

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет
Двигуни внутрішнього згорання

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

бакалавра

на тему Бензиновий 4-циліндровий двигун потужністю 70 кВт при 5700 хв⁻¹ для
легкового автомобіля

Виконав: студент 4 курсу, групи Т-419
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування

Освітня програма (спеціалізація)

Двигуни внутрішнього згорання

Демянков В.О.

Керівник д.т.н., професор Г. І. Слинко

Рецензент _____

Запоріжжя
2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет транспортний

Кафедра «Двигуни внутрішнього згорання»

Ступінь вищої освіти бакалавр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

ЗАТВЕРДЖУЮ

**Завідувач кафедри «Двигуни
внутрішнього згорання»**

_____ Слинько Г. І.
_____ 2023 року

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Демянков Віталій Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Бензиновий 4-циліндровий двигун потужністю 70 кВт при 5700 хв⁻¹ для легкового автомобіля

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

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від 29.5.2023 № 226

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 15 червня 2023 року.

2. Вихідні дані до проекту (роботи) 4-тактний 4-циліндровий бензиновий двигун потужністю 70 кВт при 5700 хв⁻¹ для легкового автомобіля.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) виконати тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі; виконати динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі; виконати розрахунок системи паливоподачі двигуна; розрахувати на міцність поршневе кільце; розробити креслення двигуна.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) результати теплового розрахунку двигуна; результати динамічного розрахунку двигуна; поршневе кільце; повздовжній та поперечний розрізи двигуна, схема системи живлення

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-6	Слинько Г.І., д.т.н., професор		
нормо-контроль	Слинько В.В., ст. викладач		

7. Дата видачі завдання «01» травня 2023 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Срок виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	02.05.2023	
2	Розділ 1 Техніко-економічне обґрунтування проекту	05.05.2023	
3	Розділ 2 Тепловий розрахунок двигуна	10.05.2023	
4	Розділ 3 Динамічний розрахунок двигуна	15.05.2023	
5	Розділ 4 Конструювання двигуна	20.05.2023	
6	Розділ 5 Розрахунок системи живлення двигуна	25.05.2023	
7	Розділ 6 Розрахунок на міцність поршневого кільця	30.05.2023	
8	Розробка креслень	01.06.2023	
9	Формування висновків з роботи	05.06.2023	
10	Оформлення роботи, нормоконтроль	10.06.2023	
11	Розробка презентації та доповіді до захисту	15.06.2023	
12	Термін представлення закінченої роботи до перегляду на кафедрі	19.06.2023	

Студент(ка)

_____ (підпис)

Демянков В.О.

Керівник проекту (роботи)

_____ (підпис)

Слинько Г.І.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 70 с., 9 табл., 15 рис., 9 джерел, 1 додаток.

БЕНЗИНОВИЙ ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, КОРИННА ШИЙКА, КРУТНИЙ МОМЕНТ, ПАЛЕЦЬ ПОРШНЕВИЙ, ПОТУЖНІСТЬ, РОЗПОДІЛЕНЕ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА, СИЛА, ФОРСУНКА, ШАТУННА ШИЙКА

В роботі виконано проектування бензинового 4-тактного 4-циліндрового двигуна потужністю 70 кВт при 5700 хв^{-1} для легкового автомобіля. Розроблено складальні креслення двигуна. Розраховано систему живлення двигуна з розподіленим впорскуванням, яка забезпечує якісне сумішоутворення і відповідність сучасним екологічним вимогам.

Виконано тепловий і динамічний розрахунки двигуна. Розраховано індикаторні та ефективні показники двигуна; сили, діючі в кривошипно-шатунному механізмі, на корінні та шатунні шийки; крутні моменти на колінчастому валі.

Розраховано на міцність верхнє компресійне поршневе кільце. Розраховано позитивний зазор в замку поршневого кільця.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ	6
1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТА ДВИГУНА	9
2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	13
2.1 Методи вирішення задачі	13
2.2 Підготовка даних до теплового розрахунку	14
2.3 Контроль результатів теплового розрахунку	22
3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	25
3.1 Розрахунок основних сил та крутного моменту	25
3.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму	30
3.3 Сили інерції обертальних мас	31
3.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу	32
3.5 Сили, діючі на корінну шийку колінчастого валу	33
3.6 Крутні моменти, діючі в кривошипно-шатунному механізмі	37
4 КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНА	45
5 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ	49
5.1 Вибір системи живлення	49
5.2 Визначення октанового числа бензину	52
5.3 Розрахунок форсунки системи центрального впорскування	52
6 РОЗРАХУНОК ПОРШНЕВОГО КІЛЬЦЯ	55
ВИСНОВКИ	62
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	65
ДОДАТОК А СПЕЦИФІКАЦІЇ СКЛАДАЛЬНИХ КРЕСЛЕНЬ	66

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;

ОЧ – октанове число;

d_c – діаметр соплового отвору, мм;

F_{π} – площа перерізу циліндра, m^2 ;

g_e – питома ефективна витрата палива, $kg/(kWt \cdot год)$;

g_i – питома індикаторна витрата палива, $kg/(kWt \cdot год)$;

H_u – нижча теплота згорання, $MДж/kg$;

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

$K_{R_{ш}}$ – сили інерції обертальних мас шатуна, H ;

K_{R_k} – сили інерції обертальних мас кривошипа, H ;

K_{p_k} – сила, діюча на коліно валу по кривошипу, H ;

L_i – індикаторна робота, $Дж/цикл$;

ℓ_o – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 kg палива, kg/kg ;

M – крутний момент, $H \cdot m$

m_A – маса частин, що поступально рухаються, приведена до точки А (центр осі поршневого пальця), kg ;

m_T – молекулярна маса;

$m_{шк}$ – маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа, kg ;

$m_{ш}$ – маса шатунної групи, kg ;

m_R – маси, що здійснюють обертальний рух, kg ;

m_{π} – маса поршневої групи, kg ;

m_j – маси, що здійснюють зворотньо-поступальний рух, kg ;

n – частота обертання колінчастого валу, xv^{-1} ;

N – бокова сила, що діє на поршень;

N_e – ефективна потужність, kWt ;

p – тиск в циліндрі при заданому куті повороту колінчастого валу, Па;

P – сила, що діє на поршень уздовж осі циліндра, Н;

P_k – сила, діюча на шатунну шийку по кривошипу, Н;

p_o – атмосферний тиск, Па;

p_e – середній ефективний тиск, Па;

p_i – середній індикаторний тиск, Па;

r_k – радіус кривошипа, м;

$R_{кш}$ – сила, діюча на корінну шийку, Н;

$R_{шш}$ – результуюча сила, що діє на шатунну шийку, Н;

R_k – результуюча сила, діюча на коліно валу, Н;

S – сила, що діє вздовж осі шатуна;

T – тангенціальна сила, що діє на кривошип;

T_a – температура повітря на початку процесу стиснення, К;

T_k – температура повітря на впуску, К;

$V_{ц}$ – циклова подача форсунки, мм³/цикл;

V_h – робочий об'єм циліндра, м².

w_{ϕ} – середня швидкість витікання палива через сопловий отвір, м/с;

ΔT – підігрів повітря на впуску, К;

Δ_k – монтажний зазор у прямому замку поршневого кільця в холодному стані, мм;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

β – кут між віссю циліндра і віссю шатуна;

λ_k – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна;

η_i – індикаторний ККД;

η_m – механічний ККД;

η_v – коефіцієнт наповнення;

$\sigma_{из}$ – напруження вигину, МПа;

ϕ – кут повороту колінчастого валу, ° ПКВ;

φ_c – кут початку згорання, ° ПКВ;

$\varphi_{оп}$ – кут випередження запалювання, ° ПКВ;

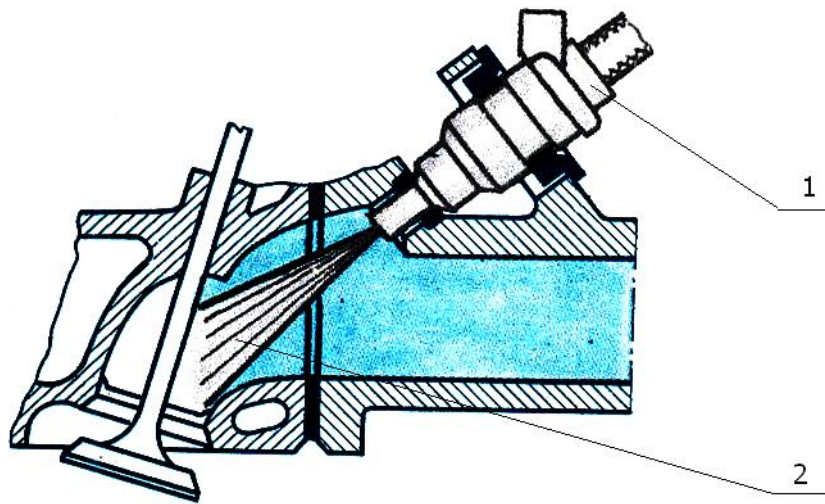
ω – кутова швидкість обертання колінчастого валу рад/с;

° ПКВ – градуси кута повороту колінчастого валу;

1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТА ДВИГУНА

Відповідно до завдання, необхідно спроектувати бензиновий 4-тактний 4-циліндровий двигун потужністю 70 кВт при 5700 хв^{-1} для легкового автомобіля.

Пропонується оснастити проєктований двигун сучасною системою живлення, а саме системою розподіленого впорскування. Впорскування бензину форсункою у впускний колектор перед впускним клапаном (рис. 1.1) забезпечує поліпшення якості паливоповітряної суміші (за рахунок меншого розміру частинок палива, паливо менше осідає краплями на стінки впускного колектора), більш точного дозування потрібної кількості палива на різних режимах роботи двигуна. Порівняно з карбюраторним ДВЗ, двигун з впорскуванням більш прийомистий.



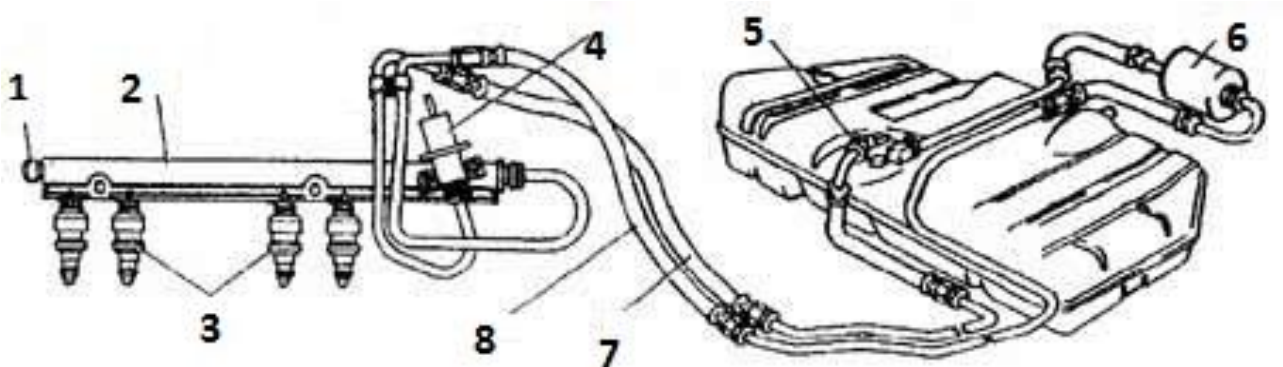
1 – форсунка; 2 – струмінь розпиленого палива

Рисунок 1.1 – Схема підготовки паливоповітряної суміші

Основний економічний ефект від застосування системи розподіленого впорскування палива на проєктованому двигуні полягає в економії палива. Така система дозволяє працювати на більш бідних сумішах (до $\alpha = 1,05 \dots 1,1$), що

забезпечує економію палива до 15 % (при збереженні потужності) та поліпшення динаміки двигуна.

На відміну від карбюраторних ДВЗ, в інжекторних двигунах є конструктивно нові елементи (рис. 1.2): паливний електронасос високого тиску, паливна рампа, електромагнітна форсунка.



1 – штуцер контролю тиску палива; 2 – рампа форсунок; 3 – паливні форсунки;
4 – регулятор тиску палива; 5 – модуль електробензонасосу; 6 – паливний
фільтр; 7 – зливальний паливопровід; 8 – подаючий паливопровід

Рисунок 1.2 – Будова система подачі палива інжекторного двигуна

Електробензонасос 5 постійно нагнітає паливо з паливного бака в паливопровід. На інжекторних автомобілях застосовується модуль занурювального типу, який розташовується безпосередньо в паливному баку та охолоджується бензином. Тиск палива, що створюється насосом, значно більше необхідного для нормальної роботи двигуна на будь-яких режимах (до 0,6 МПа).

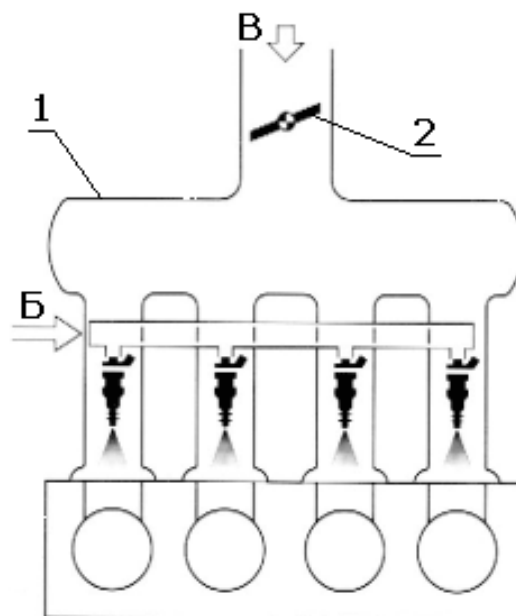
Паливна рампа виконує функцію акумулятора палива, яке заповнює рампу та рівномірно розподіляється на всі форсунки. На паливній рампі, крім форсунок, розташовуються регулятор тиску палива та штуцер контролю тиску паливної системи. Розміри та конструктивне виконання рампи усувають локальні пульсації тиску палива внаслідок резонансів під час роботи форсунок.

Кількість палива, що впорскується, має залежати тільки від тривалості

впорскування — часу відкритого стану форсунки. Тому різниця між тиском палива у паливній рампі та тиском у впускній трубці (перепад тиску на форсунках) повинна залишатися постійною. Для цього служить регулятор тиску палива, який пропускає назад у бак надлишки палива.

Електромагнітна форсунка – основний пристрій дозування палива. Електромагнітна форсунка має клапанну голку з насадженим магнітним сердечником. Вона дуже точно пригнана у корпусі розпилювача. У спокійному стані спіральна пружина притискає клапанну голку до сидла ущільнювача корпусу розпилювача і закриває вихідний паливний отвір. При проходженні електричного струму сердечник з клапанною голкою піднімається (на 60...100 мкм) і паливо впорскується через калібрований отвір. Залежно від способу упорскування, частоти обертання та навантаження двигуна час включення становить 1,5...18 мс при частоті спрацьовування 3...125 Гц. Залежність кількості палива, що пройшло через форсунку, від часу відкриття за постійної різниці тисків — найважливіший показник роботи форсунки.

У системі повітроподачі повітря подається через дросельну заслінку в ресивер (рис. 1.3), де він акумулюється, і надходить в канали впускного колектора.



1 – ресивер; 2 – дросельна заслінка

Рисунок 1.3 – Схема подачі бензину (Б) і повітря (В)

Залежно від ступеня відкриття дросельної заслінки змінюється кількість повітря, що надходить у двигун. За значенням витрати повітря електронний контролер розраховує необхідну кількість палива. На холостому ходу (дросельна заслінка закрита) повітря надходить через керований клапан – регулятор холостого ходу.

Системи паливоподачі розподіленого впорскування управляються за допомогою електронного блоку управління (ЕБУ) та набору датчиків, приєднаних до ЕБУ джгутом проводів низької напруги:

- датчик положення колінчастого валу;
- датчик частоти обертання колінчастого валу;
- датчик масової витрати повітря;
- датчик температури охолоджуючої рідини;
- датчик положення дросельної заслінки;
- датчик швидкості руху автомобіля;
- датчик детонації;
- датчик кисню (ДК);
- датчик фази (положення розподільного валу);
- датчик нерівної дороги,

а також виконавчих пристроїв:

- форсунки;
- бензонасос;
- модуль запалення;
- регулятор холостого ходу;
- клапан системи уловлювання парів бензину (адсорбер).

2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

2.1 Методи вирішення задачі

Тепловий розрахунок термодинамічного циклу двигуна виконується за стандартною методикою [1] з використанням комп'ютерної програми Engine Calculation.

Результатом теплового розрахунку в програмі Engine Calculation є:

– індикаторні показники двигуна:

а) індикаторна робота L_i ;

б) середній індикаторний тиск p_i ;

в) індикаторний ККД η_i ;

г) питома індикаторна витрата палива g_i ;

– ефективні показники двигуна:

а) ефективна потужність двигуна N_e ;

б) середній ефективний тиск p_e ;

в) питома витрата палива g_e ;

г) ефективний ККД η_e ;

– значення величин стану робочого тіла (температура, тиск) протягом циклу.

