

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет
Кафедра «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки»

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістра

на тему Дослідження впливу конструкційного матеріалу шатуна на його

масогабаритні показники

(Study of the influence of the material of the connecting rod

on its weight and size indicators)

Виконав: студент(ка) 2(м) курсу, групи T-413м
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування
Освітня програма (спеціалізація)
«Двигуни внутрішнього згорання»
ШИЛЕНКО Данііл Станіславович

Керівник д.т.н., професор
СЛИНЬКО Георгій Іванович

Рецензент декан машинобудівного
Факультету, к.т.н., доцент
ГЛУШКО Василь Іванович

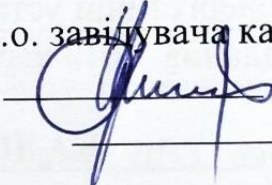
Запоріжжя
2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

Інститут, факультет Транспортний факультет
Кафедра Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки
Ступінь вищої освіти магістр
Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри «АТД та ГЕУ»

Олександр АРТЮХ
2024 року

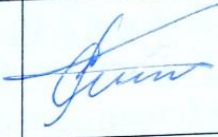
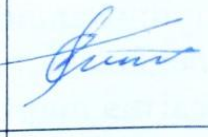


З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

ШИЛЕНКО Данііл Станіславович

1. Тема проекту (роботи) Дослідження впливу конструкційного матеріалу шатуна на його масогабаритні показники
керівник проекту (роботи) д.т.н., професор СЛИНЬКО Георгій Іванович
затверджені наказом вищого навчального закладу від 05.12.2024 р. № 506
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 09.12.2024 р.
3. Вихідні дані до проекту (роботи) бензиновий 4-тактний 6-циліндровий двигун Opel C30SE номінальною потужністю 150 кВт при 6000 хв⁻¹
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) провести аналіз літератури за темою дослідження; визначити особливості конструкції шатунів ДВЗ різних типів; визначити сили, що діють на елементи шатунної групи; дослідити, які матеріали використовуються при виготовленні шатунів, їх властивості; розглянути особливості конструкції деталей шатунної групи двигуна Opel C30SE; розробити методику визначення впливу конструкційного матеріалу шатуна на його масогабаритні показники; визначити параметри стану робочого тіла в циліндрі, циклові індикаторні та ефективні показники двигуна; виконати розрахунок сил та моментів, що діють на деталі КШМ; виконати розрахунок на міцність шатуна, виготовленого із різних конструкційних матеріалів; обґрунтувати необхідність посилення конструкції шатунів; розробити креслення шатуна; зробити висновки та рекомендації щодо заміни конструкційного матеріалу шатуна.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
В презентації до захисту надано основні відомості про роботу, креслення шатуна у двох виконаннях, основні формули розрахункової методики, результати досліджень в табличному та графічному вигляді

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада керівника, консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-6	Слинько Г.І., професор кафедри «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки»		
нормо-контроль	Рябошапка Н.Є., ст. викладач кафедри «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки»		

7. Дата видачі завдання «01» вересня 2024 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	05.09.2024	
2	Аналіз літературних джерел. Обґрунтування актуальності дослідження	10.09.2024	
3	Аналіз конструкції двигуна Opel C30SE	20.09.2024	
4	Розробка методики дослідження	30.09.2024	
5	Тепловий розрахунок двигуна Opel C30SE на номінальному режимі	10.10.2024	
6	Динамічний розрахунок двигуна Opel C30SE на номінальному режимі	25.10.2024	
7	Розрахунки на міцність шатуна двигуна Opel C30SE з різних конструкційних матеріалів	15.11.2024	
8	Формування висновків з магістерської роботи	25.11.2024	
9	Оформлення магістерської роботи, нормоконтроль	30.11.2024	
10	Розробка презентації та доповіді до захисту	05.12.2024	
11	Подання роботи до захисту	12.12.2024	

Студент

Керівник проекту (роботи)


(підпис)


(підпис)

ШИЛЕНКО Д.С.

(прізвище та ініціали)

СЛИНЬКО Г.І.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 100 с., 9 табл., 25 рис., 42 джерела, 2 додатка.

АЛЮМІНІЄВИЙ СПЛАВ, ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ЗАПАС МІЦНОСТІ, КОНСТРУКЦІЙНИЙ МАТЕРІАЛ, СТАЛЬ, ТИТАНОВИЙ СПЛАВ, ШАТУН

В роботі вирішено важливу актуальну проблему дослідження впливу конструкційного матеріалу шатуна 4-тактного ДВЗ на його масогабаритні показники. Заміна сталі на алюмінієвий або титановий сплав дозволяє зменшити масу шатуна до 30 %, що дозволяє зменшити сили інерції, діючі на кривошипно-шатунний механізм. Це позитивно впливає на прийомистість двигуна, що особливо важливо для спортивних автомобілів.

Мета даної роботи – дослідити вплив конструкційного матеріалу шатуна на його масогабаритні показники.

