, зокрема допуск до виконання робіт осіб, які не пройшли навчання та перевірку знань з електробезпеки, або несправності енергоспоживаючого обладнання, що може призвести до електричних травм або до летальних наслідків;
- недоліки в організації робочих місць дослідників в приміщенні дослідницької лабораторії, зокрема порушення правил стосовно облаштувань робочих місць, що призводить до зниження працездатності та подальших захворювань опорно-рухового апарату;
- небезпеки, які пов'язані з використанням комп'ютера (електростатичні поля, електромагнітне випромінювання, наявність потужних іонізуючих випромінювань, локальне стомлення, загальна втома, стомленість очей, небезпека ураження електричним струмом, пожежонебезпека);

- недостатній рівень освітлення, що може бути пов'язаний з неправильним розрахунком системи штучного та природного освітлення приміщення дослідницької лабораторії;
- незадовільні параметри мікроклімату на робочому місці дослідника внаслідок неефективності опалення та вентиляції;
- можливість отруєння паливом (газом) та відпрацьованими газами внаслідок відсутності або несправності місцевої витяжної вентиляції;
- можливості загорянь внаслідок порушення правил з пожежної безпеки, що може призвести до пожежі.

## **9.2 Заходи по забезпеченню безпеки**

Згідно ДСТУ 8604:2015 «Дизайн і ергономіка. Робоче місце для виконання робіт у положенні сидячи. Загальні ергономічні вимоги» конструкція робочого місця повинна забезпечувати оптимальне положення для ніг. Підставка для ніг має регулюватись по висоті. Ширина повинна бути не менше 300 мм, довжина – не менш 400 мм. Поверхня підставки повинна бути рифленою. По передньому краю слід передбачати бортик висотою 10 мм. Важливим фактором є простір під столом, його має бути досить, щоб можна було зручно згинати та розгинати коліна. Стіл повинен мати криволінійну форму. Крісло повинно забезпечувати фізіологічну раціональну робочу позу, при якій не порушується циркуляція крові і не було б іншого шкідливого впливу. Для цього необхідно, щоб у крісла була пружна спинка анатомічної форми, яка зменшить навантаження на хребет. Також крісло обов'язково повинно бути з підлокітниками і мати можливість повороту, зміни висоти кута нахилу сидіння й спинки. Монітор повинен розташовуватись на робочому столі прямо, і віддаленням від очей мінімум на 50...60 см. Верхня границя екрану повинна бути на рівні очей або не нижче 15 см від рівня очей. Клавіатура повинна розташовуватись в 10...15 см (в

залежності від довжини ліктя) від краю стола. Глибина стола повинна дозволяти повністю положити лікті на стіл, відсунути клавіатуру до монітора.

З метою вирішення можливих питань стосовно електробезпеки, необхідним є знання основних заходів, для попередження уражень електричним струмом, згідно ДНАОП 1.1.10-1.01-2000 «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів».

Обов'язковим є захисне заземлення або занулення. Обов'язковим є використання індивідуальних засобів захисту, зокрема гумовий діелектричний килимок, опір якого слід періодично перевіряти. Обов'язковим є встановлення автоматичних блокуючих пристроїв згідно ДНАОП 0.00-1.32-01 «Правила будови електроустановок. Електрообладнання спеціальних установок», які запобігають небезпечним діям людини, зокрема кінцеві вимикачі. Блокуючи пристрої розподіляють на механічні, електричні, та електричнومهханічні.

Небезпекою фізичного характеру може бути механічне травмування, яке пов'язано з руйнуванням ручного інструменту при порушенні режимів навантаження. Також до механічного травмування працюючих може призвести порушення правил з охорони праці, зокрема, робота без спеціального одягу.

При роботі з ручним інструментом необхідно виконувати наступні правила техніки безпеки:

- гайковий ключ повинен обертатися у напрямку тільки до себе, а не від себе;
- на поверхні ручного інструменту не повинно бути ніяких мастильних забруднень;
- користуватися допоміжним пристроєм для збільшення моменту обертання гайкового ключа заборонено. Якщо потрібно збільшити зусилля, використовуйте більш інструмент з більшим плечем;
- при роботі застосовується тільки той інструмент, який призначений для виконання операції;

- при перегріві інструменту слід перервати роботу;
- використовувати несправний та зношений інструмент заборонено.

При роботі з інструментом необхідне виконання НПАОП 0.00-1.30-01 «Правила безпечної роботи з інструментом та пристроями».

Персонал, що працює на комп'ютері, зобов'язаний дотримуватися вимог інструкції, розробленої на підставі ДСанПін 3.3.2.007-98 «Гігієнічні вимоги до організації роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин», а також нести особисту відповідальність за дотримання вимог безпеки своєї праці і за створення небезпечного чи шкідливого виробничого фактора для інших працюючих і поломку комп'ютера.

Для забезпечення оптимальної працездатності і збереження здоров'я протягом часу роботи з комп'ютером повинні встановлюватися регламентовані перерви. Монітори комп'ютера оснащуються антибліковим покриттям з коефіцієнтом відбиття не більше 0,5. Покриття повинне також забезпечувати зняття електростатичного заряду з поверхні екрана, іскріння і накопичення пилу. Корпус монітора повинен забезпечувати захист від іонізуючих та неіонізуючих випромінювань. Відстань між стіною з віконними прорізами і столом має бути не менше 0,8 м. При невеликій кількості робочих місць бажано розташовувати столи біля протилежної стіни щодо віконних прорізів. Відстань між робочими столами повинна бути не менше 1,2 м.