Для розрахунку в програмі Engine Calculation використана фізико-математична модель другого рівня другої модифікації

Дана ФММ включає чотири основні диференціальні рівняння:

– перше кінематичне рівняння, або рівняння зміни об'єму робочої порожнини;

– рівняння балансу маси;

– рівняння енергетичного балансу;

– рівняння стану робочого тіла і ряд інших додаткових рівнянь в диференціальній або кінцевій формі. Ці додаткові рівняння потрібні для

визначення величин, що входять у вигляді окремих членів або множників в основні рівняння.

Математичним формулюванням ФММ другого рівня є система 4-х рівнянь в диференціальній формі [1, 5]:

$$\left. \begin{aligned} dV &= F_n r_k \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi; \\ dm &= \Delta m_{\tau u} \cdot dx; \\ dT &= \frac{1}{c_{v,m}} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T; \\ \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} &= \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

2.2 Підготовка даних до теплового розрахунку

Виконуємо оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску p_e залежно від тиску наддуву p_k , температури наддувочного повітря T_k і типу двигуна. Оскільки наддуву немає ($p_k = p_o = 101,3$ кПа, $T_k = T_o = 293$ К) приймаємо $p_e = 0,87$ МПа. Далі розраховуємо робочий об'єм даного циліндра

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\tau}{n} = \frac{70 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,87 \cdot 10^6} \cdot \frac{2 \cdot 60}{5700} = 0,0004235 \text{ м}^3. \quad (2.2)$$

Розраховуємо діаметра циліндра:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,0004235}{3,14 \cdot 1,05}} = 0,0801 \text{ м}, \quad (2.3)$$

де $S/D = 1,05$ – приймаємо за прототипом.

Округлюємо до найближчого значення $D = 0,08 \text{ м} = 80 \text{ мм}$.

Хід поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D} = 0,08 \cdot 1,05 = 0,084 \text{ м.} \quad (2.4)$$

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = \frac{0,084}{2} = 0,042 \text{ м.} \quad (2.5)$$

Уточнюємо величину робочого об'єму циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,08^2}{4} \cdot 0,084 = 0,000422 \text{ м}^3. \quad (2.6)$$

Далі розраховуємо усі величини, які використовуються в комп'ютерній програмі Engine Calculation, заносимо їх до таблиці 2.1.

Тактність – 4-тактний.

Конфігурація – рядний.

Паливо – бензин.

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

Показник процесу згорання вибирають на основі рекомендацій [1]. Для бензинових ДВЗ $m_1 = 3,2 \dots 4,0$. Приймаємо $m_1 = 3,5$.

Площа плоскої поверхні поршня, перпендикулярна осі циліндра

$$F_n = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,14}{4} \cdot 0,08^2 = 0,00502 \text{ м}^2. \quad (2.7)$$

Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$ є конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-шатунового механізму. Для автотракторних ДВЗ $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$ [1]. За

геометричними даними двигуном-прототипом приймаємо довжину шатуна $L_{ш} = 0,15$ м.

Тоді

$$\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}} = \frac{0,042}{0,15} = 0,285. \quad (2.8)$$

Площа теплообміну поршня $F_{п}'$ залежить від конфігурації днища. У проектованого двигуна днище має напівсферичну форму, тому $F_{п}' > F_{п}$,

$$F_{п}' = 1,1 \cdot F_{п} = 1,1 \cdot 0,00502 = 0,00553 \text{ м}^2. \quad (2.9)$$

Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення. У проектованого двигуна камера стиснення має клиновидну форму, тому

$$F_k = 1,15 \cdot F_{п} = 1,15 \cdot 0,00502 = 0,00578 \text{ м}^2. \quad (2.10)$$

Об'єм камери стиснення

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{3,14}{2} 0,08^2 \cdot 0,042 \cdot \frac{1}{9,5 - 1} = 49,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (2.11)$$

Двигун не має наддуву, тому тиск $p_k = p_o = 101300$ Па.

Температура повітря на вході в двигун $T_k = T_o = 293$ К.

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

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} = 360 - 30 = 330^\circ \text{ ПКВ}, \quad (2.12)$$

де $\Delta\varphi_{оп} = 30^\circ$ – приймаємо для номінального режиму роботи двигуна;

Кут кінця згорання пов'язаний з кутовою тривалістю згорання $\Delta\varphi_{сг}$

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{сг} = 330 + 55 = 385^\circ \text{ ПКВ.} \quad (2.13)$$

Кутова швидкість обертання кривошипа ω визначається від частоти обертання колінчастого валу n , с^{-1} :

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5700}{60} = 596,6 \text{ с}^{-1}. \quad (2.14)$$

Коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі приймаємо $\alpha = 0,93$.

Циклова подача палива знаходиться в залежності від циклового заряду повітря $\Delta m_{вц}$

$$\Delta m_{вц} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,000422 \cdot 1,205 \cdot 0,722 = 0,3672 \text{ г/цикл,} \quad (2.15)$$

де щільність заряду на вході в циліндр визначається за формулою

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{101300}{287 \cdot 293} = 1,205 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (2.16)$$

коефіцієнт наповнення дорівнює

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{вп}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_\Gamma}, \quad (2.17)$$

$$\eta_v = \frac{9,5}{9,5 - 1} \cdot \frac{101300 - 10130}{101300} \cdot \frac{293}{293 + 15 + 0,1 \cdot 1000} = 0,722.$$

де $\Delta p_{\text{вп}} = 0,1 \cdot p_{\text{к}} = 0,1 \cdot 101300 = 10130$ Па – втрата тиску на впуску;

$\Delta T = 15$ К – підігрів заряду на впуску;

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

$T_{\text{Г}} = 1000$ К – температура залишкових газів.

Тоді циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{ТЦ}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_{\text{o}}} = \frac{0,0003672}{0,93 \cdot 14,96} = 0,0264 \text{ г/цикл.} \quad (2.18)$$

Середня температура стінок T_{w} залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра) [1]. Оскільки двигун має чавунний блок циліндрів, а кришка циліндра і поршень з алюмінієвих сплавів, приймаємо $T_{\text{w}} = 460$ К.

Далі розраховуємо початкові умови циклу:

– початковий тиск

$$p_{\text{a}} = p_{\text{к}} - \Delta p_{\text{вп}} = 101300 - 10130 = 91170 \text{ Па;} \quad (2.19)$$

– початкова температура

$$T_{\text{a}} = \frac{1}{1 + \gamma} (T_{\text{к}} + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_{\text{Г}}), \quad (2.20)$$

$$T_{\text{a}} = \frac{1}{1 + 0,1} (293 + 15 + 0,1 \cdot 1000) = 370,9 \text{ К;}$$

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

$$m_{\text{a}} = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,1) \cdot 0,0003672 = 0,404 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл;} \quad (2.21)$$

– початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{9,5}{9,5 - 1} \cdot 0,000422 = 471,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 \quad (2.22)$$

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

$$\begin{aligned} P_a V_a &= R m_a T_a, & (2.23) \\ 91170 \cdot 471,7 \cdot 10^{-6} &= 287 \cdot 0,404 \cdot 10^{-3} \cdot 370,9, \\ 43,0049 &= 43,0051. \end{aligned}$$

$$\text{Похибка цього рівняння складає } \left| \frac{43,0049 - 43,0051}{43,0049} \right| \cdot 100\% = 0,0005 \text{ \%}.$$

Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси частин, що поступально рухаються і обертаються. Приведена маса частин, що поступально рухаються, включає масу поршневого комплексу (поршня, пальця, кілець) і частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця:

$$\begin{aligned} m_A &= [m'_n + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_ш] \cdot F_{II}, & (2.24) \\ m_A &= [100 + 0,25 \cdot 150] \cdot 0,00502 = 0,691 \text{ кг}, \end{aligned}$$

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

Величини $m'_n = 100 \text{ кг/м}^2$ і $m'_ш = 150 \text{ кг/м}^2$ в правій частині формули визначають на основі статистичних даних існуючих конструкцій ДВЗ [1] і двигуна-прототипа.

Розраховані величини заносимо до таблиці 2.1. Після розрахунку в програмі Engine Calculation отримано протоколи теплового (таблиця 2.2) і динамічного (таблиця 3.1) розрахунків.

Таблиця 2.1 – Дані для розрахунку робочого циклу бензинового двигуна

№	Найменування величини	Значення величин	Позначення і одиниці виміру
I.	Тактність	4-тактний	–
II.	Паливо	бензин	–
III.	Тип двигуна		
	1. Теплота згорання палива	44	$H_{ит}, \text{МДж/кг}$
	2. Показник процесу згорання	3,5	m_1
IV.	Конструктивні дані		
	2. Кількість циліндрів	4	i
	4. Рядний; V-подібний	рядний	–
	5. Діаметр циліндра	0,08	$D, \text{м}$
	6. Площа поршня	$5,024 \cdot 10^{-3}$	$F_{п}, \text{м}^2$
	7. Радіус кривошипа	0,042	$r_{к}, \text{м}$
	8. Відношення $\lambda_{к} = \frac{r_{к}}{L_{ш}}$	0,285	$\lambda_{к}$
	9. Площа теплообміну поршня	$5,53 \cdot 10^{-3}$	$F_{п}', \text{м}^2$
	10. Площа теплообміну кришки	$5,78 \cdot 10^{-3}$	$F_{к}, \text{м}^2$
	11. Об'єм камери стиснення	$49,6 \cdot 10^{-6}$	$V_{с}, \text{м}^3$
V.	Наддув		
	12. Тиск наддуву	101300	$p_{к}, \text{Па}$
	12. Температура повітря	293	$T_{к}, \text{К}$
VI.	Регульовальні дані		
	14. Кут початку згорання	330	$\varphi_{с}, \text{град.}$
	15. Кут кінця згорання	385	$\varphi_{z}, \text{град.}$
VII.	Режимні дані		
	16. Кутова швидкість валу	596,6	$\omega, \text{рад/с}$
	17. Коефіцієнт надлишку повітря	0,93	α
	18. Циклова подача палива	0,0264	$\Delta m_{тц}, \text{г/цикл}$
	19. Середня температура стінок	460	$T_w, \text{К}$
VIII.	Початкові умови		
	20. Тиск	91170	$p_a, \text{Па}$
	21. Температура	370,9	$T_a, \text{К}$
	22. Маса робочого тіла	0,404	$m_a, \text{г/цикл}$
	22. Об'єм робочої порожнини	$0,4717 \cdot 10^{-3}$	$V_a, \text{м}^3$
IX.	Дані до динамічного розрахунку		
	24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	0,691	$m_A, \text{кг}$
X.	Розрахунковий крок	1	$\Delta\varphi, \text{град.}$

Студент групи Т-419

Керівник д.т.н., професор

Демянков В. О.

Слинько Г. І.

Таблиця 2.2 – Протокол теплового розрахунку бензинового двигуна на номінальному режимі

φ , °ПКВ	P, кПа	T, К	m, г	$V \cdot 10^3$, м ³
180	88,4	370,9	0,404	0,4713
190	89,1	372,1	0,404	0,4690
200	91,1	374,7	0,404	0,4621
210	94,5	378,9	0,404	0,4505
220	99,5	384,9	0,404	0,4344
230	106,7	392,9	0,404	0,4136
240	116,6	403,2	0,404	0,3884
250	130,2	416,4	0,404	0,3591
260	149,1	433,0	0,404	0,3262
270	175,5	453,8	0,404	0,2905
280	213,0	479,7	0,404	0,2530
290	267,7	512,1	0,404	0,2149
300	349,5	552,5	0,404	0,1776
310	474,9	602,7	0,404	0,1425
320	670,0	664,2	0,404	0,1113
330	969,5	736,8	0,404	0,0854
340	1413,4	828,2	0,404	0,0658
350	2428,8	1155,6	0,406	0,0537
360	5157,9	2221,9	0,414	0,0496
370	6999,0	3175,8	0,426	0,0537
380	5974,1	3288,6	0,43	0,0658
390	4199,8	2996,2	0,43	0,0854
400	2920,4	2717,7	0,43	0,1113
410	2085,9	2485,1	0,43	0,1425
420	1546,6	2295,2	0,43	0,1776
430	1192,2	2140,9	0,43	0,2149
440	953,2	2015,3	0,43	0,2530
450	787,8	1912,8	0,43	0,2905
460	670,8	1828,7	0,43	0,3262
470	586,3	1759,6	0,43	0,3591
480	524,6	1702,8	0,43	0,3884
490	479,1	1656,1	0,43	0,4136
500	445,6	1617,8	0,43	0,4344
510	421,4	1586,7	0,43	0,4505
520	404,4	1561,8	0,43	0,4621
530	393,5	1542,4	0,43	0,4690
540	382,7	1529,2	0,43	0,4713

Форд

Дата:06.04.2023

 $L_i = 510,303788$ Дж/цикл $P_i = 1210168,345676$ Па $\eta_i = 0,487316$ $g_i = 0,186242$ кг/(кВт·год)

2.3 Контроль результатів теплового розрахунку

Протокол теплового розрахунку (таблиця 2.2) містить запис параметрів робочого тіла (тиску p , температури T , маси m , об'єму V) при різних кутах повороту кривошипа колінчастого валу (ПКВ) φ . Розрахунковий діапазон зміни кута повороту кривошипа для 4-тактного ДВЗ $\varphi = 0 \dots 720^\circ$ ПКВ.

У кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники:

– індикаторна робота $L_i = 510,304$ Дж/цикл;

– середній індикаторний тиск $p_i = 1,2102$ МПа;

– індикаторний ККД $\eta_i = 0,4873$;

– питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,1862 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$.

Питомі індикаторні показники ДВЗ порівнюють з досягнутими нині передовими двигунобудівельними фірмами (таблиця 2.3). Розрахований двигун має покращені показники ефективності (p_i) та економічності (g_i, η_i).

Таблиця 2.3 – Індикаторні показники сучасних двигунів [1]

Тип двигунів	p_i , МПа	η_i	g_i , кг/(кВт·год)
Бензинові без наддува	1,10 ... 1,20	0,35 ... 0,40	0,205 ... 0,250
Бензинові з наддувом	1,30 ... 1,60	0,38 ... 0,43	0,190 ... 0,215

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна є тиск і температура робочого тіла. У протоколі теплового розрахунку знаходимо величини максимального тиску $p_{\max} = 7,019$ МПа і максимальної температури $T_{\max} = 3341,2$ К. Для забезпечення надійної і тривалої роботи двигуна треба, щоб вони не перевершували відповідні максимально допустимі $p_{\text{доп}}$ і $T_{\text{доп}}$, наведені в таблиці 2.4. Розрахована температура робочого тіла за цикл T_{\max} перевищує рекомендовані значення. Для її зниження можна запропонувати збагатити паливо повітряну суміш – зменшити величину коефіцієнта надлишку повітря α .

Таблиця 2.4 – Максимальний тиск і температура за цикл [1]

Тип двигунів	$p_{\text{доп}}$, МПа	$T_{\text{доп}}$, К
Бензинові	8 ... 10	3000 ... 3200

Контрольною величиною для оцінки результатів розрахунку є ефективна потужність двигуна

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 4 \cdot 510,304 \cdot \frac{5700}{2 \cdot 60} \cdot 0,72 = 69,81 \text{ кВт}, \quad (2.25)$$

де η_m – механічний ККД двигуна, який враховує вплив механічних втрат, і середній ефективний тиск

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,2102 \cdot 0,72 = 0,871 \text{ МПа}. \quad (2.26)$$

Похибка розрахунку складає:

$$- \text{за ефективною потужністю } \left| \frac{69,81 - 70}{70} \right| \cdot 100 = 0,3 \%;$$

$$- \text{за середнім ефективним тиском } \left| \frac{0,871 - 0,87}{0,87} \right| \cdot 100 = 0,2 \%.$$

За отриманими значеннями похибок можна стверджувати, що тепловий розрахунок виконано вірно.

Розрахуємо інші ефективні показники двигуна: ефективну питому витрату палива g_e

$$g_e = g_i / \eta_m = 0,1862 / 0,72 = 0,2586 \text{ кг/(кВт·год)}; \quad (2.27)$$

та ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,4873 \cdot 0,72 = 0,351. \quad (2.28)$$

За даними таблиці 2.2 будемо індикаторні діаграми двигуна температури та тиску двигуна (рисунок 2.1). Через особливості використаної ФММ та програми Engine Calculation криві p , T показано тільки для процесів стиснення та розширення ($\varphi = 180 \dots 540^\circ$ ПКВ).