Об'єкт дослідження – особливості конструкції та конструкційний матеріал шатуна чотиритактного бензинового двигуна внутрішнього згорання.

Предмет дослідження – впливу конструкційного матеріалу шатуна бензинового двигуна на його масогабаритні показники.

Роботу виконано в рамках держбюджетної НДР 01924 «Технічне та фізико-математичне моделювання роботи вузлів та деталей теплових двигунів різного призначення» (2024-2027 р., керівник д.т.н., професор Слинько Г.І.).

За результатами досліджень підготовано роботу для участі в конкурсі студентських наукових робіт НУ «Запорізька політехніка».

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ	9
1.1 Особливості конструкції шатунів ДВЗ	9
1.2 Сили, що діють на шатун	14
1.3 Конструкційні матеріали, виготовлення, термообробка деталей шатунної групи	15
1.4 Висновки за розділом	20
2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ	25
2.1 Опис конструкції та технічна характеристика двигуна С30SE	25
2.2 Аналіз особливостей конструкції деталей шатунної групи двигуна С30SE	35
2.3 Методика дослідження	37
2.4 Висновки за розділом	38
3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ ДВИГУНА OPEL C30SE	39
3.1 Вихідні дані до розрахунку	39
3.2 Підготовка даних для теплового розрахунку в програмі Engine Calculation	39
3.3 Контроль і аналіз результатів теплового розрахунку	44
3.4 Висновки за розділом	50
4 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА OPEL C30SE НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	51
4.1 Розрахунок основних сил та обертового моменту	51
4.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму	55
4.3 Сили інерції обертових мас	58
4.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу	59
4.5 Сила, діюча на I корінну шийку колінчастого валу	63
4.6 Обертовий момент двигуна	64

4.7 Висновки за розділом	68
5 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ СТАЛЕВОГО ШАТУНА	69
5.1 Розрахунок поршневої головки шатуна	69
5.1.1 Вихідні дані	69
5.1.2 Розрахунок перерізу I–I	71
5.1.3 Розрахунок перерізу A–A	74
5.2 Розрахунок кривошипної головки шатуна	78
5.3 Розрахунок стрижня шатуна	80
5.4 Висновки за розділом	84
6 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ ШАТУНА НА ЙОГО МАСОГАБАРИТНІ ПОКАЗНИКИ	85
6.1 Титанові сплави	85
6.2 Алюмінієві сплави	86
6.3 Висновки за розділом	89
ВИСНОВКИ	90
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	93
ДОДАТОК А – Акт впровадження результатів роботи	98
ДОДАТОК Б – Креслення шатуна	99

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) встановлюються в різні машини, що визначає різноманітні варіанти їх використання. До ДВЗ, призначених для спортивних автомобілів, висуваються жорсткі вимоги щодо зменшення маси деталей, які здійснюють зворотно-поступальні рухи. З огляду літератури відомо, що заміна конструкційного матеріалу шатуна зі сталі на титановий сплав або алюмінієвий сплав дозволяє зменшити масу шатуна до 30 %. Проте питання надійності такого шатуна в науковій літературі вивчено недостатньо, тому тематика дослідження є актуальною.

Мета і завдання дослідження

Мета даної роботи – дослідити вплив конструкційного матеріалу шатуна на його масогабаритні показники.

Для досягнення мети, вирішувався ряд **завдань**:

- провести аналіз літератури за темою дослідження; визначити особливості конструкції шатунів ДВЗ різних типів; визначити сили, що діють на елементи шатунної групи; дослідити, які матеріали використовуються при виготовленні шатунів, їх властивості;
- розглянути особливості конструкції двигуна Opel C30SE, особливості конструкції деталей шатунної групи;
- розробити методику визначення впливу конструкційного матеріалу шатуна на його масогабаритні показники;
- за допомогою теплового розрахунку ДВЗ визначити параметри стану робочого тіла в циліндрі, циклові індикаторні та ефективні показники двигуна;
- виконати розрахунок сил та моментів, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму;
- виконати розрахунок на міцність шатуна, виготовленого із різних конструкційних матеріалів; обґрунтувати необхідність посилення конструкції шатунів;
- розробити креслення шатуна;

– після аналізу отриманих результатів зробити висновки та рекомендації щодо заміни конструкційного матеріалу шатуна.

Об’єкт дослідження – особливості конструкції та конструкційний матеріал шатуна чотиритактного бензинового двигуна внутрішнього згорання.

Предмет дослідження – вплив конструкційного матеріалу шатуна бензинового двигуна на його масогабаритні показники.

Методи дослідження: теоретичні (аналіз, синтез, індукція, дедукція) та практичні (аналітично-розрахунковий метод). Для виконання дослідження використовувались комп’ютерні програми Engine Calculation, Microsoft Office Excel.

Наукова новизна роботи полягає в наступному:

– розроблена методика, яка дозволяє дослідити вплив властивостей конструкційного матеріалу на запас міцності шатуна ДВЗ.