### **9.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці**

Для ефективної роботи слід забезпечити належні метеоумови на робочому місці. Параметри мікроклімату приміщення встановлюють згідно ДСН 3.3.6.042-99 в залежності від категорії робіт за важкістю. Для забезпечення цих параметрів передбачають системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря.

Оскільки висота дослідницького приміщення становить 4,90 м, встановлюємо люмінесцентні лампи типів ЛБ чи ЛД птужністю 60 Вт, що буде відповідають В класу зорової роботи відповідно до ДБН В.2.5-28-2018.

Захист персоналу від шуму двигуна, в виробничих приміщеннях і на робочих місцях забезпечується згідно вимог ДБН В.1.1-31:2013.

Для захисту від шуму передбачають наступні заходи:

– віброізоляція стенду з двигуном, застосування індивідуальних віброізольованих фундаментів для обладнання зі значними динамічними навантаженнями, а також віброізоляція трубопроводів інженерних мереж;

При роботі на ПК проводимо заміри шкідливих факторів на робочому місці та вносимо наявні фактори умов праці та виробничого середовища що впливають на працівника в процесі трудової діяльності їх фактичне значення та час дії вносимо до стовпчиків 1–3 **таблиці 9.1.**

2. Відповідно до додатка А **[20]**, за витратами енергії, визначаємо категорію робіт для інженера-дослідника центральній заводській лабораторії обладнаної ПК. Умови праці, за витратами енергії, не перевищують 139 Вт (90-120 ккал/год) та повинні відповідати легким фізичним роботам – категорії І-а.

3. З **додатків [20]**, відповідно до категорії робіт І-а, розряду зорових робіт Б-1 та виявлених показників умов та напруженості праці, визначаємо ГДК (ГДР) виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 4 **таблиці 9.1.**

Таблиця 9.1 – Результати оцінювання за бальною шкалою

| Фактор (показник)                                                                                                              | Виміряні показники<br>$\Pi_{\text{вим}}$ | Час дії, год. | ГДК, ГДР,<br>показники, $P_{\text{доп}}$ | $X_{\text{визн}}$ , бали | Клас умов<br>праці | $X_i$ , бали |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------|---------------|------------------------------------------|--------------------------|--------------------|--------------|
| Мікроклімат за ТНС-індексом,<br>$t, ^\circ\text{C}$                                                                            | 27,5                                     | 9             | 23,5-<br>26,4                            | 3                        | 3,3                | 3            |
| Освітленість приміщення $E$ , лк                                                                                               | 200                                      | 10            | 300                                      | —                        | 3,1                | 1            |
| Розряд і підрозряд зорових<br>робіт, $Z_{\text{ор}}$                                                                           | Б-1                                      | —             | —                                        | —                        | —                  | —            |
| Рівень шуму $L$ , дБА                                                                                                          | 95                                       | 5             | 80                                       | —                        | 3,2                | 1,25         |
| Загальні енергозатрати<br>організму, Вт                                                                                        | 190                                      | 7             | 290                                      | 0,57                     | 3,3                | 3            |
| Стереотипні робочі рухи<br>(кількість за зміну), при<br>локальному навантаженні<br>(за участю м'язів кистей та<br>пальців рук) | 63000                                    | 7             | 40000                                    | 1,38                     |                    |              |
| Тривалість зосередження уваги<br>(в % від часу зміни)                                                                          | 81                                       | 7             | 75                                       | 0,95                     |                    |              |
| Тривалість робочого дня, год.                                                                                                  | 10                                       | 10            | 8                                        | 0,23                     |                    |              |

4. Для окремих факторів і показників за методикою, визначеною «Гігієнічною класифікацією праці», визначаємо розрахункові коефіцієнти  $X_{\text{визн}}$  та вносять їх значення до стовпчика 5 таблиці 9.1:

– для гігієнічної оцінки мікроклімату використовуємо ТНС- індекс, додаток Б [20]. Розрахунковий коефіцієнт  $X_{\text{визн}}$  при оцінка мікроклімату визначаємо в балах, за формулою:

$$X_{\text{визн}} = \frac{3 \cdot t_3}{T} = \frac{3 \cdot 9}{10} = 2,7; \quad (6.1)$$

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

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}}; \quad (6.2)$$

а) загальні енергозатрати організму,  $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{190 \cdot 7 \cdot 1}{8 \cdot 290} = 0,57;$$

б) Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук),  $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{63000 \cdot 7 \cdot 1}{8 \cdot 40000} = 1,38;$$

в) Тривалість зосередження уваги (% від часу зміни),  $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{81 \cdot 7 \cdot 1}{8 \cdot 75} = 0,95;$$

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

$$X_{\text{визн}} = \frac{10 \cdot 10 \cdot 0,15}{8 \cdot 8} = 0,23.$$

5. Визначаємо клас та ступінь шкідливості умов праці для кожного з виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 6, таблиці 9.1:

- для мікроклімату, відповідно до значення розрахункового коефіцієнта  $X_{\text{визн}} = 2,7$ , з таблиці 7.2 [20] – 3 клас, 3 ступінь (3.3);
- при оцінці освітленості робочої зони приміщення, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до  $\Pi_{\text{вим}} = 200$  лк, за додатками Г та табл. Г.1 [20] – 3 клас, 1 ступінь (3.1);
- для гігієнічної оцінки рівня шуму, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до виміряного значення рівня шуму  $\Pi_{\text{вим}} = 95$  дБА, за додатками Д та табл. Д.1 [20] – 3 клас, 2 ступінь (3.2);
- клас і ступінь важкості та напруженості праці визначаємо як суму розрахованих балів усіх показників  $X_{\text{визн}}$  за формулою

$$X_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n X_i = 0,57 + 1,38 + 0,95 + 0,23 = 3,13. \quad (6.3)$$

З таблиці 7.3 [20] за значенням суми розрахованих балів показників  $X_{\text{сум}} = 3,13$  – 3 клас, 3 ступінь (3.3);

6. Оскільки загальна гігієнічна оцінка умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, з урахуванням комбінованої та сумісної дії виробничих 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 інженера-дослідника центральній заводської лабораторії обладнаної ПК належать до 3 класу, 3 ступеню.