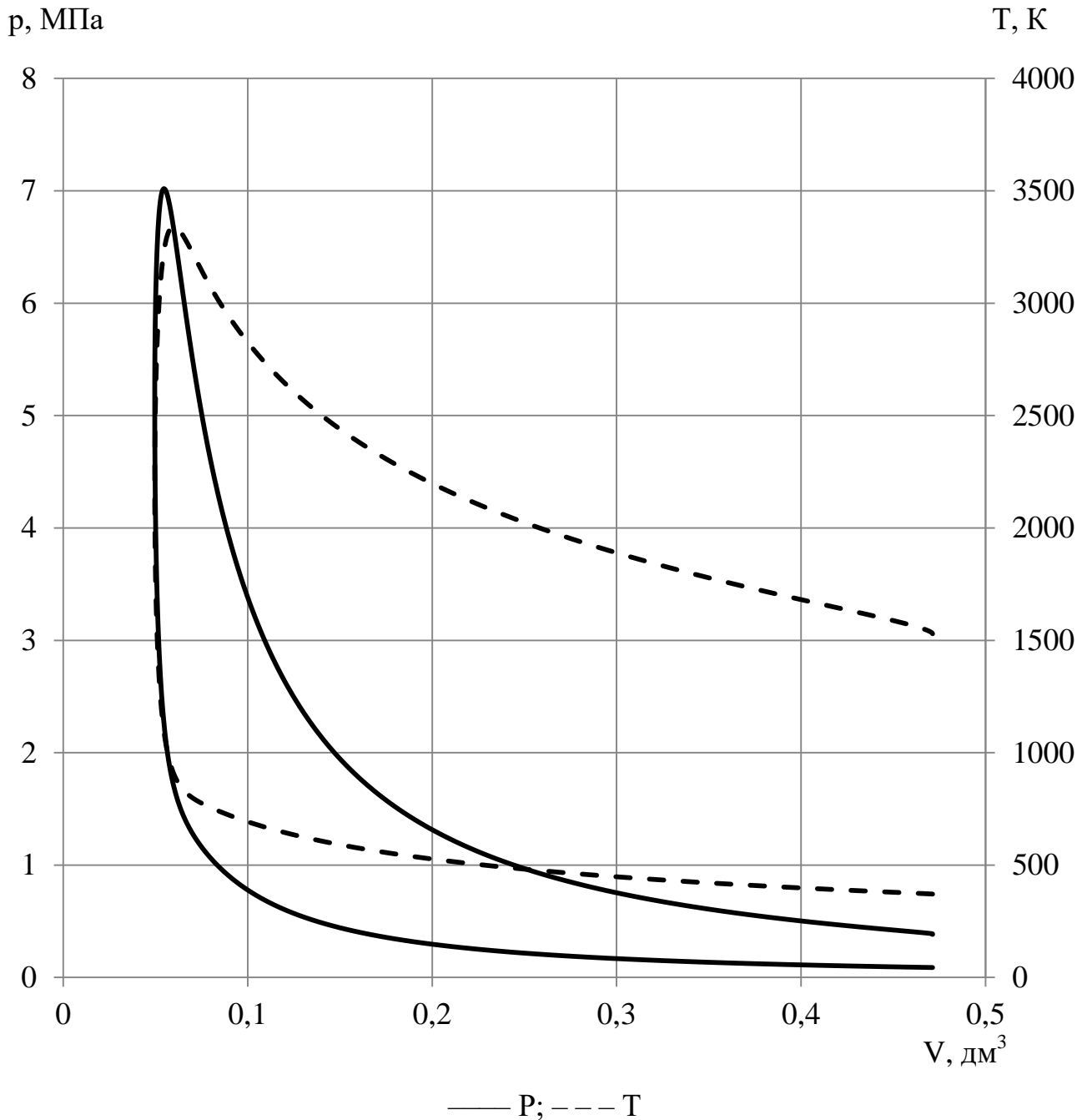


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма температури та тиску бензинового 4-тактного двигуна на номінальному режимі

3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

Динамічний розрахунок двигуна виконують з метою визначення основних сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (на поршень – осьової сили P і бічної сили N , на шатун – сили S , на кривошип – тангенціальної сили T і нормальної сили K), і крутного моменту на кривошипі від одного циліндра M (див. рисунок 2.1).

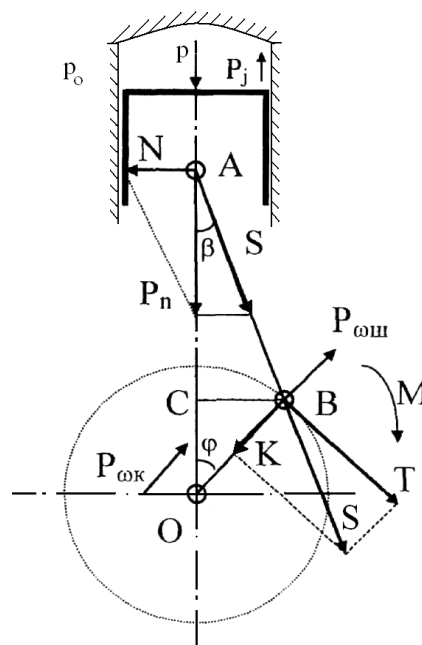


Рисунок 3.1 – Схема дії сил в кривошипно-шатунному механізмі [1]

3.1 Розрахунок основних сил та крутного моменту

Протокол динамічного розрахунку (таблиця 3.1) містить запис основних сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (на поршень – осьової сили P і бічної сили N , на шатун – сили S , на кривошип – тангенціальної сили T і нормальної сили K), і крутного моменту на кривошипі від одного циліндра M .

В протоколі динамічного розрахунку результати записані в діапазоні зміни кута повороту валу $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = 720^\circ$ (повний цикл для чотиритактних ДВЗ) з кроком запису $\Delta\varphi = 20^\circ$. Проводимо розрахунок для кута $\varphi = 300^\circ$ ПКВ, для інших кутів від $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = 720^\circ$ розрахунки виконуються аналогічно.

Сила, що діє на поршень уздовж осі циліндра

$$P = (p - p_o) \cdot F_{\pi} - m_A r_k \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_k \cos 2\varphi), \quad (3.1)$$

$$P = (349500 - 101300) \cdot 0,00502 - \\ - 0,691 \cdot 0,042 \cdot 596,6^2 \cdot (\cos 300^\circ + 0,285 \cdot \cos 600^\circ) = -2447,1 \text{ Н,}$$

де p – тиск в циліндрі при заданому куті повороту колінчастого валу, Па;

p_o – тиск в картері, приймаємо рівним атмосферному тиску, Па;

F_{π} – площа перерізу циліндра, м^2 ;

m_A – маса частин, що поступально рухаються, приведена до точки А (центр осі поршневого пальця), кг;

r_k – радіус кривошипа, м;

ω – кутова швидкість обертання колінчастого валу рад/с;

φ – кут повороту колінчастого валу, $^\circ$ ПКВ;

λ_k – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна.

Значення тригонометричних функцій знаходимо за допомогою табличних даних [7]. Бокова сила, що діє на поршень

$$N = P \cdot \text{tg}\beta \quad (3.2)$$

$$N = -2447,1 \cdot \text{tg } 14^\circ 48' = 623,3 \text{ Н}$$

де β – кут між віссю циліндра і віссю шатуна

$$\beta = \arcsin(\lambda_k \cdot \sin\varphi), \quad (3.3)$$

$$\beta = \arcsin(0,285 \cdot \sin 300^\circ) = -0,2494 \text{ рад.} = 14^\circ 48'$$

Таблиця 3.1 – Протокол динамічного розрахунку двигуна

φ, ° ПКВ	P, Н	N, Н	S, Н	T, Н	K, Н	M, Н·м
0	-13324,7	0,0	-13324,7	0,0	-13324,7	0,0
20	-12013,0	-1176,6	-12070,5	-5214,3	-10886,1	-219,0
40	-8475,2	-1579,3	-8621,1	-6657,6	-5477,2	-279,6
60	-3743,8	-953,5	-3863,3	-3719,0	-1046,1	-156,2
80	921,8	269,6	960,5	954,7	-105,4	40,1
100	4509,4	1318,7	4698,2	4211,9	-2081,7	176,9
120	6586,1	1677,5	6796,3	4865,0	-4745,8	204,3
140	7351,1	1369,9	7477,6	3675,8	-6511,8	154,4
160	7400,8	724,8	7436,2	1850,1	-7202,4	77,7
180	7321,1	0,0	7321,1	0,0	-7321,1	0,0
200	7400,3	-724,8	7435,7	-1850,0	-7201,9	-77,7
220	7392,9	-1377,7	7520,2	-3696,7	-6548,9	-155,3
240	6713,8	-1710,0	6928,1	-4959,3	-4837,8	-208,3
260	4800,1	-1403,7	5001,2	-4483,5	-2215,9	-188,3
280	1533,4	-448,4	1597,6	-1588,0	-175,3	-66,7
300	-2447,1	623,3	-2525,2	2430,9	-683,8	102,1
320	-5569,3	1037,8	-5665,2	4374,9	-3599,2	183,7
340	-5375,2	526,5	-5400,9	2333,2	-4871,0	98,0
360	12110,3	0,0	12110,3	0,0	12110,3	0,0
380	17519,3	1715,9	17603,1	7604,4	15875,9	319,4
400	5727,7	1067,4	5826,3	4499,4	3701,6	189,0
420	3562,5	907,4	3676,3	3538,9	995,5	148,6
440	5249,2	1535,0	5469,0	5436,0	-600,2	228,3
460	7419,0	2169,5	7729,7	6929,5	-3424,8	291,0
480	8761,7	2231,6	9041,4	6472,0	-6313,4	271,8
500	9130,4	1701,4	9287,6	4565,5	-8088,0	191,8
520	8973,2	878,9	9016,1	2243,2	-8732,6	94,2
540	8798,5	0,0	8798,5	0,0	-8798,5	0,0
560	8308,5	-813,7	8348,2	-2077,0	-8085,7	-87,2
580	7702,9	-1435,4	7835,5	-3851,7	-6823,4	-161,8
600	6687,8	-1703,4	6901,3	-4940,1	-4819,0	-207,5
620	4611,1	-1348,4	4804,2	-4306,9	-2128,6	-180,9
640	1023,6	-299,3	1066,4	-1060,0	-117,0	-44,5
660	-3642,1	927,6	-3758,3	3617,9	-1017,7	152,0
680	-8373,5	1560,4	-8517,6	6577,7	-5411,5	276,3
700	-11911,3	1166,6	-11968,3	5170,2	-10793,9	217,1
720	-13223,0	0,0	-13223,0	0,0	-13223,0	0,0

Розраховуємо силу, що діє на шатун:

$$S = \frac{P}{\cos\beta}, \quad (3.4)$$

$$S = \frac{-2447,1}{0,9691} = -2525,2 \text{ Н.}$$

Розраховуємо сили, що діють на кривошип – тангенціальна сила T і нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі K

$$T = P \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}. \quad (3.5)$$

$$T = -2447,1 \cdot \frac{-0,9626}{0,9691} = 2430,9 \text{ Н.}$$

$$K = P \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, \quad (3.6)$$

$$K = -2447,1 \cdot \frac{0,2708}{0,9691} = -683,8 \text{ Н.}$$

За результатами динамічного розрахунку побудовано діаграми залежностей осьової сили на поршень P , бічної сили на поршень N та сили на шатун S (рис. 3.1), нормальної сили на кривошип K та тангенціальної сили на кривошип T (рис. 3.2) від кута повороту кривошипа φ .

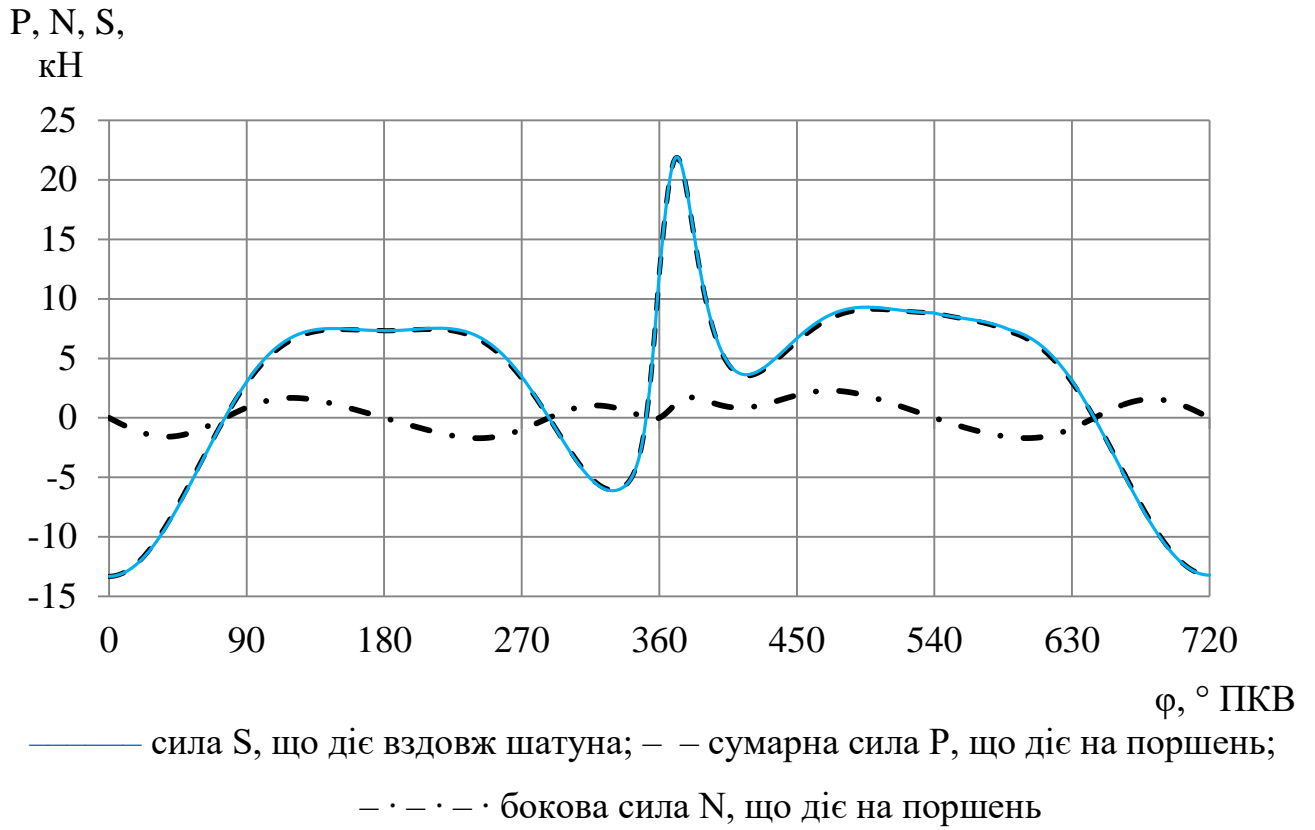


Рисунок 3.1 – Сили, що діють на поршень та шатун двигуна

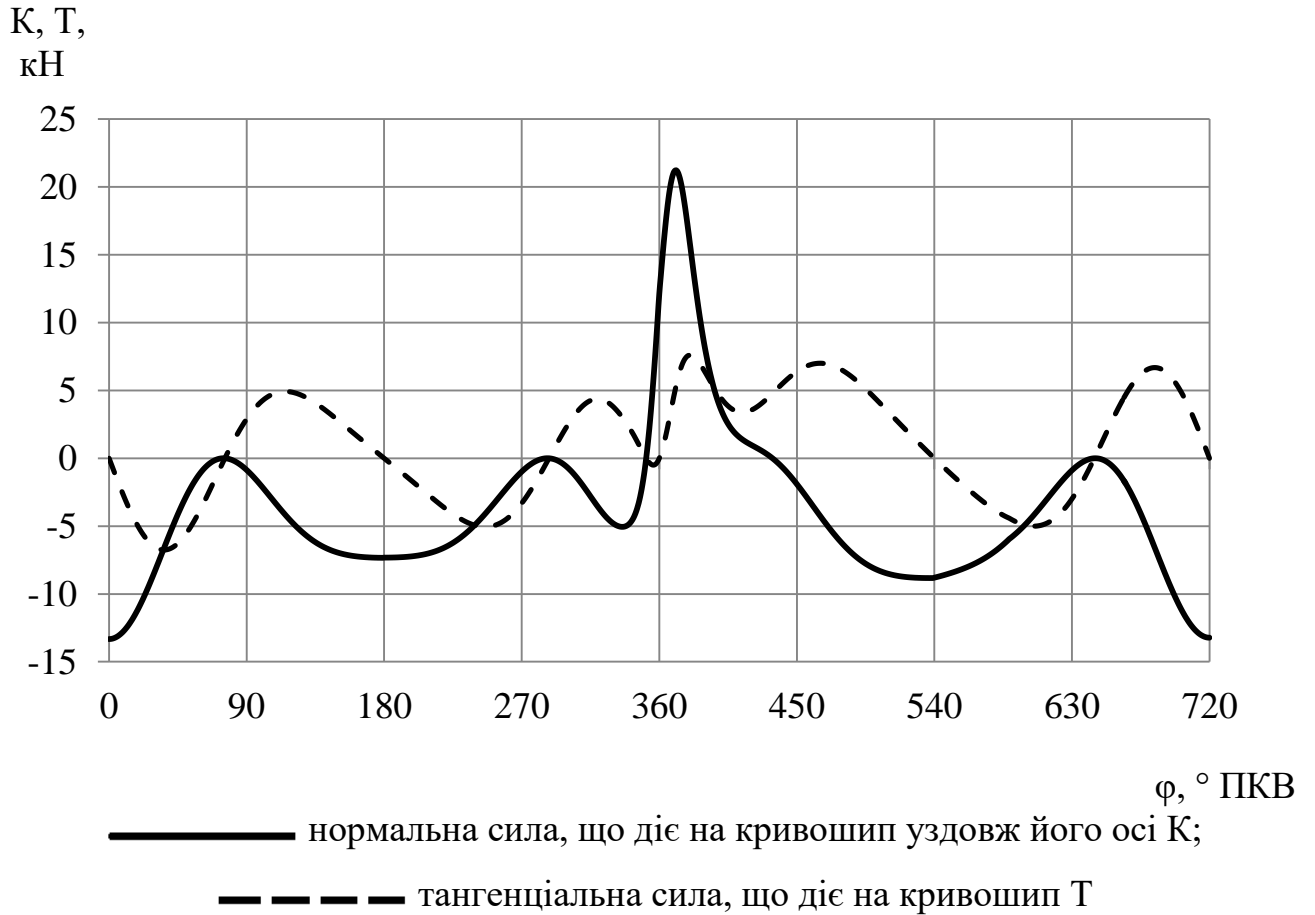


Рисунок 3.2 – Сили, що діють на кривошип двигуна

3.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

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

Маса поршневої групи [1]

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi}, \quad (3.8)$$

$$m_{\Pi} = 100 \cdot 0,00502 = 0,502 \text{ кг},$$

Маса шатунної групи

$$m_{\text{Ш}} = m'_{\text{Ш}} \cdot F_{\Pi}, \quad (3.9)$$

$$m_{\text{Ш}} = 150 \cdot 0,00502 = 0,753 \text{ кг}$$

розбивається на дві складові:

- маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця $m_{\text{ШП}}$;
- маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа $m_{\text{ШК}}$

$$m_{\text{ШП}} = 0,25 \cdot m_{\text{Ш}}, \quad (3.10)$$

$$m_{\text{ШП}} = 0,25 \cdot 0,502 = 0,1255 \text{ кг}.$$

$$m_{\text{ШК}} = 0,75 \cdot m_{\text{Ш}}, \quad (3.11)$$

$$m_{\text{ШК}} = 0,75 \cdot 0,502 = 0,3765 \text{ кг}.$$

Маса неврівноважених частин одного коліна вала без противаг

$$m_{\text{К}} = m'_{\text{К}} \cdot F_{\Pi}, \quad (3.12)$$

$$m_{\text{К}} = 120 \cdot 0,00502 = 0,602 \text{ кг},$$

де $m_k' = m_k / F_n = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$. Приймаємо $m_k' = 120 \text{ кг/м}^2$.