Практична цінність роботи полягає в наступному:

– методика розрахунку впливу конструкційного матеріалу шатуна бензинового 4-тактного ДВЗ на його масогабаритні показники може бути використана при проектуванні нових та модернізації існуючих ДВЗ;

– розроблено проект модернізації шатуна з алюмінієвого сплаву В95;

– вплив конструкційного матеріалу шатуна на його масогабаритні показники впроваджено в навчальний процес в якості порівняльних даних.

Апробація

Роботу виконано в рамках першого етапу держбюджетної НДР 01924 «Технічне та фізико-математичне моделювання роботи вузлів та деталей теплових двигунів різного призначення» (2024-2027 р., керівник д.т.н., професор Слинько Г.І.) (**акт апробації впровадження результатів роботи в навчальний процес від 25 листопада 2024 р.**).

За результатами досліджень підготовано роботу для участі в конкурсі студентських наукових робіт НУ «Запорізька політехніка» 2024/2025 навчального року за секцією «Транспортна».

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ

Елемент конструкції кривошипно-шатунного механізму, який називається шатуном, у більшості випадків насправді є групою деталей [1]:

- шатун;
- втулка поршневої головки;
- кришка шатуна;
- вкладиші кривошипної головки;
- деталі кріплення кришки шатуна (шатунні болти або шпильки з гайками, шайбами і шплінтами, втулки).

1.1 Особливості конструкції шатунів ДВЗ

У 2-тактних двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) шатунна група більш простої конструкції, ніж у 4-тактних ДВЗ.

На шатунну групу діють змінні за значенням газові та інерційні сили, за характером близькі до ударних, а робота її відбувається при несприятливих умовах змащення.

Загальними вимогами до шатунної групи є: жорсткість і міцність, мінімальна маса, технологічність виготовлення.

Шатун складається із поршневої головки, стержня та кривошипної головки.

Залежно від конструктивних форм шатуни можуть бути розділені на три типи [1]:

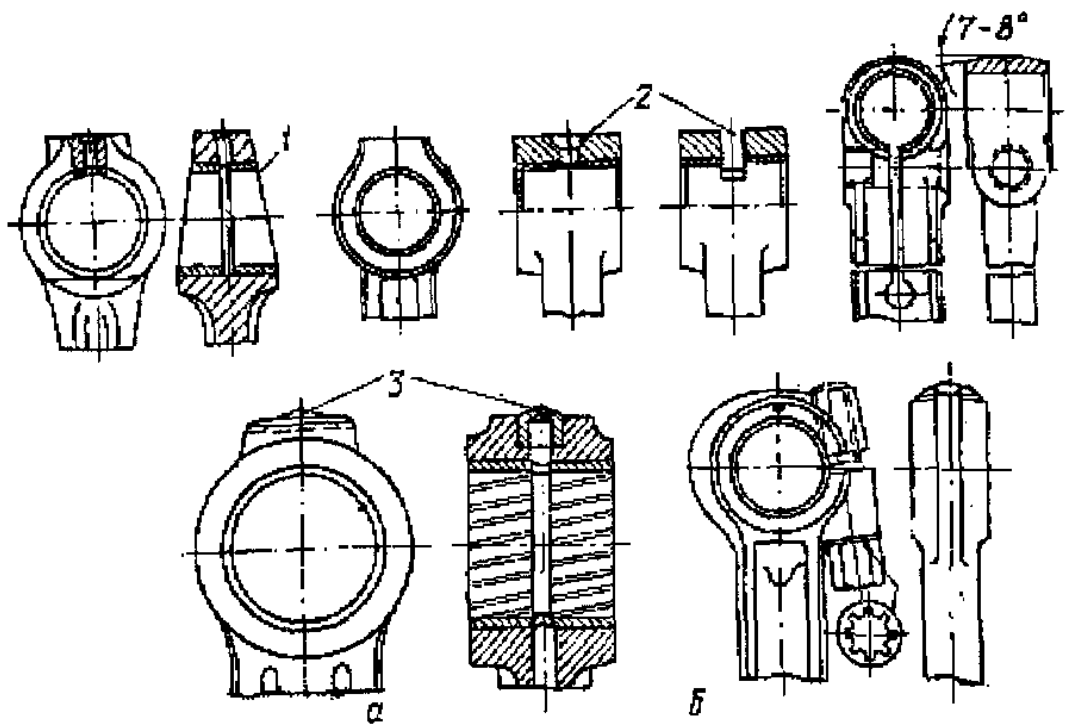
- шатуни однорядних та V-подібних двигунів із послідовним розташуванням однакових шатунів на одній шийці вала;
- шатуни центрального сполучення - вилкуватий та внутрішній у V-

подібних двигунів;

– шатуни головний та причеплений у У-подібних двигунів.

На автомобільних двигунах в умовах масового виробництва переважно використовується перший тип шатунів.