7. Оскільки при гігієнічній оцінці виявлена наявність шкідливих та особливо шкідливих, важких та особливо важких умов праці, проводимо дослідження фактичного стану умов праці, з метою визначення розмірів доплат за ступені шкідливості факторів виробничого середовища та показників важкості та напруженості праці за бальною шкалою, та вносимо їх значення до стовпчика 7, таблиці 9.1:

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

– при оцінці впливу освітленості виходимо з того, що вона відповідає 3 класу, 1 ступеню умов праці та діє протягом 10 годин, тому  $X_{\text{ст}} = X_i = 1$ ;

– для оцінки впливу шуму виходимо з того, що його рівень відповідає 3 класу, 1 ступеню умов праці та діє протягом 5 годин, тому значення  $X_i$  визначаємо по формулою

$$X_i = X_{\text{ст}} \cdot \frac{T}{8} = 2 \cdot 0.625 = 1,25; \quad (6.4)$$

– для оцінки впливу важкості та напруженості праці, виходимо з того що вони відповідають 3 класу, 2 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

$$X_{\text{факт}} = \sum_{i=1}^n X_i = 3 + 1 + 1,25 + 3 = 8,25. \quad (6.5)$$

8. Розмір доплати за умовами праці визначаємо в залежності від їх фактичного стану –  $X_{\text{факт}} = 8,25$ , 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», з таблиці 7.4 [20]. Розмір доплати до тарифної ставки (окладу) – 20 %.

9. На підставі результатів загальної гігієнічної оцінки умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, а також дослідження фактичного стану умов праці робимо висновки та пропозиції:

1. Умови, важкості та напруженості праці на робочому місці дослідника лабораторії, згідно результатів досліджень, належать до 3 класу, 3 ступеню (особливо важкі та особливо шкідливі умови праці), що не відповідає вимогам Державних санітарних норм та правил «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу» до даного робочого місця;

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

- мікрокліматичні умови, за інтегральним показником теплового навантаження середовища - ТНС-індексом –  $21,0 \dots 23,4$  ° С;
- освітленість кабінетів та робочих кімнат відповідає розряду зорових робіт Б-1, нормована загальна освітленість якого –  $E = 300$  лк;
- рівень шуму в робочій зоні дослідника – 80 дБА;
- загальні енергозатрати організму – до 139 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.

3. 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 та кондиціонування приміщення;
- освітленість приміщення відповідає нормам тому корегувати немає необхідності;
- для зниження рівня шуму в робочій зоні дослідника лабораторії 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.

4. 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 7.4 [20], у розмірі 20 %.

#### **9.4 Заходи з пожежної безпеки та дії надзвичайній ситуації**

Для попередження пожеж передбачається використовувати первинні засоби пожежогасіння. В приміщенні, де експлуатуються ПК, відповідно до «Правил пожежної безпеки в Україні» та «Типових норм належності вогнегасників» НАПБ Б.03.308-2018 при площі 20 м<sup>2</sup> належить розміщувати 1 вогнегасник ВВК-2, тому для дослідницької лабораторії площею 72 м<sup>2</sup> з ПЕОМ необхідно 4 вуглекислотних вогнегасника ВВК-2.

Також необхідно періодично проводити інструктажі, навчання, та тренування персоналу.

У разі загорання проводки, спробувати загасити вогнище вогню за допомогою вогнегасників, та звернутися до Державної служби України з надзвичайних ситуацій. Якщо пожежу не вдалося загасити вогнегасником, виникає можливість розповсюдження пожежі по приміщенню.

З цивільного захисту відомо, що в умовах надзвичайних ситуацій найголовніше знати свої дії і чітко їх наслідувати. Для цього необхідне регулярне проведення інструктажів по пожежній безпеці відповідно до НАПБ А.01.001-2004 "Правила пожежної безпеки в Україні".

Для ефективнішого управління персоналом проводити навчання по пожежній безпеці. При пожежі дзвонити в пожежну службу і включити сигнал тривоги. Відключити усі електроприлади за допомогою автоматів на щитку.

У випадках неможливості загасити пожежу, слід прикрити ніс і рот тканиною, бажано вологою, і повзучи пробиратися поряд із стінкою до виходу.

Якщо спалахнув одяг, потрібно лягти на підлогу (землю) і, перекочуючись, збити вогонь або накинути на себе пальто, плащ і щільно притиснути, щоб припинити приплив повітря до вогню.

Необхідно триматися чимдалі від вікон, дзеркал, світильників, уважно стежити, щоб не впала на голову штукатурка.

Коли приїдуть пожежники, якомога більше розповісти про причину пожежі, описати матеріали, що горять, надати усю інформацію про пожежу.

У разі спалаху випробувального двигуна внутрішнього згорання, спробувати загасити вогонь за допомогою вогнегасників порошкового типу.