Маси, що здійснюють зворотно-поступальний рух:

$$m_j = m_{\Pi} + m_{\text{шп}}, \quad (3.13)$$

$$m_j = 0,502 + 0,188 = 0,691 \text{ кг}.$$

Маси, що здійснюють обертальний рух:

$$m_R = m_k + m_{\text{шк}}, \quad (3.14)$$

$$m_R = 0,602 + 0,565 = 1,167 \text{ кг}.$$

3.3 Сили інерції обертальних мас

Сили інерції, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, відповідно до характеру руху наведених мас поділяють на сили поступово рухомих мас P_j і відцентрові сили інерції обертальних мас K_R .

Відцентрова сила інерції обертальних мас

$$K_R = -m_R \cdot r_k \cdot \omega^2, \quad (3.15)$$

$$K_R = -1,167 \cdot 0,042 \cdot 596,6^2 = -17447,9 \text{ Н}.$$

Відцентрова сила інерції є результуючою двох сил:

- сили інерції обертальних мас шатуна $K_{R\text{ш}}$;
- сили інерції обертальних мас кривошипа K_{Rk}

$$K_{R\text{ш}} = -m_{\text{шк}} \cdot r_k \cdot \omega^2; \quad (3.16)$$

$$K_{R_{III}} = -0,565 \cdot 0,042 \cdot 596,6^2 = -8442,5 \text{ Н};$$

$$K_{R_K} = -m_k \cdot r_k \cdot \omega^2, \quad (3.17)$$

$$K_{R_K} = -0,602 \cdot 0,042 \cdot 596,6^2 = -9005,4 \text{ Н}.$$

Знаючи функції $K(\varphi)$, $T(\varphi)$ та величини $K_{R_{III}}$ та K_{R_K} , будемо полярні діаграми сил на шатунні R_{III} та корінні R_{KIII} шийки колінчастого валу, а також розгорнуті діаграми сил на ці шийки.

3.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу

Розраховуємо сили, що діють на шатунні шийки колінчастого валу двигуна. Приклад розрахунку наводиться для кута повороту колінчастого валу $\varphi = 300^\circ$ ПКВ.

Результуюча сила, що діє на шатунну шийку [1]

$$R_{III} = \sqrt{T^2 + P_K^2} = \sqrt{2430,9^2 + (-9126,3)^2} = 9444,5 \text{ Н}, \quad (3.18)$$

де P_K – сила, діюча на шатунну шийку по кривошипу, Н.

$$P_K = K + K_{R_{III}} = -683,8 + (-8442,5) = -9126,3 \text{ Н}, \quad (3.19)$$

Результуюча сила, діюча на коліно валу

$$R_K = \sqrt{T^2 + K_{PK}^2} = \sqrt{2430,9^2 + 16764,1^2} = 16939,4 \text{ Н}, \quad (3.20)$$

де K_{PK} – сила, діюча на коліно валу по кривошипу

$$K_{pk} = K - K_R = -638,8 - 17447,9 = -16764,1 \text{ Н.} \quad (3.21)$$

Всі інші значення сил, діючих на шатунну та корінну шийку при кутах повороту колінчастого валу від $\varphi = 0^\circ$ ПКВ до $\varphi = 720^\circ$ ПКВ, наведені в таблиці 3.2.

Графічна побудова сили $R_{шш}$ в залежності від кута повороту кривошипа здійснюється у вигляді полярної діаграми (рисунок 3.3) з полюсом в точці О. Для отримання полярної діаграми кінці результуючих сил $R_{шш}$ з'єднують послідовно в порядку наростання кутів плавної кривої.

Для визначення середньої результуючої сили за цикл $R_{шш.ср}$, а також її максимального $R_{шш.мах}$ і мінімального $R_{шш.мін}$ значень полярну діаграму перебудовуємо у прямокутні координати функції кута повороту колінчастого валу (рисунок 3.4).

З розгорнутої діаграми $R_{шш}$ (рисунок 3.4) визначаємо:

$$R_{шш \text{ мах}} = 21767 \text{ Н при } \varphi = 0^\circ \text{ ПКВ};$$

$$R_{шш \text{ ср}} = 13416 \text{ Н};$$

$$R_{шш \text{ мін}} = 3668 \text{ Н при } \varphi = 360^\circ \text{ ПКВ.}$$

Для першої та другої шатунної шийки значення $R_{шш}$ аналогічні, проте зі зміщенням у часі відповідно до порядку роботи циліндрів.

3.5 Сили, діючі на корінну шийку колінчастого валу

Колінчастий вал двигуна повно опорний, з кривошипами, розташованими під кутом $\gamma = 180^\circ$.

Таблиця 3.2 – Значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу, Н

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	K	T	P_k	$R_{шш}$	K_{pk}	R_k
0	-13324,7	0,0	-21767,2	21767,2	4123,2	4123,2
20	-10886,1	-5214,3	-19328,6	20019,6	6561,8	8381,3
40	-5477,2	-6657,6	-13919,7	15429,9	11970,7	13697,5
60	-1046,1	-3719,0	-9488,6	10191,4	16401,8	16818,1
80	-105,4	954,7	-8547,9	8601,0	17342,5	17368,8
100	-2081,7	4211,9	-10524,2	11335,7	15366,2	15933,0
120	-4745,8	4865,0	-13188,3	14057,0	12702,2	13601,9
140	-6511,8	3675,8	-14954,3	15399,4	10936,2	11537,4
160	-7202,4	1850,1	-15644,9	15753,9	10245,5	10411,2
180	-7321,1	0,0	-15763,6	15763,6	10126,8	10126,8
200	-7201,9	-1850,0	-15644,4	15753,4	10246,0	10411,7
220	-6548,9	-3696,7	-14991,4	15440,4	10899,0	11508,9
240	-4837,8	-4959,3	-13280,3	14176,0	12610,2	13550,3
260	-2215,9	-4483,5	-10658,4	11563,0	15232,0	15878,1
280	-175,3	-1588,0	-8617,8	8762,9	17272,6	17345,4
300	-683,8	2430,9	-9126,3	9444,5	16764,1	16939,5
320	-3599,2	4374,9	-12041,7	12811,8	13848,7	14523,3
340	-4871,0	2333,2	-13313,5	13516,4	12576,9	12791,5
360	12110,3	0,0	3667,8	3667,8	29558,2	29558,2
380	15875,9	7604,4	7433,4	10634,0	33323,8	34180,4
400	3701,6	4499,4	-4740,9	6536,1	21149,5	21622,8
420	995,5	3538,9	-7447,0	8245,1	18443,4	18779,8
440	-600,2	5436,0	-9042,7	10550,8	16847,7	17703,0
460	-3424,8	6929,5	-11867,3	13742,3	14023,1	15641,8
480	-6313,4	6472,0	-14755,9	16112,9	11134,5	12878,8
500	-8088,0	4565,5	-16530,5	17149,4	9359,9	10414,1
520	-8732,6	2243,2	-17175,1	17321,0	8715,3	8999,3
540	-8798,5	0,0	-17241,0	17241,0	8649,4	8649,4
560	-8085,7	-2077,0	-16528,2	16658,2	9362,2	9589,8
580	-6823,4	-3851,7	-15265,9	15744,3	10624,5	11301,1
600	-4819,0	-4940,1	-13261,5	14151,8	12628,9	13560,7
620	-2128,6	-4306,9	-10571,1	11414,8	15319,3	15913,2
640	-117,0	-1060,0	-8559,5	8624,9	17330,9	17363,3
660	-1017,7	3617,9	-9460,2	10128,4	16430,2	16823,8
680	-5411,5	6577,7	-13854,0	15336,2	12036,4	13716,5
700	-10793,9	5170,2	-19236,4	19919,1	6654,0	8426,5
720	-13223,0	0,0	-21665,5	21665,5	4224,9	4224,9

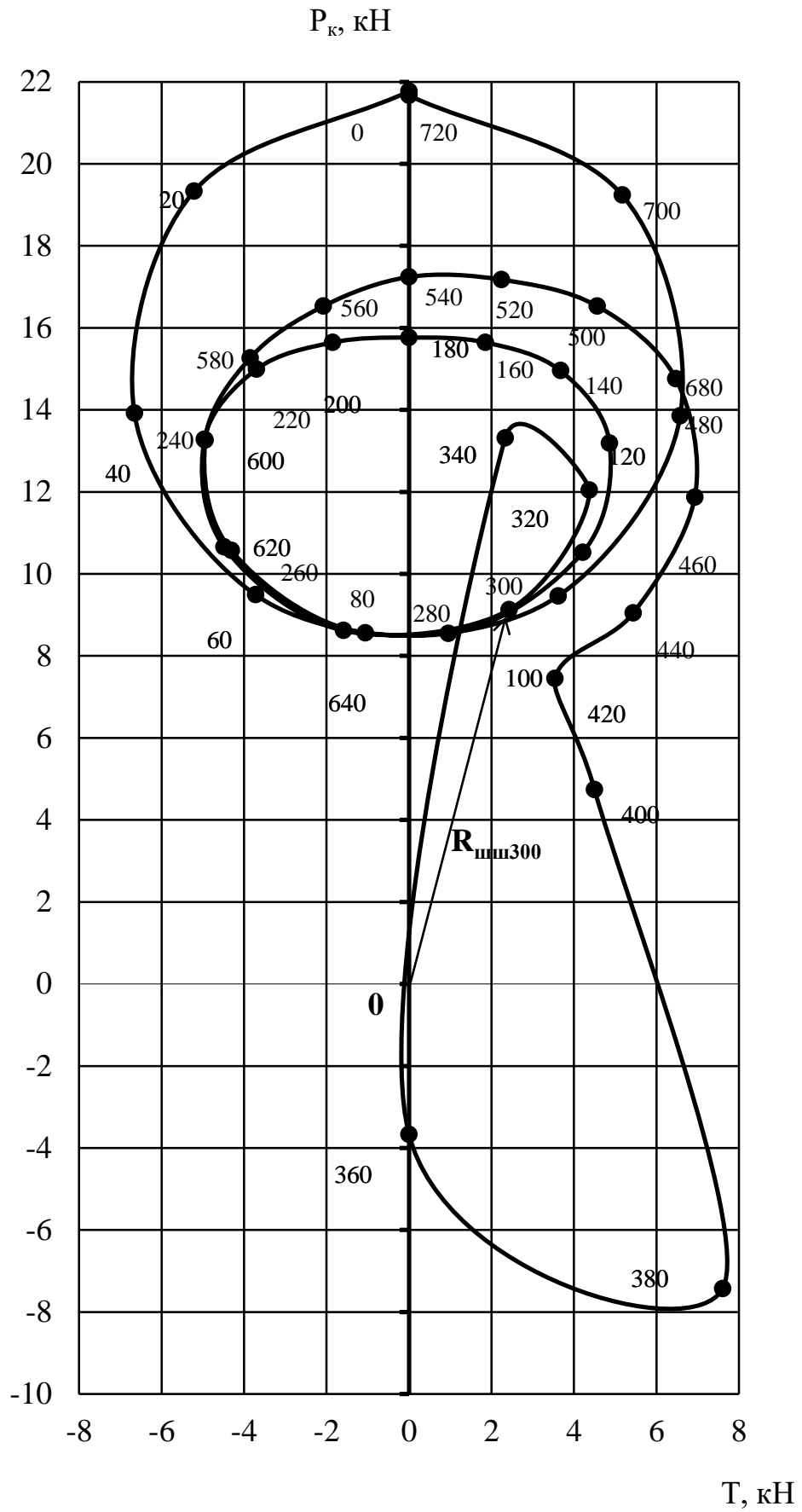


Рисунок 3.3 – Сили, що діють на шатунну шийку (полярна діаграма)

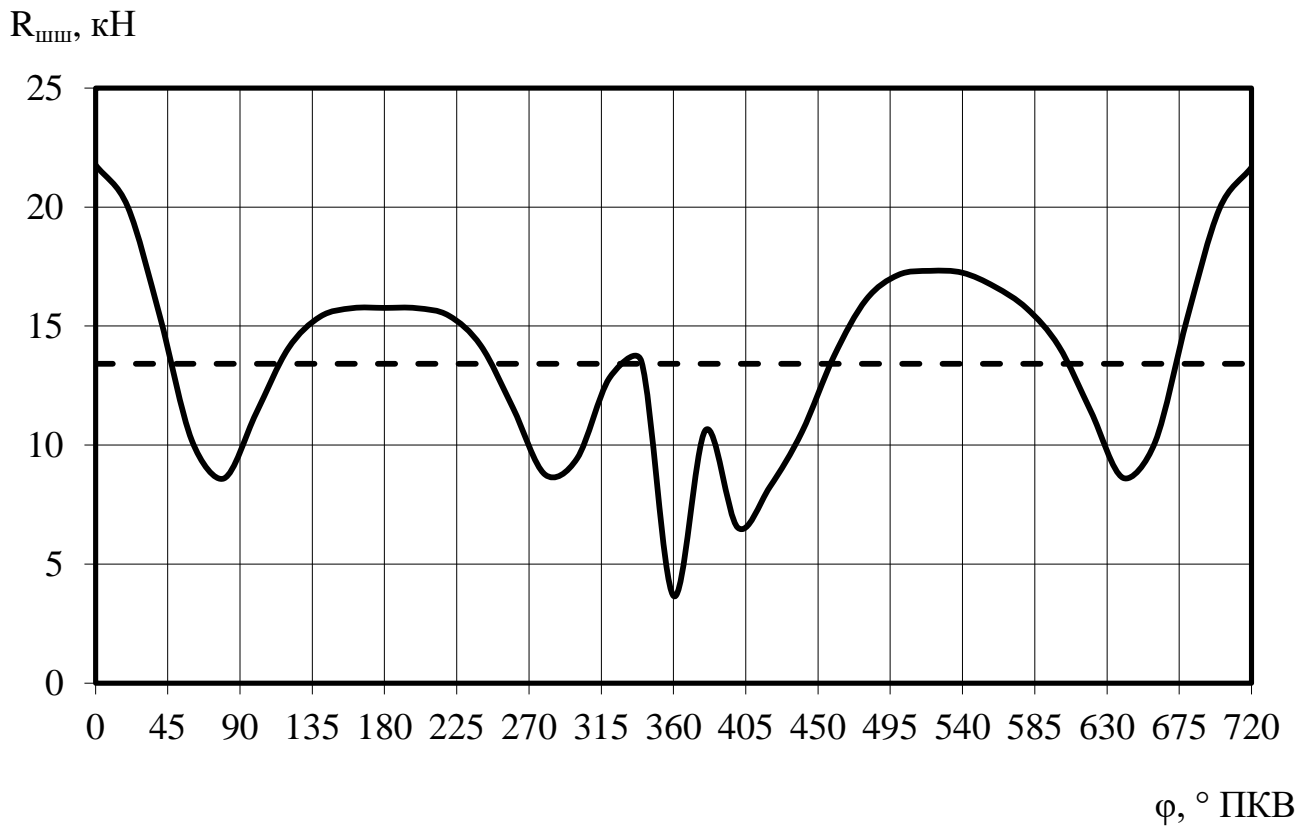


Рисунок 3.4 – Діаграма навантаження на шатунну шийку в прямокутних координатах

Розраховуємо сили, що при куті повороту колінчастого валу $\varphi = 300^\circ$ ПКВ:

– сила, діюча на I корінну шийку

$$R_{кш1} = -0,5 \cdot R_{к1}, \quad (3.22)$$

$$R_{кш1} = -0,5 \cdot 16939,5 = -8469,7 \text{ Н.}$$

– сила, діюча на 2-гу корінну шийку:

$$R_{кш2} = \sqrt{T_{к2}^2 + K_{к2}^2}, \quad (3.14)$$

$$R_{кш2} = \sqrt{2020,6^2 + (-2814,8)^2} = 3465,0 \text{ Н,}$$

де $T_{к2} = -0,5 (T_1 - T_2) = -0,5 \cdot (2430,9 - 6472,0) = 2020,6 \text{ Н;}$

$$K_{к2} = -0,5(K_{рк1} - K_{рк2}) = -0,5 \cdot (16764,1 - 11134,5) = -2814,8 \text{ Н.}$$

– сила, діюча на 3-тю корінну шийку:

$$R_{кш3} = \sqrt{T_{к3}^2 + K_{к3}^2}, \quad (3.15)$$

$$R_{кш3} = \sqrt{5668,5^2 + 11918,3^2} = 13197,7 \text{ Н,}$$

де $T_{к3} = 0,5(T_2 + T_3) = -0,5 \cdot (6472,0 + 4865,0) = 5668,5 \text{ Н;}$

$$K_{к3} = 0,5(K_{рк2} + K_{рк3}) = -0,5 \cdot (11134,5 + 12702,2) = 11918,3 \text{ Н.}$$

Навантаження на 4-ту і 5-ту корінні шийки у відповідності з порядком роботи двигуна і розташуванням кривошипів дорівнюють навантаженням, діючим на 2-гу і 1-шу шийки, але зміщені на 360° ПКВ.