Поршневі головки шатуна за конструкцією визначаються розмірами поршневого пальця та способами його кріплення. У автомобільних двигунах здебільшого застосовуються пальці плаваючого типу, які мають змогу повертатися під час роботи у шатуні та у бобишках поршня. Різні конструкції верхніх головок шатунів із поршневими пальцями плаваючого та защемленого типу зображені на рисунку 1.1.



а – з плаваючим пальцем; б – з защемленим пальцем

Рисунок 1.1 – Поршневі головки шатунів [1]

Конструкція затиснутого у поршневій головці шатуна поршневого пальця забезпечує можливість: зменшення діаметра пальця та скорочення довжини опорної поверхні у шатуні, що дозволяє зробити поршкову головку більш компактною; зменшення можливих перекосів стержня шатуна, що виникають при порушенні паралельності осі пальця і шатунної шийки

внаслідок наявності зазорів [1].

У двигунах із пальцями плаваючого типу у поршневі головки запресовують бронзові або біметалеві втулки (сталеві з заливкою тонкого шару бронзи), завдяки чому значно збільшується час їх роботи.

У чотиритактних двигунах сили газів у кілька разів перевищують сили інерції мас поршневої групи. З цієї причини товщина масляного шару з обох сторін пальця буде різною. Для вирівнювання товщини масляного шару застосовується конструктивне зменшення опорної верхньої половини 1 втулки, як показано на рисунку 1.1, а. При цьому тиск зверху на масляний шар від дії сил інерції збільшується, і товщини масляного шару зверху і знизу зрівнюються, що дозволяє зменшити спрацювання пальця та втулки шатуна під час експлуатації [1].

Отвір 2 для змащення поршневого пальця виконується в верхній частині поршневої головки (рисунок 1.1, а).

Для охолодження днища поршня оливою у високофорсованих двигунів у поршневій головці шатуна влаштовується форсунка 3, олива до якої під тиском підводиться через отвір у стержні шатуна від шатунної шийки колінчастого вала.

Для зменшення концентрації напружень місце переходу поршневої головки у стержень шатуна виконується плавним, часто воно посилюється ребрами жорсткості, які проходять поздовж осі стержня (рис. 1.2).

Довжину шатуна вибирають при проектуванні залежно від висоти двигуна та габаритних розмірів картера.

Стержень шатуна у швидкохідних автомобільних двигунах виготовляється із двотаврового перерізу. Шатуни з подібним стержнем добре штампуються та забезпечують необхідну жорсткість при відносно малій масі. В автомобільних двигунах відношення висоти двотаврового перерізу до його ширини змінюється у межах $B/H = 1,4 \dots 1,8$ (рис. 1.2) [1].

Ширина зовнішніх полук двотавра по довжині шатуна виконується переважно неоднаковою, вона розширюється у місцях переходу до поршневої

та кривошипної головок, що збільшує жорсткість конструкції (рис. 1.2).

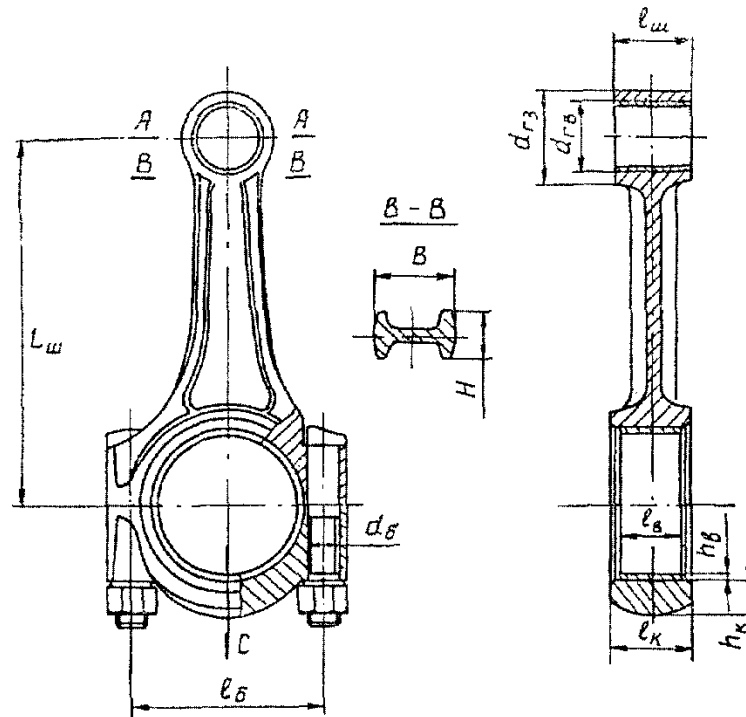
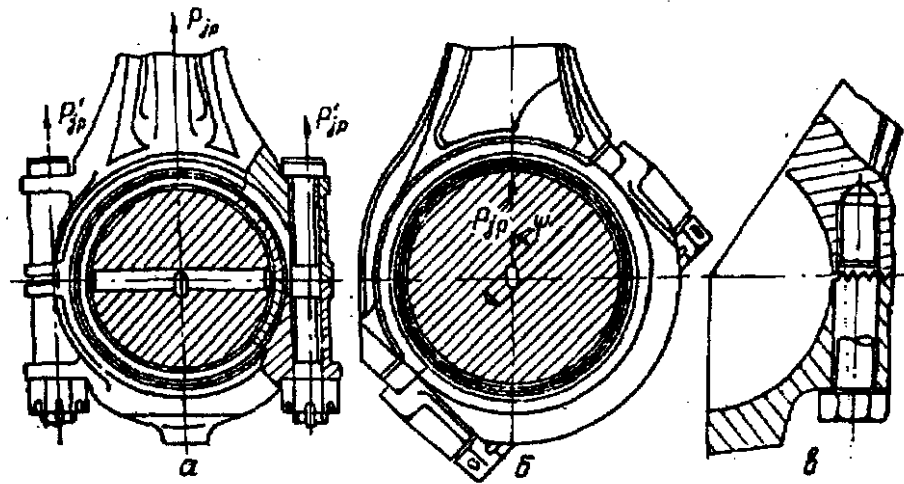