## ВИСНОВКИ

1. Установка ГБО одночасно з ОВД- найраціональніше рішення, що дозволяє коригувати склад суміші за допомогою якої електронний блок управління ГБО може проводити самодіагностику.
2. Вибір моделі і модифікації ОВД корегувані газової суміші залежить від моделі двигуна, типу ГБО і характеру датчиків, якими генерується сигнал.
3. Можна зробити висновок, що головною перевагою ОВД-корекції полягає в створенні оптимального балансу газо-повітряної суміші. Функція ОВД корекції полягає в тому, щоб оптимізувати співвідношення газу і повітря в системі ГБО.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

Мазин В. А. Методические указания к контрольной работе №1 по дисциплине «Основы конструювання і розрахунку ДВЗ» для студентов специальности 8.090210 «Двигуни внутрішнього згоряння» заочной формы обучения [Текст] /сост.: В. А. Мазин. – Запорожье: ЗНТУ, 2008. – 20 с.

1. Мазин В. А. Методические указания к контрольной работе №2 по дисциплине «Основы конструювання і розрахунку ДВЗ» для студентов специальности 8.090210 «Двигуни внутрішнього згоряння» заочной формы обучения [Текст] /сост.: В. А. Мазин. – Запорожье: ЗНТУ, 2008. – 16 с.

2. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов [Текст] / А. И. Колчин, В. П. Демидов – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.: ил.

3. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / Под ред. А.С. Орлин, М.Г. Круглов. - М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.

4. Егоров Я.А. Методические указания к курсовому проекту на тему: «Тепловой и динамический расчет ДВС» по дисциплине «Теория двигателей внутреннего сгорания» для студентов специальности 7.090210 «Двигатели внутреннего сгорания» дневной и заочной форм обучения [Текст] /сост. Я.А. Егоров, Н. Е. Рябошапка. – Запорожье, 2003. – 55 с.

5. Силовий агрегат MeM3-307 [Електронний ресурс]. — Сайт "Мелітопольський моторний завод". — Режим доступу: <http://memz.com.ua/html/memz-307.htm>. (Переглянуто 01 грудня 2019 р.).

6. Технический отчет № 3617 О проведении испытаний моторного масла ЛУКОЙЛ "Люкс" 5W40 API SL/CF по оценке качества и возможности применения в производстве по методике испытаний двигателя MEM3-307.1000420 "Евро4" на безотказность в течении 300 часов [Електронний ресурс]. — Сайт "Інститут споживчих експертиз". — Режим доступу: <http://www.expertise.in.ua/images/tech.pdf>. (Переглянуто 01 грудня 2019 р.).

7. Парсаданов І.В. Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію [Текст]: монографія / І.В. Парсаданов. – Х.: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2003. – 244с. – Російською мовою.
8. Тер-Мкртчян, Г.Г. Методические указания к выпускной квалификационной работе бакалавра «Оптимизация фаз газораспределения двигателя внутреннего сгорания» [Текст] / Г.Г. Тер-Мкртчян, Е.Е. Старков. – М.: МАДИ, 2015. – 36 с
9. Материалы докладов VIII Международной молодежной научной конференции «Тинчуринские чтения» / Под общ. ред. ректора КГЭУ Э.Ю. Абдуллазянова. В 4 т.; Т. 2. – Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2013. – 222 с. ISBN 987-5-89873-381-0
10. Комбинированное энерго-, тепло- и хладоснабжение административного здания [Електронний ресурс]. — Сайт "Docplayer". — Режим доступу: <http://docplayer.ru/amp/37563243-Kombinirovanoe-energo-teplo-i-hladosnabzhenie-administrativnogo-zdaniya.html>. (Переглянуто 01 грудня 2019 р.).
11. Автономные источники тепла и электроэнергии [Електронний ресурс]. — Сайт "Электротехническое снабжение". — Режим доступу: [http://www.ess-ltd.ru/avtonomnye\\_istochniki\\_te/](http://www.ess-ltd.ru/avtonomnye_istochniki_te/). (Переглянуто 01 грудня 2019 р.).
12. Егоров Я. А. Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа: Учеб. пособие [Текст] / Я. А. Егоров. – К.: УМК ВО, 1991. – 60 с. – На укр. яз.
13. Борисенко О.Є. Методичні вказівки до виконання економічного розділу дипломного проекту для студентів спеціальності 7.090210 «Двигуни внутрішнього згоряння» для усіх форм навчання [Текст] / Укладачі: ст. викладач Т.А. Антонечко, ас. О.Є. Борисенко. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2005. – 22с.
14. Савчук О.М. Охорона праці у галузі: Конспект лекцій та методичні вказівки з виконання контрольних робіт для студентів технічних вузів [Текст] / Укл.: О.М. Савчук. – Запоріжжя: Просвіта, 2003. – 164 с.