Розраховані значення для інших кутів заносимо до таблиці 3.3. На рисунку 3.5 показана розгорнута діаграма навантаження на 1-шу, 2-гу та 3-тю корінні шийки.

3.6 Крутні моменти, діючі в кривошипно-шатунному механізмі

За величиною тангенціальної сили T , що діє на кривошип (рисунок 3.2, таблиця 3.2) визначаємо індикаторний крутний момент одного циліндра. Для кута повороту колінчастого валу $\varphi = 300^\circ$ ПКВ:

$$M_1 = T \cdot r_k, \quad (3.20)$$

$$M_1 = 2430,9 \cdot 0,042 = 102,1 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Аналогічно розраховуємо значення для інших кутів повороту колінчастого валу $\varphi = 0 \dots 720^\circ$ ПКВ та заносимо до таблиці набігаючих крутних моментів (таблиця 3.4).

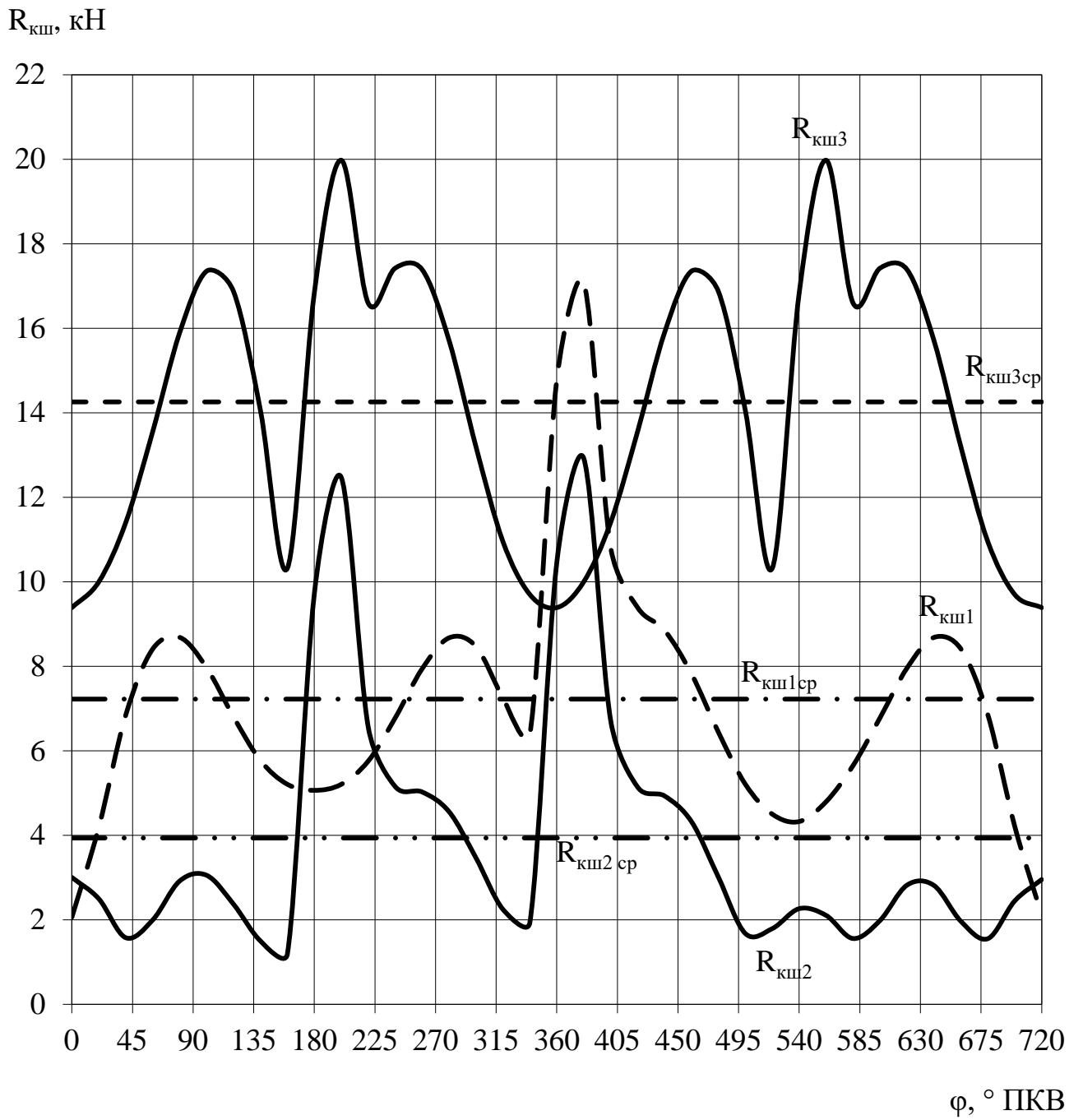


Рисунок 3.5 – Діаграма навантаження на 1-шу, 2-гу та 3-тю корінні шийки в прямокутних координатах

Таблиця 3.3 – Значення сил, діючих на шатунні та корінні шийки двигуна при різних кутах повороту колінчастого валу, Н

φ, ° ПКВ	1-ша корінна шийка	φ, ° ПКВ	1-й кривошип		2-га корінна шийка			φ, ° ПКВ	2-й кривошип	
	R _{кш1}		T ₁	K _{рк1}	T _{к2}	K _{к2}	R _{кш2}		T ₂	K _{рк2}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0	-2061,6	0	0,0	4123,2	0,0	3001,8	3001,8	180	0,0	10126,8
20	-4190,6	20	-5214,3	6561,8	1682,2	1842,1	2494,6	200	-1850,0	10246,0
40	-6848,7	40	-6657,6	11970,7	1480,4	-535,8	1574,4	220	-3696,7	10899,0
60	-8409,1	60	-3719,0	16401,8	-620,2	-1895,8	1994,7	240	-4959,3	12610,2
80	-8684,4	80	954,7	17342,5	-2719,1	-1055,2	2916,6	260	-4483,5	15232,0
100	-7966,5	100	4211,9	15366,2	-2899,9	953,2	3052,6	280	-1588,0	17272,6
120	-6801,0	120	4865,0	12702,2	-1217,1	2031,0	2367,7	300	2430,9	16764,1
140	-5768,7	140	3675,8	10936,2	349,5	1456,3	1497,6	320	4374,9	13848,7
160	-5205,6	160	1850,1	10245,5	241,5	1165,7	1190,5	340	2333,2	12576,9
180	-5063,4	180	0,0	10126,8	0,0	9715,7	9715,7	360	0,0	29558,2
200	-5205,8	200	-1850,0	10246,0	4727,2	11538,9	12469,6	380	7604,4	33323,8
220	-5754,5	220	-3696,7	10899,0	4098,0	5125,2	6562,2	400	4499,4	21149,5
240	-6775,1	240	-4959,3	12610,2	4249,1	2916,6	5153,8	420	3538,9	18443,4
260	-7939,1	260	-4483,5	15232,0	4959,7	807,9	5025,1	440	5436,0	16847,7
280	-8672,7	280	-1588,0	17272,6	4258,7	-1624,8	4558,1	460	6929,5	14023,1
300	-8469,7	300	2430,9	16764,1	2020,6	-2814,8	3465,0	480	6472,0	11134,5
320	-7261,6	320	4374,9	13848,7	95,3	-2244,4	2246,4	500	4565,5	9359,9
340	-6395,7	340	2333,2	12576,9	-45,0	-1930,8	1931,3	520	2243,2	8715,3
360	-14779,1	360	0,0	29558,2	0,0	-10454,4	10454,4	540	0,0	8649,4
380	-17090,2	380	7604,4	33323,8	-4840,7	-11980,8	12921,8	560	-2077,0	9362,2
400	-10811,4	400	4499,4	21149,5	-4175,5	-5262,5	6717,8	580	-3851,7	10624,5
420	-9389,9	420	3538,9	18443,4	-4239,5	-2907,2	5140,6	600	-4940,1	12628,9
440	-8851,5	440	5436,0	16847,7	-4871,4	-764,2	4931,0	620	-4306,9	15319,3
460	-7820,9	460	6929,5	14023,1	-3994,8	1653,9	4323,6	640	-1060,0	17330,9
480	-6439,4	480	6472,0	11134,5	-1427,1	2647,9	3007,9	660	3617,9	16430,2
500	-5207,0	500	4565,5	9359,9	1006,1	1338,2	1674,2	680	6577,7	12036,4
520	-4499,7	520	2243,2	8715,3	1463,5	-1030,6	1790,0	700	5170,2	6654,0
540	-4324,7	540	0,0	8649,4	0,0	-2263,1	2263,1	0	0,0	4123,2
560	-4794,9	560	-2077,0	9362,2	-1568,7	-1400,2	2102,7	20	-5214,3	6561,8
580	-5650,6	580	-3851,7	10624,5	-1402,9	673,1	1556,1	40	-6657,6	11970,7
600	-6780,4	600	-4940,1	12628,9	610,6	1886,5	1982,8	60	-3719,0	16401,8
620	-7956,6	620	-4306,9	15319,3	2630,8	1011,6	2818,6	80	954,7	17342,5
640	-8681,6	640	-1060,0	17330,9	2635,9	-982,3	2813,0	100	4211,9	15366,2
660	-8411,9	660	3617,9	16430,2	623,5	-1864,0	1965,6	120	4865,0	12702,2
680	-6858,2	680	6577,7	12036,4	-1451,0	-550,1	1551,7	140	3675,8	10936,2
700	-4213,3	700	5170,2	6654,0	-1660,0	1795,8	2445,5	160	1850,1	10245,5

720	-2112,5	720	0,0	4224,9	0,0	2951,0	2951,0	180	0,0	10126,8
-----	---------	-----	-----	--------	-----	--------	--------	-----	-----	---------

Продовження таблиці 3.3

φ, ° ПКВ	3-тя корінна шийка			φ, ° ПКВ	3-й кривошип		4-та корінна шийка		
	T _{к3}	K _{к3}	R _{кш3}		T ₃	K _{рк3}	T _{к4}	K _{к4}	R _{кш4}
9	12	13	14	15	16	17	18	19	20
180	0,0	9388,1	9388,1	540	0,0	8649,4	0,0	-10454,4	10454,4
200	-1963,5	9804,1	9998,8	560	-2077,0	9362,2	-4840,7	-11980,8	12921,8
220	-3774,2	10761,8	11404,4	580	-3851,7	10624,5	-4175,5	-5262,5	6717,8
240	-4949,7	12619,5	13555,5	600	-4940,1	12628,9	-4239,5	-2907,2	5140,6
260	-4395,2	15275,7	15895,4	620	-4306,9	15319,3	-4871,4	-764,2	4931,0
280	-1324,0	17301,7	17352,3	640	-1060,0	17330,9	-3994,8	1653,9	4323,6
300	3024,4	16597,2	16870,5	660	3617,9	16430,2	-1427,1	2647,9	3007,9
320	5476,3	12942,6	14053,5	680	6577,7	12036,4	1006,1	1338,2	1674,2
340	3751,7	9615,5	10321,4	700	5170,2	6654,0	1463,5	-1030,6	1790,0
360	0,0	16840,7	16840,7	0	0,0	4123,2	0,0	-2263,1	2263,1
380	1195,0	19942,8	19978,6	20	-5214,3	6561,8	-1568,7	-1400,2	2102,7
400	-1079,1	16560,1	16595,2	40	-6657,6	11970,7	-1402,9	673,1	1556,1
420	-90,0	17422,6	17422,8	60	-3719,0	16401,8	610,6	1886,5	1982,8
440	3195,3	17095,1	17391,2	80	954,7	17342,5	2630,8	1011,6	2818,6
460	5570,7	14694,7	15715,1	100	4211,9	15366,2	2635,9	-982,3	2813,0
480	5668,5	11918,3	13197,7	120	4865,0	12702,2	623,5	-1864,0	1965,6
500	4120,7	10148,0	10952,7	140	3675,8	10936,2	-1451,0	-550,1	1551,7
520	2046,6	9480,4	9698,8	160	1850,1	10245,5	-1660,0	1795,8	2445,5
540	0,0	9388,1	9388,1	180	0,0	10126,8	0,0	3001,8	3001,8
560	-1963,5	9804,1	9998,8	200	-1850,0	10246,0	1682,2	1842,1	2494,6
580	-3774,2	10761,8	11404,4	220	-3696,7	10899,0	1480,4	-535,8	1574,4
600	-4949,7	12619,5	13555,5	240	-4959,3	12610,2	-620,2	-1895,8	1994,7
620	-4395,2	15275,7	15895,4	260	-4483,5	15232,0	-2719,1	-1055,2	2916,6
640	-1324,0	17301,7	17352,3	280	-1588,0	17272,6	-2899,9	953,2	3052,6
660	3024,4	16597,2	16870,5	300	2430,9	16764,1	-1217,1	2031,0	2367,7
680	5476,3	12942,6	14053,5	320	4374,9	13848,7	349,5	1456,3	1497,6
700	3751,7	9615,5	10321,4	340	2333,2	12576,9	241,5	1165,7	1190,5
0	0,0	16840,7	16840,7	360	0,0	29558,2	0,0	9715,7	9715,7
20	1195,0	19942,8	19978,6	380	7604,4	33323,8	4727,2	11538,9	12469,6
40	-1079,1	16560,1	16595,2	400	4499,4	21149,5	4098,0	5125,2	6562,2
60	-90,0	17422,6	17422,8	420	3538,9	18443,4	4249,1	2916,6	5153,8
80	3195,3	17095,1	17391,2	440	5436,0	16847,7	4959,7	807,9	5025,1
100	5570,7	14694,7	15715,1	460	6929,5	14023,1	4258,7	-1624,8	4558,1
120	5668,5	11918,3	13197,7	480	6472,0	11134,5	2020,6	-2814,8	3465,0
140	4120,7	10148,0	10952,7	500	4565,5	9359,9	95,3	-2244,4	2246,4
160	2046,6	9480,4	9698,8	520	2243,2	8715,3	-45,0	-1930,8	1931,3
180	0,0	9388,1	9388,1	540	0,0	8649,4	0,0	-10454,4	10454,4

Продовження таблиці 3.3

φ, ° ПКВ	4-й кривошип		5-та корінна шийка
	T ₄	K _{рк4}	R _{кш5}
21	22	23	24
360	0,0	29558,2	-14779,1
380	7604,4	33323,8	-17090,2
400	4499,4	21149,5	-10811,4
420	3538,9	18443,4	-9389,9
440	5436,0	16847,7	-8851,5
460	6929,5	14023,1	-7820,9
480	6472,0	11134,5	-6439,4
500	4565,5	9359,9	-5207,0
520	2243,2	8715,3	-4499,7
540	0,0	8649,4	-4324,7
560	-2077,0	9362,2	-4794,9
580	-3851,7	10624,5	-5650,6
600	-4940,1	12628,9	-6780,4
620	-4306,9	15319,3	-7956,6
640	-1060,0	17330,9	-8681,6
660	3617,9	16430,2	-8411,9
680	6577,7	12036,4	-6858,2
700	5170,2	6654,0	-4213,3
0	0,0	4123,2	-2061,6
20	-5214,3	6561,8	-4190,6
40	-6657,6	11970,7	-6848,7
60	-3719,0	16401,8	-8409,1
80	954,7	17342,5	-8684,4
100	4211,9	15366,2	-7966,5
120	4865,0	12702,2	-6801,0
140	3675,8	10936,2	-5768,7
160	1850,1	10245,5	-5205,6
180	0,0	10126,8	-5063,4
200	-1850,0	10246,0	-5205,8
220	-3696,7	10899,0	-5754,5
240	-4959,3	12610,2	-6775,1
260	-4483,5	15232,0	-7939,1
280	-1588,0	17272,6	-8672,7
300	2430,9	16764,1	-8469,7
320	4374,9	13848,7	-7261,6
340	2333,2	12576,9	-6395,7
360	0,0	29558,2	-14779,1

За даними протоколу динамічного розрахунку будемо діаграму крутного моменту від одного циліндра (рисунок 3.6). З рисунку видно, що крива зміни M_1 в залежності від кута повороту колінчастого валу φ повторює криву зміни сили T в певному масштабі.