Рисунок 1.2 – Схема шатуна [1]

Кривошипні головки шатуна виконуються різними. Розміри їх визначаються діаметром та довжиною шатунної шийки. Кришка закріплюється за допомогою болтів або шпильок, сила затягування яких повинна забезпечувати щільність стиску при роботі на будь-якому швидкісному експлуатаційному режимі двигуна. Міцність кришки кривошипної головки збільшується ребрами жорсткості та приливами різних форм (рис. 1.3). У деяких автомобільних двигунів, наприклад, ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, ГАЗ-542, при неодмінних умовах демонтажу поршня з шатуном через циліндр кривошипні головки виконуються з косим розніманням (рис. 1.3, б). Площина рознімання розташовується під кутом $\psi = 30^\circ$, 45° або 60° до поздовжньої осі стержня шатуна [1].

Кришки кривошипних головок фіксуються від зміщення у поперечному напрямку призонними болтами (рис. 1.3, а), виступами або трикутними шлицями (рис. 1.3, б, в). Це дозволяє розвантажити шатунні болти від перерізуючих зусиль і значно підвищити надійність їх роботи.



а – з прямим розніманням; б, в – з косим розніманням

Рисунок 1.3 – Кривошипні головки шатунів [1]

Автомобільні двигуни обладнуються тонкостінними **вкладишами**, верхня та нижня половини яких виготовляються, як правило, взаємозамінними. Товщина металевих стінок вкладишів змінюється у межах (0,03...0,05) від діаметра шатунної шийки, а товщина заливки складає 0,2...0,7 мм. Тонкостінні вкладиші установлюються у кривошипну головку з натягом до 0,1 мм. Осьовий зазор їх не перевищує 0,18...0,28 мм. Фіксування вкладишів від повертання та осьових переміщень здійснюється вусиками, які встановлюються у відповідні канавки кришки шатуна [1].

Шатунні болти зазнають змінних навантажень від сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально та від відцентрової сили інерції, яку створюють частини шатуна без маси кришки. При їх проектуванні, в першу чергу, створюють умови, при яких зменшуються напруження вигину у болтах, із цією метою збільшують жорсткість бобишок кривошипної головки, зменшують кільцеві опорні площини головки та гайки болта, а також використовують сферичні самоустановні опорні площини головки та гайки болта (рис. 1.4). Місце переходу від різьби до стержня болта для збільшення втомної міцності виготовляють з проточкою, яка має радіус закруглення не менше 0,2 від зовнішнього діаметра болта [1].

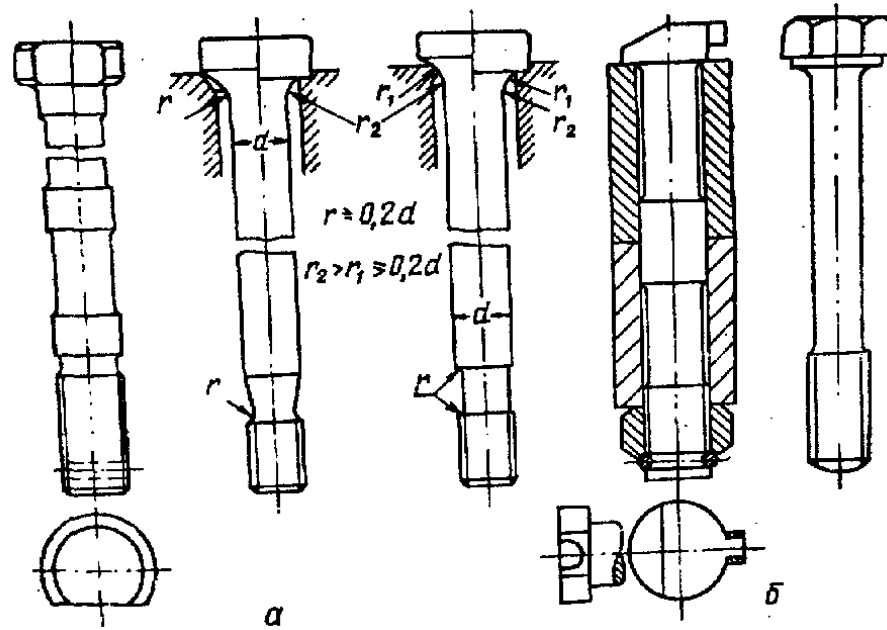


Рисунок 1.4 – Конструкція шатунних болтів [1]

Від провертання шатунні болти забезпечуються фіксуючими виступами (рис. 1.4, а) або лісками на головці.