**ДОДАТОК А**  
**РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ ПОВНОГО РОБОЧОГО ЦИКЛУ**  
**ДВЗ**

Таблиця А.1 – Протокол результатів теплового розрахунку

| $\varphi^\circ$ | $p, \text{Па}$ | $T, \text{К}$ | $M, \text{кг}$ | $V, \text{м}^3$ |
|-----------------|----------------|---------------|----------------|-----------------|
| 180             | 91240          | 375,6         | 0,0003268      | 0,0003861       |
| 190             | 92090          | 377,3         | 0,0003268      | 0,0003843       |
| 200             | 94220          | 380,5         | 0,0003268      | 0,0003788       |
| 210             | 97790          | 385,3         | 0,0003268      | 0,0003695       |
| 220             | 103100         | 391,8         | 0,0003268      | 0,0003565       |
| 230             | 110500         | 400,4         | 0,0003268      | 0,0003398       |
| 240             | 120800         | 411,4         | 0,0003268      | 0,0003193       |
| 250             | 135000         | 425,4         | 0,0003268      | 0,0002955       |
| 260             | 154600         | 442,8         | 0,0003268      | 0,0002686       |
| 270             | 182100         | 464,6         | 0,0003268      | 0,0002393       |
| 280             | 221300         | 491,8         | 0,0003268      | 0,0002084       |
| 290             | 278800         | 525,8         | 0,0003268      | 0,0001769       |
| 300             | 365100         | 568,2         | 0,0003268      | 0,000146        |
| 310             | 498400         | 621,2         | 0,0003268      | 0,0001169       |
| 320             | 708200         | 686,6         | 0,0003268      | 0,00009092      |
| 330             | 1035000        | 764,3         | 0,0003268      | 0,00006926      |
| 340             | 1509000        | 851,9         | 0,0003268      | 0,00005296      |
| 350             | 2309000        | 1052          | 0,0003276      | 0,00004283      |
| 360             | 4109000        | 1700          | 0,0003319      | 0,0000394       |
| 370             | 5849000        | 2565          | 0,0003404      | 0,00004283      |
| 380             | 5736000        | 3048          | 0,0003472      | 0,00005296      |
| 390             | 4203000        | 2908          | 0,0003488      | 0,00006926      |
| 400             | 2902000        | 2636          | 0,0003488      | 0,00009092      |
| 410             | 2062000        | 2408          | 0,0003488      | 0,0001169       |
| 420             | 1525000        | 2223          | 0,0003488      | 0,000146        |
| 430             | 1174000        | 2074          | 0,0003488      | 0,0001769       |
| 440             | 938900         | 1954          | 0,0003488      | 0,0002084       |
| 450             | 776800         | 1857          | 0,0003488      | 0,0002393       |
| 460             | 662400         | 1777          | 0,0003488      | 0,0002686       |
| 470             | 580000         | 1712          | 0,0003488      | 0,0002955       |
| 480             | 520000         | 1659          | 0,0003488      | 0,0003193       |
| 490             | 475900         | 1615          | 0,0003488      | 0,0003398       |
| 500             | 443500         | 1579          | 0,0003488      | 0,0003565       |
| 510             | 420100         | 1550          | 0,0003488      | 0,0003695       |
| 520             | 403800         | 1528          | 0,0003488      | 0,0003788       |
| 530             | 393400         | 1510          | 0,0003488      | 0,0003843       |
| 540             | 388100         | 1497          | 0,0003488      | 0,0003861       |

Таблиця А.2 – Протокол результатів динамічного розрахунку

| $\varphi^\circ$ | P,H    | N,H   | S,H    | K,H    | T,H     | Mi, H•м |
|-----------------|--------|-------|--------|--------|---------|---------|
| 0               | -13800 | 0     | -13800 | -13800 | 0       | 0       |
| 20              | -12500 | -1310 | -12500 | -11300 | -5490   | -202    |
| 40              | -8700  | -1750 | -8870  | -5540  | -6930   | -255    |
| 60              | -3710  | -1020 | -3850  | -972   | -3720   | -137    |
| 80              | 1160   | 366   | 1210   | -160   | 1200    | 44,2    |
| 100             | 4830   | 1530  | 5060   | -2340  | 4490    | 165     |
| 120             | 6850   | 1880  | 7100   | -5060  | 4990    | 183     |
| 140             | 7480   | 1500  | 7630   | -6700  | 3660    | 134     |
| 160             | 7400   | 779   | 7440   | -7220  | 1800    | 66,1    |
| 180             | 7280   | 0     | 7280   | -7280  | 0       | 0       |
| 200             | 7410   | -781  | 7450   | -7230  | -1800   | -66,2   |
| 220             | 7540   | -1510 | 7690   | -6750  | -3690   | -135    |
| 240             | 6990   | -1920 | 7250   | -5160  | -5090   | -187    |
| 260             | 5130   | -1620 | 5380   | -2490  | -4770   | -175    |
| 280             | 1770   | -560  | 1860   | -244   | -1840   | -67,7   |
| 300             | -2420  | 666   | -2510  | -633   | 2430    | 89,2    |
| 320             | -5790  | 1160  | -5910  | -3690  | 4610    | 169     |
| 340             | -5760  | 607   | -5800  | -5210  | 2540    | 93,4    |
| 360             | 5110   | 0     | 5110   | 5110   | 0       | 0       |
| 380             | 14200  | 1490  | 14300  | 12800  | 6250    | 230     |
| 400             | 4560   | 916   | 4650   | 2900   | 3630    | 133     |
| 420             | 3050   | 839   | 3160   | 799    | 3060    | 113     |
| 440             | 5160   | 1630  | 5410   | -711   | 5360    | 197     |
| 460             | 7520   | 2380  | 7890   | -3650  | 6990    | 257     |
| 480             | 8870   | 2440  | 9200   | -6550  | 6460    | 238     |
| 500             | 9140   | 1840  | 9330   | -8180  | 4470    | 164     |
| 520             | 8870   | 935   | 8920   | -8660  | 2160    | 79,3    |
| 540             | 8680   | 0     | 8680   | -8680  | 0       | 0       |
| 560             | 7490   | -789  | 7540   | -7310  | -1820   | -66,9   |
| 580             | 7580   | -1520 | 7730   | -6780  | -3710   | -136    |
| 600             | 6950   | -1910 | 7200   | -5130  | -5060   | -186    |
| 620             | 4920   | -1560 | 5160   | -2390  | -4580   | -168    |
| 640             | 1250   | -396  | 1310   | -173   | -1300   | -47,9   |
| 660             | -3620  | 995   | -3750  | -947   | 3630    | 133     |
| 680             | -8600  | 1730  | -8780  | -5480  | 6850    | 252     |
| 700             | -12400 | 1300  | -12400 | -11200 | 5450    | 200     |
| 720             | -13700 | 0     | -13700 | -13700 | 0       | 0       |
|                 |        |       |        |        | (Mi)ср= | 30,88   |