Середній індикаторний крутний момент 1-го циліндра $M_{1\text{ ср}} = 38,436 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Далі заповнюємо таблицю набігаючих крутних моментів – значення M_2 , M_3 , M_4 отримуємо здвигом значення M_1 на кут $\gamma = 180^\circ$ – з врахуванням розташування циліндрів і відносного розташування кривошипів колінчастого валу, а також враховується порядок роботи циліндрів 1-3-4-2.

За допомогою таблиці набігаючих крутних моментів визначаємо сумарний крутний момент на вихідному валу двигуна $M_{\text{сум}}$. Для цього сумуються крутні моменти на кривошипах (таблиця 3.4, рисунок 3.6).

Після визначення значень сумарного крутного моменту для $\varphi = 0 \dots 720^\circ$ ПКВ, із цих значень визначається середній сумарний індикаторний крутний момент двигуна $M_{\text{сум ср}} = 153,74 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Дійсний ефективний крутний момент, знімаємий з валу двигуна

$$M_e = M_{\text{сум ср}} \cdot \eta_m = 153,74 \cdot 0,72 = 110,69 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.21)$$

де η_m – механічний ККД двигуна.

З іншого боку, середній ефективний крутний момент можна знайти, знаючи ефективну потужність двигуна, за формулою

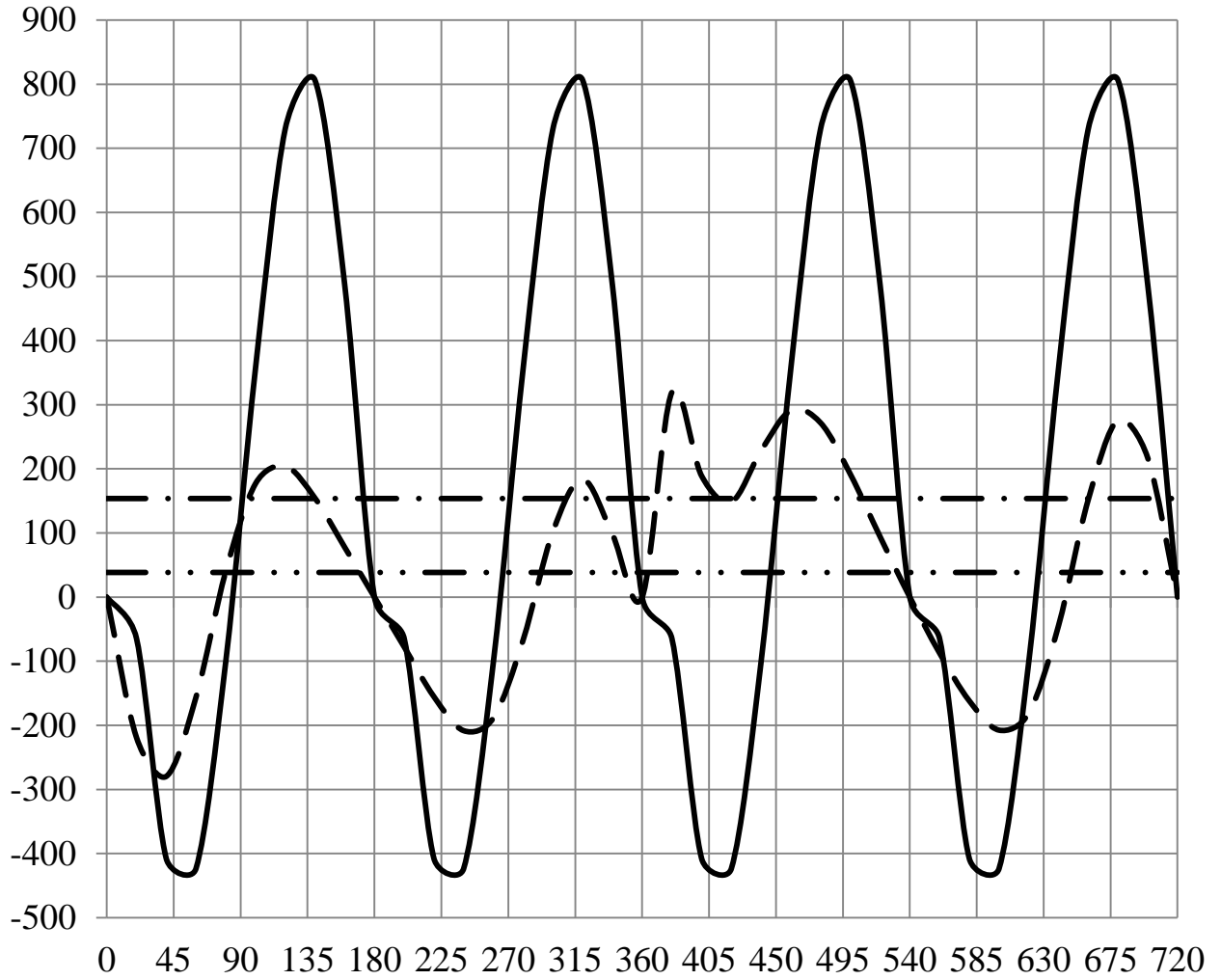
$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{70 \cdot 10^3}{596,6} = 117,33 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.22)$$

Різниця між розрахованими значеннями складає $\left| \frac{117,33 - 110,69}{110,69} \right| \cdot 100 = 6,0\%$ – розрахунок виконано вірно.

Таблиця 3.4 – Таблиця налігаючих крутних моментів двигуна, Н·м

$\varphi, ^\circ$	M_1	M_2	M_3	M_4	M_Σ	$M_{\text{сум ср}}$
0	0	0	0	0	0	153,74
20	-219	-77,7	-87,2	319,4	-64,5	
40	-279,6	-155,3	-161,8	189	-407,7	
60	-156,2	-208,3	-207,5	148,6	-423,4	
80	40,1	-188,3	-180,9	228,3	-100,8	
100	176,9	-66,7	-44,5	291	356,7	
120	204,3	102,1	152	271,8	730,2	
140	154,4	183,7	276,3	191,8	806,2	
160	77,7	98	217,1	94,2	487	
180	0	0	0	0	0	
200	-77,7	319,4	-219	-87,2	-64,5	
220	-155,3	189	-279,6	-161,8	-407,7	
240	-208,3	148,6	-156,2	-207,5	-423,4	
260	-188,3	228,3	40,1	-180,9	-100,8	
280	-66,7	291	176,9	-44,5	356,7	
300	102,1	271,8	204,3	152	730,2	
320	183,7	191,8	154,4	276,3	806,2	
340	98	94,2	77,7	217,1	487	
360	0	0	0	0	0	
380	319,4	-87,2	-77,7	-219	-64,5	
400	189	-161,8	-155,3	-279,6	-407,7	
420	148,6	-207,5	-208,3	-156,2	-423,4	
440	228,3	-180,9	-188,3	40,1	-100,8	
460	291	-44,5	-66,7	176,9	356,7	
480	271,8	152	102,1	204,3	730,2	
500	191,8	276,3	183,7	154,4	806,2	
520	94,2	217,1	98	77,7	487	
540	0	0	0	0	0	
560	-87,2	-219	319,4	-77,7	-64,5	
580	-161,8	-279,6	189	-155,3	-407,7	
600	-207,5	-156,2	148,6	-208,3	-423,4	
620	-180,9	40,1	228,3	-188,3	-100,8	
640	-44,5	176,9	291	-66,7	356,7	
660	152	204,3	271,8	102,1	730,2	
680	276,3	154,4	191,8	183,7	806,2	
700	217,1	77,7	94,2	98	487	
720	0	0	0	0	0	

$M, \text{H}\cdot\text{м}$



$\varphi, ^\circ \text{ПКВ}$

——— $M_{\text{сум}}$; - - - - M_1 ; - · - · - $M_{\text{сум ср}}$; - · · - · $M_1 \text{ ср}$

Рисунок 3.6 – Графік індикаторного крутного моменту

4 КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНА

Проектований двигун чотиритактний, чотирициліндровий, з верхнім розташуванням розподільного вала. Циліндри двигуна розташовані вертикально в ряд, об'єднані разом з верхньою частиною картера і являють собою єдиний вилівок - 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.

У нижній частині блоку циліндрів на п'яти опорах встановлено колінчастий вал, відлитий із високоміцного чавуну ВЧ50. Завдяки порівняно великим діаметрам корінних ($\varnothing 53,6$ мм) і шатунних ($\varnothing 50,5$ мм) шийок вала питомі навантаження на підшипники невеликі, тому колінчастий вал і вкладиші його підшипників мають досить високу довговічність. Передній і задній кінці колінчастого вала ущільнюються самопіджимними гумовими сальниками.

Знизу блок циліндрів закритий сталевим штампованим масляним картером. Між блоком циліндрів і кришкою встановлюються пробко-гумова прокладка.

Поршні відливають з алюмінієвого сплаву АЛ25 і мають два компресійних і одне маслоз'ємне кільця. У бобишках поршня при його відливання встановлюються дві сталеві пластини. Вони компенсують нерівномірності теплової деформації поршня, які виникають при його нагріванні в циліндрах двигуна через нерівномірний розподіл маси металу всередині юбки поршня. Юбки поршня вкорочені зі сторони закріплення поршневого пальця.

Компресійні кільця виготовлені з високоміцного чавуну з кулястим графітом, який має високу гнучкість. Маслоз'ємне кільце набірне, з пружинним розширювачем.

Поршневі пальці сталеві марки 45ХА, плаваючі в поршні, на шатун кріпляться посадкою з натягом, без стопорних кілець. Поршневі пальці пустотілі для зменшення маси деталі.

Шатунна група складається з:

- стержень шатуна з верхньою головкою;
- кришка шатуна;
- 2 підшипники ковзання (вкладиші);
- 2 шатунні болти;
- 2 гайки.

Шатун виготовлений зі сталі 40ХНМА, має двотавровий перетин. Нижня (кривошипна) головка шатуна має отвір, направлений вгору по осі, для подачі розбризкуванням масла на стінки циліндра.

Головка циліндрів – загальна для всіх циліндрів, вилита з алюмінієвого сплаву Ал4. У неї запресовані чавунні напрямні втулки і сідла клапанів. Між головкою і блоком циліндрів встановлюється металоазбестова прокладка. Головка циліндрів закривається зверху сталеву штампованою кришкою з маслозаливною горловиною.

Система газорозподілу складається з зубчасторемінної передачі, розподільного валу, впускних і випускних клапанів в зборі. Передача складається з зубчатих шківів колінчастого вала і шківу розподільного валу, об'єднаних зубчастим ременем ГРМ, і забезпечує синхронізацію їх роботи. Ремінь ГРМ натягується натяжним пристроєм напівавтоматичного типу.

Клапанів всього 8 – 4 впускних (з тарілкою більшого діаметра) і 4 випускних, по 2 клапани на циліндр. Привід від розподільного вала до клапанів здійснюється через короткі важелі без штовхачів, штанг і коромисел. Такий привід забезпечує чітку роботу клапанів при високій частоті обертання колінчастого вала.

Система мащення двигуна – комбінована (під тиском і розбризкуванням); включає в себе повно потоковий масляний фільтр з паперовим фільтруючим елементом, через який проходить все масло. Під

тиском змащуються підшипники колінчастого і розподільного валів та коромисел клапанів. Інші деталі змащуються завдяки розбризкуванню мастила.

Масляний насос – шестеренний зовнішнього зачеплення, односекційний.

Об'єм системи мащення – 4 л. Мащення двигуна – масла моторні з класом в'язкості по класифікації SAE: 5W30, 5W40, 10W30, 10W40 і рівнем експлуатаційних властивостей по класифікації API: SH, SJ, SL, SM.

Система охолодження двигуна – рідинна, закритого типу, з примусовою циркуляцією рідини і розширювальним бачком. Система заповнюється спеціальною охолоджувальною рідиною, що замерзає при низьких температурах. Водяний насос – відцентровий.

Система охолодження забезпечує температуру охолоджуючої рідини на виході з двигуна в межах + 82...95 °С. Допускається короткочасне (не більше 40 хв.) підвищення температури охолоджуючої рідини до + 103 °С, при відсутності її кипіння в специфічних умовах дорожнього руху автомобіля (гірські дороги, бездоріжжя, руху в місті в заторах).

Система живлення розподіленого типу включає в себе: паливний бак, бензонасос, паливний фільтр, паливний акумулятор, 4 паливні форсунки, паливопроводи.

Повітряний фільтр - сухого типу зі змінним паперовим фільтруючим елементом, що має зовні шар синтетичної вати для попереднього очищення повітря. Він забезпечує малий опір впуску та ефективну очистку повітря поступаючого в двигун.

У нижню частину корпусу фільтра виходить трубка витяжної вентиляції картера двигуна. Повітря, що поступає в систему вентиляції двигуна, очищається за допомогою металевого фільтруючого елемента.

Далі повітря потрапляє до корпусу електромагнітної форсунки, де в повітря впорскується бензин і утворюється паливоповітряна суміш.

Впускний колектор відлитий з алюмінієвого сплаву і кріпиться шпильками і гайками до головки блоку циліндра через прокладку.

Система випуску складається з:

- випускного колектору;
- прийомних труб глушника;
- нейтралізатора (каталізатора);
- резонатора;
- глушника.

Електрообладнання – однопровідне, номінальна напруга 12 В. Клеми «-» джерела струму і споживачів електроенергії підключені до "маси".

Генератор – з вбудованим інтегральним регулятором напруги (14 В) і перешкодоподавляючим конденсатором.

Стартер – з електромагнітним збудником, на постійних магнітах, напрямком обертання – за часовою стрілкою, пускова потужність - не менше 1 кВт.

Запалювання паливоповітряної суміші здійснюється від свічок запалювання, на які поступає іскровий імпульс високої напруги з котушки запалювання. Черговість запалювання в різних циліндрах регулюється розподільником запалювання.

Керування паливоподачею здійснюється електронним блоком керування, який отримує сигнали з витратоміру повітря, датчика температури охолоджуючої рідини, датчика кута повороту колінчастого валу.

Відповідно до описаної вище конструкції розроблено креслення двигуна. На 2 аркушах представлено повздовжній та поперечний перерізи двигуна. На кресленнях показані основні складальні креслення, деталі, стандарті виробу, матеріали.

Габарити двигуна складають (довжина x ширина x висота) 595 x 580 x 730 мм.

5 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ

5.1 Вибір системи живлення

Практично всі існуючі системи впорскування можна розділити на три основні групи за місцем впорскування легкого палива:

– системи центрального впорскування, в яких одна електромагнітна форсунка здійснює безперервну подачу палива у впускний колектор над дросельною заслінкою, забезпечуючи паливом усі циліндри двигуна. У багатоциліндрових і V-подібних двигунах встановлюються дві форсунки над кожною дросельною заслінкою. За способом сумішоутворення дані системи найбільш близькі до систем подачі палива і сумішоутворення карбюраторних двигунів;

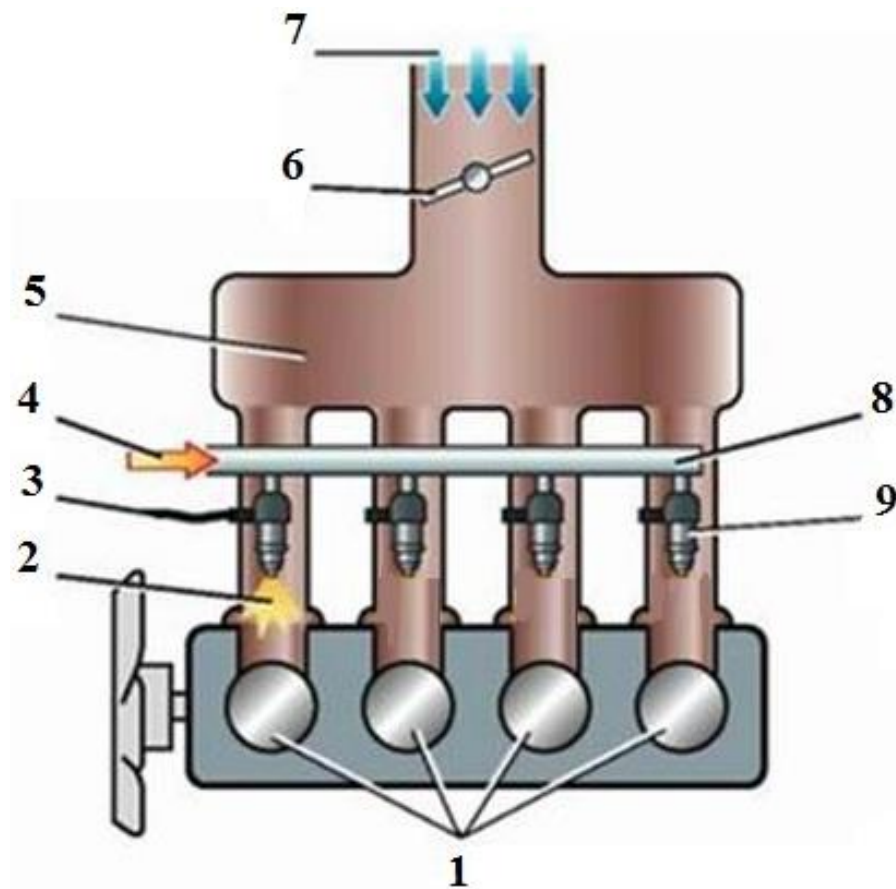
– системи розподільного впорскування над впускними клапанами (рис. 5.1). У цих системах можуть застосовуватися форсунки двох типів: електромагнітні форсунки циклового (дискретного) впорскування, а також форсунки безперервної дії;

– системи впорскування безпосередньо в порожнину циліндра. Ці системи відносяться до принципово нових систем бензинових двигунів з внутрішнім сумішоутворенням, аналогічних системам сумішоутворення дизелів.