При фіксації кришки відносно верхньої частини кривошипної головки шатуна за допомогою болта на ньому звичайно передбачається призонний пояс, який знаходиться у місці стику (рис. 1.3, а), іноді для фіксації кришки застосовують втулку.

Збільшення надійності роботи шатунних болтів досягається: тарованим затягуванням; створенням плавних переходів різьбової частини до стержня; центрівкою болта та жорсткими допусками на виготовлення його; розвантаженням від перерізуючих зусиль; обкаткою роликком різьби після її нарізання, що дає значне (приблизно на 100 %) збільшення опору втомі [1].

1.2 Сили, що діють на шатун

Більша частина сили тиску газів P , що діє на поршень вздовж осі циліндра, передається на шатун, яка діє вздовж осі шатуна у напрямку

кривошипа (сила S). Її максимальне значення досягається під час процесу згорання. Внаслідок дії сил інерції шатунно-поршневої групи, сила S в окремі проміжки циклу може бути направлена і в протилежному напрямку, до осі поршневого пальця. Таким чином, елементи шатунної групи протягом циклу працюють на стиснення, на розтягування і на скручування.

Детальніше ці сили розглянуті в розділі 4 роботи.

Для розрахунку навантажень, що діють на деталі шатунної групи, використовують методики [1–4].

1.3 Конструкційні матеріали, виготовлення, термообробка деталей шатунної групи

Шатуни куються у штампах, піддаються механічній та термічній обробці (нормалізації, загартуванню та відпусканню). Вони виготовляються зі сталей 40, 45, 45Г2, а для дизелів із наддувом – із легованих сталей 18ХНМА, 18ХНВА, 40ХНМА [1, 3].

Шатуни виготовляють з марганцевистих, хромистих, хромонікелевих сталей з вмістом вуглецю 0,30...0,45 %. Для підвищення втомної міцності при достатній в'язкості і пластичності шатуни піддають в процесі штампування проміжній термообробці, а після обробки – поліруванню, обдувці дробом, нормалізації, загартовуванню і відпуску [2]. В прикладі розрахунку шатуна карбюраторного двигуна використана сталь 45Г2, при розрахунку шатуна дизеля – сталь 40Х.

Перспективною виглядає технологія виготовлення шатунів з композиційних матеріалів. Основою таких шатунів служать металеві вкладиші з антифрикційним покриттям або кераміка, обмотані попередньо натягнутим, дуже міцним волокном і залиті полімерним матеріалом – матрицею [2].

Для зміцнення поверхню стрижня шатуна обробляють дробом,

нормалізують, загартовують, відпускають і іноді полірують [3].

Як матеріал для виготовлення шатунів використовують леговані сталі 18ХНМА, 18ХНВА, 40ХНМА. Вихідна форма шатунам надається за допомогою гарячого штампування, що забезпечує напрям волокнам металу, який відповідає його зовнішньому контуру [5].

Шатуни швидкохідних форсованих двигунів підлягають круговій механічній обробці (дизелі типу 5ТДФ, В46, УТД-20) або обробляються тільки отвори під поршневий палець та шатунну шийку (дизель Leyland L-60). В останньому разі запаси міцності збільшуються, оскільки міцність від утоми таких шатунів нижча. Крім того, при штампуванні необроблюваних у подальшому шатунів повинні вживатися заходи щодо усунення обезвуглецевості зовнішніх поверхонь, що забезпечуються нагрівом заготовок у захисному середовищі (наприклад у соляних ваннах) [5].

Для високо обертових двигунів найбільш перспективними для шатунів слід вважати титанові сплави, в яких показник жорсткості $\sigma_{\text{год}}/\gamma$ має найбільше значення серед усіх порівнюваних матеріалів [5].

Для виготовлення шатунів використовують сталі 38А, 40, 40А, 45, 45Г2. Шатуни дизелів з наддувом виготовляють зі сталей 18ХНМА, 18ХНВА, 40ХНМА [6].

Для виготовлення шатунів використовуються наступні марки сталі [7]:

- сталь 40, 45Г2 – АЗЛК-412Э, 412Ю, 412ДЭ, 412ДЮ;
- сталь С40, нормаль 52505 (відповідає сталі 40) – ВАЗ-2101–2107;
- марганцевиста сталь 45Г2 – ЗМЗ-53,66, 24Д, 24;
- хромиста сталь 40Х – кришка шатуна ЯМЗ-236, 238;
- бориста сталь 40Р – МеМЗ-968, 968Б, 968Г, ЗиЛ-130;
- хромованадієва сталь 40ХФА – ЯМЗ-236, 238;
- хромомолібденова сталь 40Х2МА – ЯМЗ-240, 240Н, 240Б, КамАЗ-740.