Таблиця А.3 – Протокол розрахунку набігаючих моментів

| $\varphi^\circ$ | $M_1, \text{Н}\cdot\text{м}$ | $M_2,$ | $M_3,$ | $M_4, \text{Н}\cdot\text{м}$ | $M_{кр},$ | $M_{крср}, \text{Н}\cdot\text{м}$ |
|-----------------|------------------------------|--------|--------|------------------------------|-----------|-----------------------------------|
| 0               | 0                            | 0      | 0      | 0                            | 0         |                                   |
| 20              | -202                         | -66,2  | -66,9  | 230                          | -105      |                                   |
| 40              | -255                         | -135   | -136   | 133                          | -393      |                                   |
| 60              | -137                         | -187   | -186   | 113                          | -397      |                                   |
| 80              | 44,2                         | -175   | -168   | 197                          | -102      |                                   |
| 100             | 165                          | -67,7  | -47,9  | 257                          | 306       |                                   |
| 120             | 183                          | 89,2   | 133    | 238                          | 644       |                                   |
| 140             | 134                          | 169    | 252    | 164                          | 720       |                                   |
| 160             | 66,1                         | 93,4   | 200    | 79,3                         | 439       |                                   |
| 180             | 0                            | 0      | 0      | 0                            | 0         |                                   |
| 200             | -66,2                        | 230    | -202   | -66,9                        | -105      |                                   |
| 220             | -135                         | 133    | -255   | -136                         | -393      |                                   |
| 240             | -187                         | 113    | -137   | -186                         | -397      |                                   |
| 260             | -175                         | 197    | 44,2   | -168                         | -102      |                                   |
| 280             | -67,7                        | 257    | 165    | -47,9                        | 306       |                                   |
| 300             | 89,2                         | 238    | 183    | 133                          | 644       |                                   |
| 320             | 169                          | 164    | 134    | 252                          | 720       |                                   |
| 340             | 93,4                         | 79,3   | 66,1   | 200                          | 439       |                                   |
| 360             | 0                            | 0      | 0      | 0                            | 0         | 123,5                             |
| 380             | 230                          | -66,9  | -66,2  | -202                         | -105      |                                   |
| 400             | 133                          | -136   | -135   | -255                         | -393      |                                   |
| 420             | 113                          | -186   | -187   | -137                         | -397      |                                   |
| 440             | 197                          | -168   | -175   | 44,2                         | -102      |                                   |
| 460             | 257                          | -47,9  | -67,7  | 165                          | 306       |                                   |
| 480             | 238                          | 133    | 89,2   | 183                          | 644       |                                   |
| 500             | 164                          | 252    | 169    | 134                          | 720       |                                   |
| 520             | 79,3                         | 200    | 93,4   | 66,1                         | 439       |                                   |
| 540             | 0                            | 0      | 0      | 0                            | 0         |                                   |
| 560             | -66,9                        | -202   | 230    | -66,2                        | -105      |                                   |
| 580             | -136                         | -255   | 133    | -135                         | -393      |                                   |
| 600             | -186                         | -137   | 113    | -187                         | -397      |                                   |
| 620             | -168                         | 44,2   | 197    | -175                         | -102      |                                   |
| 640             | -47,9                        | 165    | 257    | -67,7                        | 306       |                                   |
| 660             | 133                          | 183    | 238    | 89,2                         | 644       |                                   |
| 680             | 252                          | 134    | 164    | 169                          | 720       |                                   |
| 700             | 200                          | 66,1   | 79,3   | 93,4                         | 439       |                                   |
| 720             | 0                            | 0      | 0      | 0                            | 0         |                                   |