Перевагою всіх систем впорскування легкого палива в порівнянні з карбюраторними двигунами є роздільна подача і регулювання кількості і якості палива і повітря, що дозволяє більш точно підтримувати необхідний склад паливоповітряної суміші в кожен момент часу відповідно до постійно змінюваного режиму роботи двигуна.

Другою найважливішою перевагою систем впорскування є використання найостанніших досягнень науки, техніки і технології: електронні блоки управління, в тому числі мікропроцесорні, електромагнітні швидкодіючі

форсунки, найрізноманітніші датчики, які контролюють кількість і склад робочої суміші і відпрацьованих газів.



1 – циліндри двигуна; 2 – розпилюване паливо

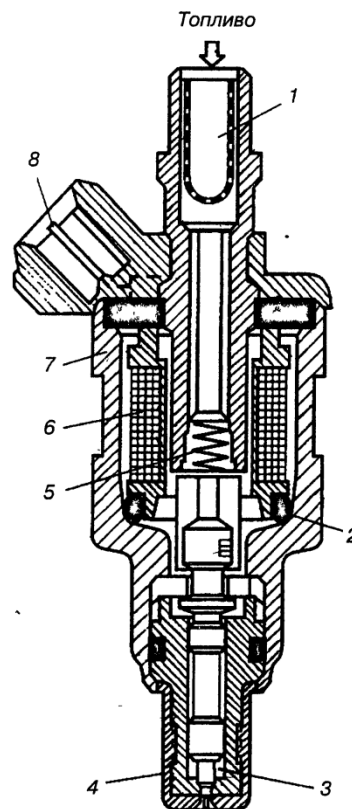
Рисунок 5.1 – Система живлення розподіленого (багаточкового) впорскування палива

Зазначені переваги систем впорскування легкого палива дозволяють задовольняти зростаючі екологічні вимоги по скороченню токсичних викидів в атмосферу, економити паливо, підвищувати техніко-економічні й силові характеристики двигунів, знижувати їх масогабаритні параметри.

Разом з тим постійно зростає складність виготовлення двигунів, підвищуються вимоги до якості палива і мастильних матеріалів, ускладнюється технологія виробництва, зростає кількість прецизійних деталей, вузлів, приладів і датчиків, які використовуються в двигунах, що безумовно підвищує як вартість самих двигунів, так і вартість автомобілів в цілому.

Системи розподіленого впорскування для 4-циліндрового двигуна мають 4 електромагнітних форсунок (рис. 5.2). Паливо під тиском 0,3...0,5 МПа, створюваним електричним насосом, подається до паливного акумулятора (рампа форсунок), звідки розпилюється в ту чи іншу форсунку, відповідно до порядку роботи циліндрів, в проміжок часу, що відповідає відкриттю впускного клапана відповідного циліндра.

Головною перевагою систем розподіленого впорскування перед іншими є їх відносна простота і менша вартість елементів у порівнянні з системами безпосереднього впорскування.



- 1 – паливний фільтр; 2 – кільця ущільнювачів; 3 – замикає пристрій;
 4 – сідло; 5 – пружина; 6 – електромагніт-соленоїд; 7 – корпус;
 8 – електричний роз'єм

Рисунок 5.2 – Конструкція форсунки розподіленого впорскування

5.2 Визначення октанового числа бензину

Розраховуємо рекомендоване октанове число бензину для проектованого двигуна

$$\text{ОЧ} = 125,4 - \frac{413}{\varepsilon} + 0,183d_{\text{ц}}, \quad (5.1)$$

$$\text{ОЧ} = 125,4 - \frac{413}{9,5} + 0,183 \cdot 80 = 96,57.$$

де $\varepsilon = 9,5$ – ступінь стиску;

$d_{\text{ц}} = 80$ мм – діаметр циліндра.

Приймаємо октанове число бензину А95 ДСТУ 7687:2015. Зменшене значення октанового числа бензину відносно розрахованого потребує встановлення на двигуні датчика детонації. При виявленні детонації датчиком, він генерує сигнал, який передається на блок керування двигуном, і той зменшує кут випередження запалювання, тим самим усуваючи детонацію.

5.3 Розрахунок форсунки системи центрального впорскування

Вихідні дані:

$p_{\text{с}} = 1$ МПа – тиск у кінці стиску;

$p_{\text{зд}} = 7,019$ МПа – дійсний тиск у кінці згоряння;

$n = 5700$ хв⁻¹ – частота обертання двигуна;

$\rho_{\text{т}} = 750$ кг/м³ – щільність бензину А-95;

$\Delta\varphi = 30$ ° ПКВ – тривалість подачі палива.

Об'єм палива, який впорскується форсункою за один робочий хід (циклова подача):

$$V_{\text{ц}} = \frac{N_e \cdot g_e \cdot 10^3}{30 \cdot n \cdot i \cdot \rho_T}, \quad (5.2)$$

$$V_{\text{ц}} = \frac{70 \cdot 258,6 \cdot 10^3}{30 \cdot 5700 \cdot 4 \cdot 0,75} = 35,287 \frac{\text{мм}^3}{\text{цикл}},$$

де $N_e = 70$ кВт – ефективна потужність двигуна, кВт;

$g_e = 258,6$ г/(кВт·год) – ефективна питома витрата палива (з результатів теплового розрахунку);

$i = 4$ – кількість циліндрів двигуна.

Для 4-тактного двигуна з номінальною частотою обертання 5700 хв^{-1} за 1 хв відбувається $5700/2 = 2850$ циклів впорскування.

Тоді

$$V_{\text{ц}} = \frac{35,287 \cdot 2850}{1000} = 100,568 \frac{\text{см}^3}{\text{хв}}.$$

Час витікання палива:

$$\Delta t = \Delta \varphi / (6n) = 30 / (5700 \cdot 6) = 0,000877 \text{ с}. \quad (5.3)$$

Середній тиск газів у циліндрі в період впорскування:

$$p_{\text{ц}} = (p_c + p_{z_d}) / 2 = (1 + 7,019) / 2 = 4,010 \text{ МПа}. \quad (5.4)$$

Середня швидкість витікання палива через сопловий отвір:

$$w_{\phi} = \sqrt{\frac{2}{\rho_{\tau}} (p_{\pi} - p_{\phi}) \cdot 10^6}, \quad (5.5)$$

$$w_{\phi} = \sqrt{\frac{2}{750} \cdot (4,010 - 0,1) \cdot 10^6} = 102,105 \text{ м/с},$$

де $p_{\phi} = 0,1$ МПа – середній тиск розпилювання.

Сумарна площа соплових отворів:

$$f_c = \frac{V_{\pi}}{\mu_{\phi} \cdot w_{\phi} \cdot \Delta t \cdot 10^3}, \quad (5.6)$$

$$f_c = \frac{35,287}{0,7 \cdot 102,105 \cdot 30 \cdot 10^3} = 0,5628 \text{ мм}^2,$$

де $\mu_{\phi} = 0,7$ – коефіцієнт витрати палива.

Діаметр соплового отвору:

$$d_c = \sqrt{4f_c/(\pi m)} = \sqrt{4 \cdot 0,5628/(3,14 \cdot 1)} = 0,8467 \text{ мм}, \quad (5.7)$$

де $m = 1$ – кількість соплових отворів.

Приведені вище розрахунки дають можливість лише орієнтовно визначити основні конструктивні параметри форсунки. Пояснюється це тим, що дійсний процес паливоподачі із-за гідродинамічних явищ, які відбуваються в паливній системі, значно відрізняється від прийнятого в розрахунку.

За отриманим значенням циклової подачі палива $V_{\pi} = 100,568 \text{ см}^3/\text{хв}$ з каталогу бензинових форсунок [9] для проектованого двигуна вибираємо паливні форсунки Bosch 0-280-150-993 з наступними характеристиками:

- паливоподача $110 \text{ см}^3/\text{хв}$;
- паливоподача $79,20 \text{ г/хв}$;
- електричний роз'єм EV-1;
- електричний імпеданс – високий.

6 РОЗРАХУНОК ПОРШНЕВОГО КІЛЬЦЯ

Поршневі кільця працюють в умовах високих температур та значних знакозмінних навантажень, виконуючи три основні функції:

- герметизації надпоршневого простору з метою максимально можливого використання теплової енергії палива;
- відведення надлишкової частки теплоти від поршня до стінок циліндра;
- раціональний розподіл масляного шару по дзеркалу циліндра та обмеження попадання оливи до камери згоряння.

Виконання цих функцій на сучасних двигунах забезпечує комплект кілець. У проектуваному двигуні 3 кільця: 2 компресійних та 1 маслоз'ємне.

Найбільш навантаженим, особливо в тепловому відношенні, є верхнє компресійне кільце, температура якого досягає 200...250 ° С. Зазвичай воно виготовляється з легованого високоміцного чавуну з кулястим графітом, що має межу міцності 1100...1400 МПа. Легуючі добавки хрому, нікелю, молібдену та інших металів сприяють підвищенню термостійкості компресійних кілець до 340 ° С. Для найбільш високофорсованих дизелів та бензинових двигунів застосовуються верхні компресійні кільця, виготовлені з високовуглецевих сталей з межею міцності 1400...1500 МПа та вище. З метою підвищення зносостійкості на компресійні кільця обов'язково наносяться спеціальні зносостійкі покриття. Найчастіше в якості такого покриття використовується електролітичне хромування шаром 0,10...1,15 мм твердого хрому, або шаром ще більш тугоплавкого та зносостійкого молібдену. Більш широке поширення нині знаходить тверде хромування з приданням зовнішній поверхні спеціального симетричного чи несиметричного бочкоподібного профілю (рис. 6.1).

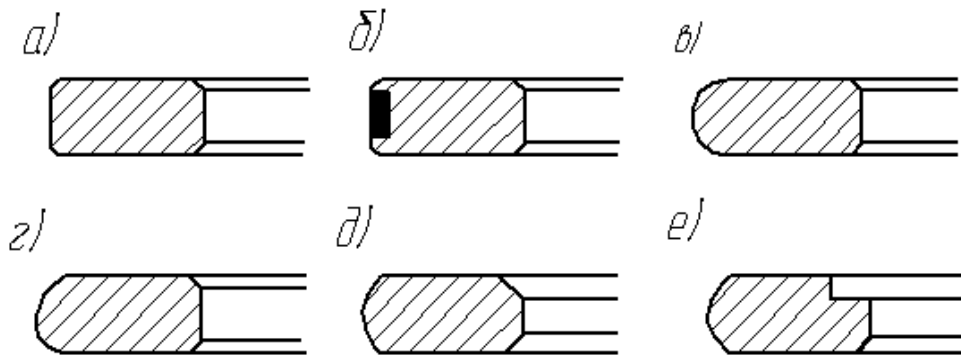


Рисунок 6.1 – Профілі верхніх компресійних кілець

Верхнє компресійне кільце для поршня двигуна, що проектується, виготовляється з чавуну ВЧ 500-2 ДСТУ 3925-99 з профілем «а» (див. рис. 6.1).

Маслоз'ємне кільце забезпечує знімання масла з дзеркала циліндра і скидання його в картер через отвори в канавці поршня. Найбільш важливими якостями маслоз'ємних кілець є хороша пристосовність до форми циліндра і високий тиск на стінки циліндра, необхідні для ефективного знімання масла. Специфічні умови роботи та функції маслоз'ємних кілець визначають і відповідні вимоги до їх конструкції та матеріалу.

На сучасних двигунах застосовуються два основні типи кілець:

- коробчасті кільця з розширювачем у вигляді еспандерної або спіральної пружини;
- набірні кільця, що складаються з двох дисків та двофункціональних розширювачів.

Коробчасті кільця виготовляються з сірого легованого чавуну, здатного тривалий час працювати в парі з чавунною гільзою циліндра без спеціальних покриттів, хоча деякі двигуни мають маслоз'ємні кільця з хромованою зовнішньою поверхнею. Виготовляються хромовані коробчасті маслоз'ємні кільця методом прокату із сталеві каліброваної стрічки.

Для виготовлення елементів набірних кілець також використовується сталева калібрована стрічка. Тонкі диски кільця 0,50...0,63 мм

виготовляються із вуглецевої сталеві стрічки, зовнішня поверхня яких хромується. Двофункціональні розширювачі, що забезпечують утримання дисків у канавці поршня на певній відстані один від одного і рівномірне притискання їх до дзеркала циліндра, виготовляються з нержавіючої хромонікелевої сталеві стрічки. У процесі виготовлення стрічка нагартується і набуває пружинних властивостей, які вона практично не втрачає в процесі експлуатації.

Основними конструктивними параметрами поршневого кільця є:

- відношення діаметра циліндра до радіальної товщини кільця D/t ;
- висота кільця a ;
- відношення різниці між величинами зазорів замку кільця у вільному

та робочому стані до товщини кільця A_0/t .

Розрахунок кільця полягає:

- у визначенні середнього тиску кільця на стінку циліндра, який повинен забезпечувати достатню герметичність камери згоряння і не повинен різко збільшувати втрати потужності двигуна на тертя кільця о стінку циліндра;

- у побудові епюри тиску кільця по колу;

- у визначенні напруг вигину, що виникають у перерізі, протилежному замку, при надяганні кільця на поршень та в робочому стані;

- у встановленні монтажних зазорів у прямому замку кільця.

Середній тиск компресійного кільця на стінку циліндра:

$$p_{cp} = 0.152 \cdot E \cdot \frac{A_0/t}{(D/t-1)^3(D/t)}, \quad (6.1)$$

$$p_{cp} = 0,152 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \cdot \frac{10,2/3,4}{(80/3,4-1)^3(80/3,4)} = 0,203 \text{ МПа},$$

де $E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності кільця з легованого чавуну;

$A_0 = 3 \cdot t = 3 \cdot 3,4 = 10,2$ мм – різниця між величинами зазорів кільця у вільному та робочому станах;

$t = 3,4$ мм – радіальна товщина кільця.

Допустимий середній радіальний тиск для компресійних кілець $p_{cp} = 0,11 \dots 0,37$ МПа, у нашому випадку $p_{cp} = 0,203$ МПа.

При зниженні частоти обертання двигуна і збільшення діаметра циліндра величина p_{cp} повинна мати значення ближче до нижньої межі. Для забезпечення хорошого приробітку кільця та надійного ущільнення тиск p кільця на стінку циліндра у замку має бути підвищеним. Практикою встановлено, що це підвищення має становити для кілець бензинових двигунів приблизно $(1,4 \dots 2,0) \cdot p_{cp}$. При цьому епюра тиску кільця на стінки циліндра бензинового двигуна може мати грушовидну або краплевидну форму, співвідношення тиску $f(\psi) = p/p_{cp}$ наведено у таблиці 6.1.

Розраховуємо тиск кільця на стінку циліндра в різних точках окружності при краплевидній формі епюри тиску

$$p = p_{cp} \cdot \mu_k, \quad (6.2)$$

$$p_0 = 0,203 \cdot 1,05 = 0,214 \text{ МПа.}$$

Результати розрахунку p для інших кутів ψ розраховано аналогічно та наведено в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – До розрахунку поршневого кільця

Кут ψ , град	μ_k [4]	p , МПа
0	1,05	0,214
30	1,04	0,212
60	1,02	0,207
90	1,00	0,203
120	1,02	0,207
150	1,24	0,252
180	1,50	0,305

За даними таблиці 6.1 будемо краплевидну епюру тиску кільця на стінку циліндра (рисунок 6.2).