Для виготовлення шатунів судових дизелів використовують вуглецеві сталі 30, 35, 40, а також леговані сталі 18ХНВА, 12ХНЗА, 45Г2 та інші [8].

Матеріали, що використовуються для шатунів, дуже різноманітні,

включаючи вуглецеву сталь, спечений метал на основі заліза, мікролеговану сталь, чавун зі сфероїдним графітом [9]. У масових автомобільних двигунах шатуни найчастіше виготовляються зі сталі. Для деяких високонавантажених двигунів спортивних автомобілів шатуни виточуються із суцільної металевої заготовки, а не штамнують чи кують [10].

Інші матеріали – алюмінієвий сплав Т6-2024 або алюмінієвий сплав Т651-7075 [10]. Алюмінієві стрижні, як правило, використовують для спортивних автомобілів, для короткочасних заїздів, оскільки вони мають тенденцію розтягуватися та деформуватися після тривалих періодів використання, наприклад, при щоденній їзді вулицею [11].

Титан є більш дорогим конструктивним матеріалом, який зменшує вагу шатуна [10].

Чавун можна використовувати для дешевших, малопотужних двигунів, наприклад, для моторолерів [10].

На 2-тактних двигунах мотоциклів Honda Supra X 125 шатуни виготовлені зі сталі марки AISI 4340, запасні шатуни виготовляються також із сталі AISI 1045. Для заміни сталі, з метою полегшення шатуна, авторами пропонується використати алюмінієві сплави AA 6061, AA 7075 [12].

В роботі [13] розглядається заміна матеріал шатуна двигуна автомобіля Trump 40 зі сталі C55Mn75 на алюмінієвий сплав LM6. Результати моделювання напружень в системі ANSYS підтверджують, що алюмінієвий шатун має достатній запас міцності.

Промисловістю також виготовляються шатуни з алюмінієвих сплавів та титану, для встановлення замість сталевих шатунів на форсованих двигунах [14].

На спортивних автомобілях Porsche 969 штатно встановлювались титанові шатуни із сплаву Ti-6Al-4V – аналог вітчизняного сплаву ВТ6 [15, 16].

На рисунку 1.5 показано шатуни, виготовлені з різних конструкційних матеріалів.



а – сталевий штампований; б – сталевий кований; в – з алюмінієвого сплаву;
г – титановий

Рисунок 1.5 – Шатуни

Шатунні болти автомобільних двигунів виготовляються із сталей марок 35Х, 40Х, 35ХМА, 37ХНЗА, 45Х, 4ХН. При значних напруженнях затягування застосовуються леговані сталі 18ХНВА, 20ХНЗА, 40ХН, 40ХНМА, у яких межі текучості у 2,5...3,0 рази вищі, ніж у вуглецевих сталей [1–3].

Як матеріал для шатунних болтів використовуються сталі 18Х2НЧМА, 20ХНЗА, 40ХН [5].

Для **втулок поршневих головок шатунів** застосовують бронзи типу Бр.АЖ9-4, Бр.ОЦ10-2, які мають високу поверхневу твердість, добру стійкість проти спрацювання та високий опір втомі. Також втулки можуть бути біметалевими (сталеві з заливкою тонкого шару бронзи) [1].

В нерозрізні головки запресовують втулки, що виготовляються із алюмінієво-залізистої бронзи Бр. АЖ9-4 твердістю НВ 110 або олов'яно-цинкової Бр. ОЦ10-2 твердістю НВ 80-90, бронзи Бр. ОЦС4-4-2.5 твердістю НВ 65-75, а також олов'яно-фосфористої бронзи твердістю НВ 90-120 [3, 6].

Втулки виготовляються із алюмінієво-залізовмісної бронзи Бр. А39-4 твердістю НВ 110, олов'яно-цинкової Бр. ЩЦ10-2 твердістю НВ 110 або

олов'яно-фосфористої твердістю НВ 90...120, що допускають максимальні питомі тиски до 90 МПа [5].

Вкладиші кришки шатуна – тонкостінні біметалеві або три металеві. Для антифрикційного матеріалу вкладишів підшипників застосовуються, в основному, свинцевисті (70...75 % Pb, 10...12 % Sn, 11...13 % Sb) та олов'янисті (85...90 % Sn, 3...4 % Cu, 6...7 % Sb) бабіти, свинцевисті бронзи, алюмінієві та кадмієві сплави. Бабітові підшипники мають добру припрацьовуваність високі антифрикційні якості. До недоліків сплавів із свинцевистої бронзи відносять: недостатню антикорозійну стійкість проти кислот, які утворюються у маслах; недостатню припрацьовуваність підшипників у початковий період роботи двигуна; необхідність застосування масла більш тонкого очищення [1, 5].