Таблиця А.3 – Протокол розрахунку набігаючих моментів

| $\varphi^\circ$ | $M_1,$<br>Н•м | $M_2,$<br>Н•м | $M_3,$<br>Н•м | $M_4,$<br>Н•м | $M_5,$<br>Н•м | $M_6,$<br>Н•м | $M_{кр},$<br>Н•м | $M_{крср},$ Н•м |
|-----------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|------------------|-----------------|
| 0               | 0             | 0             | 0             | 0             | 0             | 0             | 0                |                 |
| 20              | -202          | -66,2         | -66,9         | 230           | -105          | 0             | 0                |                 |
| 40              | -255          | -135          | -136          | 133           | -393          | 0             | 0                |                 |
| 60              | -137          | -187          | -186          | 113           | -397          | 0             | 0                |                 |
| 80              | 44,2          | -175          | -168          | 197           | -102          | 0             | 0                |                 |
| 100             | 165           | -67,7         | -47,9         | 257           | 306           | 0             | 0                |                 |
| 120             | 183           | 89,2          | 133           | 238           | 644           | 0             | 0                |                 |
| 140             | 134           | 169           | 252           | 164           | 720           | 0             | 0                |                 |
| 160             | 66,1          | 93,4          | 200           | 79,3          | 439           | 0             | 0                |                 |
| 180             | 0             | 0             | 0             | 0             | 0             | 0             | 0                |                 |
| 200             | -66,2         | 230           | -202          | -66,9         | -105          | 0             | 0                |                 |
| 220             | -135          | 133           | -255          | -136          | -393          | 0             | 0                |                 |
| 240             | -187          | 113           | -137          | -186          | -397          | 0             | 0                |                 |
| 260             | -175          | 197           | 44,2          | -168          | -102          | 0             | 0                |                 |
| 280             | -67,7         | 257           | 165           | -47,9         | 306           | 0             | 0                |                 |
| 300             | 89,2          | 238           | 183           | 133           | 644           | 0             | 0                |                 |
| 320             | 169           | 164           | 134           | 252           | 720           | 0             | 0                |                 |
| 340             | 93,4          | 79,3          | 66,1          | 200           | 439           | 0             | 0                |                 |
| 360             | 0             | 0             | 0             | 0             | 0             | 0             | 0                | 123,5           |
| 380             | 230           | -66,9         | -66,2         | -202          | -105          | 0             | 0                |                 |
| 400             | 133           | -136          | -135          | -255          | -393          | 0             | 0                |                 |
| 420             | 113           | -186          | -187          | -137          | -397          | 0             | 0                |                 |
| 440             | 197           | -168          | -175          | 44,2          | -102          | 0             | 0                |                 |
| 460             | 257           | -47,9         | -67,7         | 165           | 306           | 0             | 0                |                 |
| 480             | 238           | 133           | 89,2          | 183           | 644           | 0             | 0                |                 |
| 500             | 164           | 252           | 169           | 134           | 720           | 0             | 0                |                 |
| 520             | 79,3          | 200           | 93,4          | 66,1          | 439           | 0             | 0                |                 |
| 540             | 0             | 0             | 0             | 0             | 0             | 0             | 0                |                 |
| 560             | -66,9         | -202          | 230           | -66,2         | -105          | 0             | 0                |                 |
| 580             | -136          | -255          | 133           | -135          | -393          | 0             | 0                |                 |
| 600             | -186          | -137          | 113           | -187          | -397          | 0             | 0                |                 |
| 620             | -168          | 44,2          | 197           | -175          | -102          | 0             | 0                |                 |
| 640             | -47,9         | 165           | 257           | -67,7         | 306           | 0             | 0                |                 |
| 660             | 133           | 183           | 238           | 89,2          | 644           | 0             | 0                |                 |
| 680             | 252           | 134           | 164           | 169           | 720           | 0             | 0                |                 |
| 700             | 200           | 66,1          | 79,3          | 93,4          | 439           | 0             | 0                |                 |
| 720             | 0             | 0             | 0             | 0             | 0             | 0             | 0                |                 |



Таблиця А.4 - Навантаження на корінні шийки

| φ°  | 1-й кривошип        |                       | 2-я коренная шейка  |                     |                      |                      | φ°  | 2-й кривошип        |                       | 3-я коренная шейка  |                     |                      |                      | φ°  | 3-й кривошип        |                       |
|-----|---------------------|-----------------------|---------------------|---------------------|----------------------|----------------------|-----|---------------------|-----------------------|---------------------|---------------------|----------------------|----------------------|-----|---------------------|-----------------------|
|     | Т <sub>1</sub> ', Н | К <sub>рк1</sub> ', Н | Т <sub>к2</sub> , Н | К <sub>к2</sub> , Н | Т <sub>кш2</sub> , Н | Р <sub>кш2</sub> , Н |     | Т <sub>2</sub> ', Н | К <sub>рк2</sub> ', Н | Т <sub>к3</sub> , Н | К <sub>к3</sub> , Н | Т <sub>кш3</sub> , Н | Р <sub>кш3</sub> , Н |     | Т <sub>3</sub> ', Н | К <sub>рк3</sub> ', Н |
| 1   | 2                   | 3                     | 4                   | 5                   | 6                    |                      | 7   | 8                   | 9                     | 10                  | 11                  | 12                   |                      | 13  | 14                  | 15                    |
| 0   | 0                   | 16400                 | 0                   | 3280                | 3280                 |                      | 180 | 0                   | -13100                | 0                   | -26800              | 26800                |                      | 540 | 0                   | -13800                |
| 20  | 2750                | 15100                 | 1840                | 2010                | 2730                 |                      | 200 | -901                | -13000                | -1810               | -26100              | 26200                |                      | 560 | -911                | -13100                |
| 40  | 3470                | 12200                 | 1620                | -602                | 1730                 |                      | 220 | -1840               | -12800                | -3700               | -25600              | 25900                |                      | 580 | -1850               | -12800                |
| 60  | 1860                | 9920                  | -684                | -2090               | 2200                 |                      | 240 | -2550               | -12000                | -5080               | -24000              | 24500                |                      | 600 | -2530               | -12000                |
| 80  | -602                | 9510                  | -2980               | -1160               | 3200                 |                      | 260 | -2380               | -10700                | -4670               | -21300              | 21800                |                      | 620 | -2290               | -10600                |
| 100 | -2240               | 10600                 | -3160               | 1050                | 3330                 |                      | 280 | -921                | -9550                 | -1570               | -19100              | 19100                |                      | 640 | -652                | -9520                 |
| 120 | -2500               | 12000                 | -1280               | 2210                | 2560                 |                      | 300 | 1210                | -9750                 | 3030                | -19700              | 19900                |                      | 660 | 1810                | -9910                 |
| 140 | -1830               | 12800                 | 477                 | 1500                | 1580                 |                      | 320 | 2310                | -11300                | 5730                | -23400              | 24100                |                      | 680 | 3430                | -12200                |
| 160 | -899                | 13000                 | 372                 | 1010                | 1070                 |                      | 340 | 1270                | -12000                | 4000                | -27100              | 27300                |                      | 700 | 2720                | -15000                |
| 180 | 0                   | 13100                 | 0                   | 6190                | 6190                 |                      | 360 | 0                   | -6880                 | 0                   | -23200              | 23200                |                      | 0   | 0                   | -16400                |
| 200 | 901                 | 13000                 | 4030                | 10000               | 10800                |                      | 380 | 3130                | -3030                 | 380                 | -18100              | 18100                |                      | 20  | -2750               | -15100                |
| 220 | 1840                | 12800                 | 3660                | 4830                | 6060                 |                      | 400 | 1820                | -7980                 | -1650               | -20200              | 20200                |                      | 40  | -3470               | -12200                |
| 240 | 2550                | 12000                 | 4080                | 2980                | 5050                 |                      | 420 | 1530                | -9030                 | -332                | -19000              | 19000                |                      | 60  | -1860               | -9920                 |
| 260 | 2380                | 10700                 | 5060                | 888                 | 5140                 |                      | 440 | 2680                | -9790                 | 3280                | -19300              | 19600                |                      | 80  | 602                 | -9510                 |
| 280 | 921                 | 9550                  | 4420                | -1700               | 4730                 |                      | 460 | 3500                | -11300                | 5740                | -21900              | 22600                |                      | 100 | 2240                | -10600                |
| 300 | -1210               | 9750                  | 2020                | -2960               | 3580                 |                      | 480 | 3230                | -12700                | 5730                | -24700              | 25300                |                      | 120 | 2500                | -12000                |
| 320 | -2310               | 11300                 | -70,5               | -2250               | 2250                 |                      | 500 | 2240                | -13500                | 4060                | -26300              | 26600                |                      | 140 | 1830                | -12800                |
| 340 | -1270               | 12000                 | -192                | -1720               | 1740                 |                      | 520 | 1080                | -13800                | 1980                | -26800              | 26900                |                      | 160 | 899                 | -13000                |
| 360 | 0                   | 6880                  | 0                   | -6890               | 6890                 |                      | 540 | 0                   | -13800                | 0                   | -26800              | 26800                |                      | 180 | 0                   | -13100                |
| 380 | -3130               | 3030                  | -4040               | -10100              | 10800                |                      | 560 | -911                | -13100                | -1810               | -26100              | 26200                |                      | 200 | -901                | -13000                |
| 400 | -1820               | 7980                  | -3670               | -4840               | 6080                 |                      | 580 | -1850               | -12800                | -3700               | -25600              | 25900                |                      | 220 | -1840               | -12800                |
| 420 | -1530               | 9030                  | -4060               | -2960               | 5030                 |                      | 600 | -2530               | -12000                | -5080               | -24000              | 24500                |                      | 240 | -2550               | -12000                |
| 440 | -2680               | 9790                  | -4970               | -838                | 5040                 |                      | 620 | -2290               | -10600                | -4670               | -21300              | 21800                |                      | 260 | -2380               | -10700                |