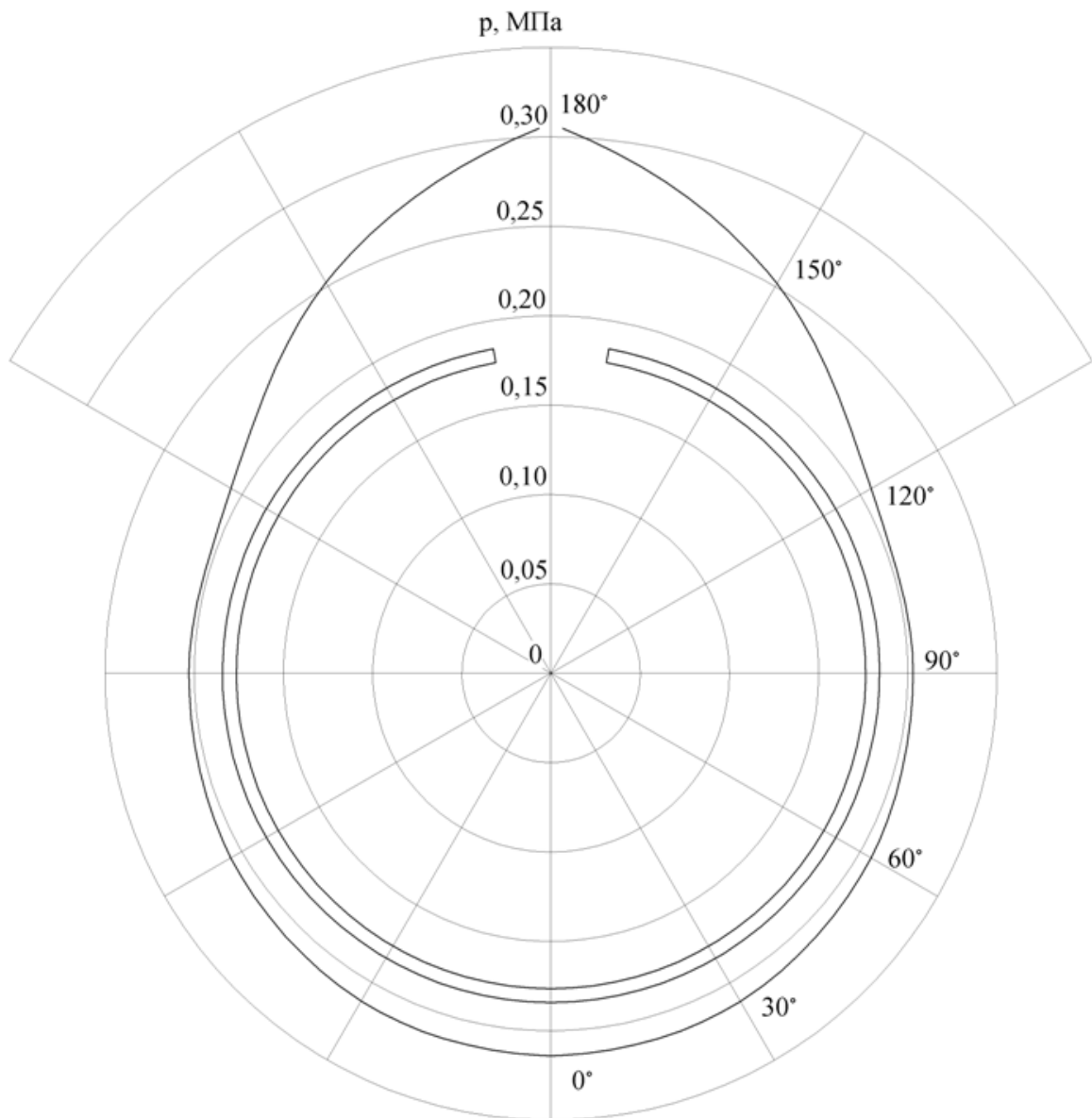


Рисунок 6.2 – Краплевидна епюра тиску верхнього компресійного кільця бензинового двигуна на дзеркало циліндра

Нове кільце, виготовлене із задалегідь заданою епюрою тиску та встановлене в циліндр, не повинно мати просвітів між своєю зовнішньою поверхнею та дзеркалом циліндра. Значне підвищення тиску у замку сприяє рівномірному зносу кільця по колу.

Напруга вигину кільця, що виникає в перерізі кільця, протилежному замку:

– в робочому стані

$$\sigma_{из1} = 2,61 p_{cp} \cdot (D/t - 1)^2, \quad (6.3)$$

$$\sigma_{из1} = 2,61 \cdot 0,203 \cdot (72/3,4 - 1)^2 = 269,417 \text{ МПа},$$

– при надіванні його на поршень

$$\sigma_{из2} = \frac{4E \cdot (1 - 0,114 \cdot A_0/t)}{m \cdot (D/t - 1,4) \cdot (D/t)}, \quad (6.4)$$

$$\sigma_{из2} = \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 10^{-5} (1 - 0,114 \cdot 10,2/3,4)}{1,57 \cdot (80/3,4 - 1,4) \cdot (80/3,4)} = 386,355 \text{ МПа},$$

де m – коефіцієнт, що залежить від способу надягання кільця (при розрахунку приймаємо $m = 1,57$).

Допустимі напруження при вигині кільця $[\sigma_{из}] = 220 \dots 450 \text{ МПа}$ [4]. У розрахунку проектованого двигуна отримане значення $\sigma_{из2} = 386,355 \text{ МПа}$ потрапляє у допустимі межі.

Монтажний зазор у прямому замку поршневого кільця в холодному стані:

$$\Delta_k = \Delta_k' + \pi \cdot D \cdot [\alpha_k \cdot (T_k - T_0) - \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_0)], \quad (6.5)$$

$$\Delta_k = 0,06 + 3,14 \cdot 80 \cdot [11 \cdot 10^{-6} \cdot (610 - 293) - 11 \cdot 10^{-6} \cdot (450 - 293)] =$$

$$= 0,502 \text{ мм},$$

де $\Delta_k' = 0,06 \dots 0,10 \text{ мм}$ – мінімально допустимий зазор у замку кільця під час роботи двигуна, приймаємо $\Delta_k = 0,06 \text{ м}$;

$\alpha_{ц}$ и α_k – коефіцієнти лінійного розширення матеріалу кільця та гільзи циліндра. Для чавуну $\alpha_{ц} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$;

T_k, T_c и T_o – відповідно температура кільця, стінок циліндра в робочому стані і початкова температура $T_o = 293$ К, при повітряному охолодженні $T_k = 523 \dots 723$ К, $T_c = 443 \dots 463$ К; для проєктованого двигуна приймаємо $T_c = 450$ К, $T_k = 610$ К.

ВИСНОВКИ

Відповідно до завдання, спроектував бензиновий двигун потужністю 70 кВт при 5700 хв^{-1} для легкового автомобіля. Двигун рядний, чотиритактний, чотирициліндровий, з верхнім розташуванням розподільного вала. В блоці циліндрів встановлений колінчастий вал – чавунний, марки ВЧ50. Поршні відливаються з алюмінієвого сплаву АЛ25, мають два компресійних і одне маслоз’ємне кільце. Юбки поршня вкорочені зі сторони закріплення поршневого пальця. Компресійні кільця виготовлені з високоміцного чавуну з кулястим графітом марки ВЧ500-2, який має високу гнучкість. Зверху кільце хромоване на глибину від 0,1 мм. Маслоз’ємне кільце набірне, з пружинним розширювачем. Поршневі пальці сталеві марки 45ХА, плаваючі в поршні, на шатун кріпляться посадкою з натягом, без стопорних кілець.

Головка циліндрів – загальна для всіх циліндрів, вилита з алюмінієвого сплаву АЛ4. У неї запресовані чавунні напрямні втулки і сідла клапанів. Між головкою і блоком циліндрів встановлюється металоазбестова прокладка.

Система газорозподілу 8-клапанна (на кожен циліндр по 2 клапани).

Система мащення двигуна – комбінована (під тиском і розбризкуванням); включає в себе повно потоковий масляний фільтр з паперовим фільтруючим елементом, через який проходить все масло. Під тиском змащуються підшипники колінчастого і розподільного валів та коромисел клапанів. Інші деталі змащуються завдяки розбризкуванню мастила.

Масляний насос – шестеренний зовнішнього зачеплення, односекційний.

Система охолодження двигуна – рідинна, закритого типу, з примусовою циркуляцією рідини і розширювальним бачком.

Виконав тепловий розрахунок двигуна. Для цього користувався комп’ютерною програмою Engine Calculation, в основі якої лежить система рівнянь фізико-математичної моделі 2-го рівня.

Результатом теплового розрахунку в програмі Engine Calculation є ефективні показники двигуна:

- ефективна потужність $N_e = 69,81$ кВт;
- середній ефективний тиск $p_e = 0,871$ МПа;
- питома витрата палива $g_e = 258,6$ г/(кВт·год);
- ефективний ККД $\eta_e = 35,1$ %.

В протоколі теплового розрахунку отримано значення величин стану робочого тіла (температура, тиск) протягом циклу, побудовані індикаторні діаграми.

Виконав розрахунок основних сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (на поршень – осьової сили P і бічної сили N , на шатун – сили S , на кривошип – тангенціальної сили T і нормальної сили K). Побудовані діаграми зміни цих сил від кута повороту кривошипа.

Розраховано крутний момент на кривошипі від одного циліндра M і від всіх циліндрів.

Розраховано сили, що діють на шатунну шийку $R_{\text{шш}}$ та на 1-шу, 2-гу і 3-тю корінні шийки $R_{\text{кш}}$ колінчастого валу. Побудовано діаграми цих сил в прямокутних координатах, а також для $R_{\text{шш}}$ – полярну діаграму.

Виконав розрахунок верхнього компресійного поршневого кільця. Саме це кільце найбільш навантажене, оскільки піддається дії механічних та теплових навантажень. Побудовано краплевидну епюру тиску кільця бензинового двигуна на дзеркало циліндра. максимальний тиск складає $0,305$ МПа.

Розрахована напруга вигину кільця, що виникає в перерізі кільця, $\sigma_{\text{из.мак}} = 386$ МПа, що потрапляє у допустимі межі. Монтажний зазор у прямому замку поршневого кільця в холодному стані складає $\Delta_k = 0,5$ мм.

Розраховано систему живлення двигуна з розподіленням впорскуванням. Її перевагою є можливість більш точно підтримувати необхідний склад паливоповітряної суміші в кожен момент часу відповідно до постійно змінюваного режиму роботи двигуна. Зазначені переваги систем впорскування

легкого палива дозволяють задовольняти зростаючі екологічні вимоги по скороченню токсичних викидів в атмосферу, економити паливо, підвищувати техніко-економічні й силові характеристики двигунів, знижувати їх масогабаритні параметри.

Розраховано, що для проектованого двигуна необхідне паливо із октановим числом А-95. Розраховано характеристики витрати електромагнітної форсунки. За каталогом підібрана конкретна модель Bosch 0-280-150-993.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання / Укл.: Г.І. Слинко, Я.О. Єгоров. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 50 с.
2. Методичні вказівки до переддипломної практики, виконання та захисту кваліфікаційної роботи магістрів, що навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Двигуни внутрішнього згорання» [Текст] / Укл.: Г. І. Слинко, В. І. Кубіч, Р. Ф. Сухонос. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018. – 38 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / В. П. Алексеев, В. Ф. Воронин, Л. В. Грехов / Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 284 с.
4. **Колчин, А. И.** Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов [Текст] / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 2008. – 496 с.
5. **Егоров, Я. А.** Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа [Текст] : Учеб. пособие / Я. А. Егоров. – К.: УМК ВО, 1991. – 56 с.
6. Методичні вказівки до індивідуальних розрахунково-графічних робіт з теплового та динамічного розрахунків ДВЗ для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл. Г. І. Слинко, Р. Ф. Сухонос – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 30 с.
7. Таблица Брадиса: синусы, косинусы, тангенсы и котангенсы [Електронний ресурс] / М.В. Довжик. – Сайт «OnlineMSchool». – Режим доступу: https://ru.onlinemschool.com/math/formula/bradis_table/
9. Electronic Fuel Injector (EFI) Flow Data Table [Електронний ресурс] / Режим доступу: <http://users.erols.com/srweiss/tableifc.htm>

ДОДАТОК А
Специфікації складальних креслень

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Документація</u>		
2x10			NUZP-1000260 СБ	Двигун		
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	NUZP-10000001	Форсунка бензинова	4	
		2	NUZP-10000002	Розподільник запалювання	1	
		3	NUZP-10000003	Свічка запалювання	4	
		4	NUZP-10000004	Маслоприймач	1	
		5	NUZP-10000005	Фільтр масляний	1	
		6	NUZP-10000006	Кришка маслозаливна	1	
		7	NUZP-10000007	Шатун	4	
		8	NUZP-10000008	Кільце маслоз'ємне	4	
		9	NUZP-10000009	Сальник колінчастого валу передній	1	
		10	NUZP-10000010	Сальник колінчастого валу задній	1	
				<u>Деталі</u>		
		11	NUZP-10000011	Клапан випускний	4	
		12	NUZP-10000012	Клапан впускний	4	
		13	NUZP-10000013	Сідло клапана випускного	4	
		14	NUZP-10000014	Сідло клапана впускного	4	
		15	NUZP-10000015	Напрямна втулка клапана	8	
		16	NUZP-10000016	Колектор випускний	1	

					NUZP-1000260 СП		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Разработ.	Демянков В.О.				Лит.	Лист	Листов
Проверил	Слинько Г.І.					1	4
Н.контр.	Слинько В.В.				Двигун НУ "Запорізька політехніка"		
Утв.	Слинько Г.І.						

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание						
		17	NUZP-10000017	Палець поршневий	4							
A3		18	NUZP-10000018	Кільце поршневе компресійне верхнє	4							
		19	NUZP-10000019	Кільце поршневе компресійне нижнє	4							
		20	NUZP-10000020	Блок циліндрів	1							
		21	NUZP-10000021	Втулка шатуна	4							
		22	NUZP-10000022	Вал розподільний	1							
		23	NUZP-10000023	Кришка головки блоку циліндрів	1							
		24	NUZP-10000024	Гвинт регулювальний	8							
		25	NUZP-10000025	Гайка регулювальна	8							
		26	NUZP-10000026	Коромисло клапана	8							
		27	NUZP-10000027	Пружина	8							
		28	NUZP-10000028	Тарілка клапана	8							
		29	NUZP-10000029	Сухар клапана	16							
		30	NUZP-10000030	Пружина клапана зовнішня	8							
		31	NUZP-10000031	Пружина клапана внутрішня	8							
		32	NUZP-10000032	Прокладка кришки головки циліндрів	1							
		33	NUZP-10000033	Вал приводу розподільника запалюван	1							
		34	NUZP-10000034	Шестерня масляного насосу ведома	1							
		35	NUZP-10000035	Шестерня масляного насосу ведуча	1							
		36	NUZP-10000036	Вал ведомий масляного насосу	1							
		37	NUZP-10000037	Вал приводу масляного насосу	1							
		38	NUZP-10000038	Корпус редукційного клапана	1							
		39	NUZP-10000039	Пружина редукційного клапана	1							
		40	NUZP-10000040	Проставка	1							
		41	NUZP-10000041	Корпус масляного насосу	1							
		42	NUZP-10000042	Картер	1							
		43	NUZP-10000043	Вал колінчатий	1							
		44	NUZP-10000044	Маховик	1							
		45	NUZP-10000045	Обід маховика	1							
		46	NUZP-10000046	Штифт маховика	12							
		47	NUZP-10000047	Болт маховика малий	10							
		48	NUZP-10000048	Кришка	1							
<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: center;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px;"> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 15%;">Изм.</td> <td style="width: 15%;">Лист</td> <td style="width: 15%;">№ докум.</td> <td style="width: 15%;">Подп.</td> <td style="width: 15%;">Дата</td> </tr> </table> </div> <div style="text-align: center; font-size: 24px; font-weight: bold;"> NUZP-1000260 СП </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px;"> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 100%;">Лист</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">2</td> </tr> </table> </div> </div>						Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	2
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата								
Лист												
2												

<i>Формат</i>	<i>Зона</i>	<i>Поз.</i>	<i>Обозначение</i>	<i>Наименование</i>	<i>Кол.</i>	<i>Примечание</i>
		49	NUZP-10000049	Шестерня привідна	1	
		50	NUZP-10000050	Втулка упорня	1	
		51	NUZP-10000051	Муфта ручного запуску двигуна	1	
		52	NUZP-10000052	Шайба	1	
		53	NUZP-10000053	Шпонка	1	
		54	NUZP-10000054	Ремінь ГРМ	1	
		55	NUZP-10000055	Шестерня привоу допоміжних агрегатів	1	
		56	NUZP-10000056	Шестерня привоу ГРМ	1	
		57	NUZP-10000057	Болт шестерні привоу ГРМ	1	
		58	NUZP-10000058	Штіфт	3	
		59	NUZP-10000059	Втулка упорня	1	
		60	NUZP-10000060	Масловідбивач	1	
		61	NUZP-10000061	Вкладиш верхній колінчатого валу	4	
		62	NUZP-10000062	Вкладиш нижній колінчатого валу	4	
		63	NUZP-10000063	Вкладиш верхній колінчатого валу центральний	1	
		64	NUZP-10000064	Вкладиш нижній колінчатого валу центральний	1	
		65	NUZP-10000065	Вкладиш шатуна верхній	4	
		66	NUZP-10000066	Вкладиш шатуна нижній	4	
		67	NUZP-10000067	Опора нижня	1	
		68	NUZP-10000068	Болт шатуна	8	
		69	NUZP-10000069	Гайка болта шатуна	8	
		70	NUZP-10000070	Кришка опори колінчастого валу	5	
		71	NUZP-10000071	Болт кришки колінчастого валу	10	
		72	NUZP-10000072	Пластина прижимна	1	
		73	NUZP-10000073	Тарілка клапана	8	
		74	NUZP-10000074	Ковпачок маслоз'ємний	8	
		75	NUZP-10000075	Прокладка впускного колектора	1	
		76	NUZP-10000076	Паршень	1	
		77	NUZP-10000077	Головка блоку циліндрів	1	

					<i>Лист</i>	
					NUZP-1000260 СП	
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		
					3	