| Продовження табл.А.4 |       |       |       |       |      |     |       |        |       |        |       |     |      |        |
|----------------------|-------|-------|-------|-------|------|-----|-------|--------|-------|--------|-------|-----|------|--------|
| 1                    | 2     | 3     | 4     | 5     | 6    | 7   | 8     | 9      | 10    | 11     | 12    | 13  | 14   | 15     |
| 460                  | -3500 | 11300 | -4150 | 1740  | 4500 | 640 | -652  | -9520  | -1570 | -19100 | 19100 | 280 | -921 | -9550  |
| 480                  | -3230 | 12700 | -1420 | 2800  | 3140 | 660 | 1810  | -9910  | 3030  | -19700 | 19900 | 300 | 1210 | -9750  |
| 500                  | -2240 | 13500 | 1190  | 1350  | 1800 | 680 | 3430  | -12200 | 5730  | -23400 | 24100 | 320 | 2310 | -11300 |
| 520                  | -1080 | 13800 | 1650  | -1250 | 2070 | 700 | 2720  | -15000 | 4000  | -27100 | 27300 | 340 | 1270 | -12000 |
| 540                  | 0     | 13800 | 0     | -2580 | 2580 | 0   | 0     | -16400 | 0     | -23200 | 23200 | 360 | 0    | -6880  |
| 560                  | 911   | 13100 | -1830 | -1970 | 2690 | 20  | -2750 | -15100 | 380   | -18100 | 18100 | 380 | 3130 | -3030  |
| 580                  | 1850  | 12800 | -1610 | 620   | 1730 | 40  | -3470 | -12200 | -1650 | -20200 | 20200 | 400 | 1820 | -7980  |
| 600                  | 2530  | 12000 | 668   | 2080  | 2180 | 60  | -1860 | -9920  | -332  | -19000 | 19000 | 420 | 1530 | -9030  |
| 620                  | 2290  | 10600 | 2890  | 1110  | 3100 | 80  | 602   | -9510  | 3280  | -19300 | 19600 | 440 | 2680 | -9790  |
| 640                  | 652   | 9520  | 2900  | -1080 | 3090 | 100 | 2240  | -10600 | 5740  | -21900 | 22600 | 460 | 3500 | -11300 |
| 660                  | -1810 | 9910  | 681   | -2060 | 2170 | 120 | 2500  | -12000 | 5730  | -24700 | 25300 | 480 | 3230 | -12700 |
| 680                  | -3430 | 12200 | -1600 | -608  | 1710 | 140 | 1830  | -12800 | 4060  | -26300 | 26600 | 500 | 2240 | -13500 |
| 700                  | -2720 | 15000 | -1830 | 1970  | 2690 | 160 | 899   | -13000 | 1980  | -26800 | 26900 | 520 | 1080 | -13800 |
| 720                  | 0     | 16400 | 0     | 3280  | 3280 | 180 | 0     | -13100 | 0     | -26800 | 26800 | 540 | 0    | -13800 |