В даний час для вітчизняних автомобільних двигунів як антифрикційний матеріал застосовують сплав С0С6-6 (5...6% олова, 5...6% сурми, решта - свинець) бабіт, АСМ, Бр.С30. У швидкохідних дизелях як антифрикційний матеріал застосовують свинцеву бронзу Бр.С30 (30 % свинцю) твердістю НВ 30 або АСМ. Товщина шару антифрикційного матеріалу 0,3...0,7 мм. Вкладиші роблять тонкостінними дво- та тришаровими. Основою вкладки служить сталева стрічка з обмідненою поверхнею товщиною 1,0...1,5 мм. Обмежена поверхня захищає сталеву стрічку від корозії та забезпечує міцне припаювання антифрикційного матеріалу. У тракторних двигунах застосовують вкладиші з антифрикційним покриттям із сплаву алюміній-сурма-магній (АСМ) твердістю НВ 28...31,5 [3].

У швидкохідних форсованих двигунах прагнуть застосовувати свинцевисту бронзу БрС-30, БрОС1-22. На автотракторних двигунах застосовують вкладиші з антифрикційним матеріалом на алюмінієвій основі типу АСМ (алюміній – основа, 3,5...4,5 % Sb, 0,3...0,7 % Mg), АО-20-І (алюміній-олово) [5].

В таблиці 1.1 показані приклади підбору матеріалів елементів шатунної групи деяких двигунів.

В таблиці 1.2 показано основні характеристики сталей, які використовуються для виготовлення шатунів ДВЗ:

σ_B – границя короткочасної міцності при розтягуванні [МПа];

σ_T – границя пропорційності (границя текучості для остаточної деформації) [МПа];

σ_{-1} – границя витривалості при згинанні [МПа];

σ_{-1p} – границя витривалості при розтягуванні-стисканні [МПа];

E – модуль пружності першого роду [МПа];

α – коефіцієнт температурного (лінійного) розширення [K^{-1}];

ρ – питома маса [kg/m^3].

1.4 Висновки за розділом

Ковані сталеві шатуни вже давно є стандартом для високопродуктивних двигунів внутрішнього згорання. Шатуни, виготовлені з кованої сталі AISI 4340, забезпечують необхідну міцність і довговічність. Для покращення їхніх властивостей (зняття напружень та зміцнення), можна застосовувати різні види термічної обробки, азотування поверхні, дробеструйну обробку, мікрофінішне полірування.

При необхідності зменшення ваги, в ДВЗ застосовуються шатуни з алюмінієвих сплавів та титану. Це дозволяє зменшити сили інерції та покращити прийомистість двигуна – скоротити час між відкриттям дросельної заслінки до збільшення обертів колінчастого валу.

Щоб зберегти необхідну міцність, алюмінієві шатуни зазвичай товщі, більш масивні, ніж їх сталеві аналоги (див. рис. 1.5), але через меншу питому масу алюмінію заміна сталевих шатунів на алюмінієві дозволяє зменшити масу шатуна на 12...26 % [17].

Таблиця 1.1 – Матеріали та властивості елементів шатунної групи деяких двигунів [5, 7, 18–22]

Тип і марка двигуна	Шатун і кришка шатуна	Шатунний болт	Втулка поршневої головки	Вкладиші кривошипної головки
1	2	3	4	5
Дизель 5ТДФ (5ДН12/(2х120))	Сталь 18Х2Н4МА гарячим формуванням, термообробка НВ 302...363, полірування	18Х2Н4МА, термообробка НВ 302...341	Сталь ШХ-15Ш, термообробка НРС _e 59...63, алмазне виглажування	Біметалеві – сталь 10, залиті бронзою БрС30
Дизель 12ЧН15/16	Сталь 18Х2Н4МА штампуванням, термообробка НВ 302...363, полірування	Сталь	Деформована бронза МХЦТ твердістю НВ >130, легована хромом, цирконієм, титаном.	Вкладиші залиті бронзою БрОС1-22 з припрацювальним покриттям 85...92 % Pb, 8...15 % Sn
Дизель MTU MB838-XCa500 (12ЧН16,5/17,5)	Хромомолібденова сталь 42CrMo4 DIN17200 ($\sigma_b = 104$ МПа, $\sigma_{0,2} = 91$ МПа, $\delta = 16$ %, $\psi = 56$ %, НРС _e ≥ 28) – вітчизняний аналог 38ХС	Сталь 42CrMo4	Олов'яниста бронза твердістю НВ 111	Основа з маловуглецевої сталі (аналог сталь 10), залита свинцевистою бронзою
Дизель Leyland L-60	Поковка зі сталі – аналогу вітчизняної 30ГМ ($\sigma_s = 72$ МПа, $\sigma_b = 85$ МПа, $\sigma_{0,2} = 91$ МПа, $\delta = 17,6$ %, $\psi = 64,5$ %, $a_k = 16$, НВ = 285)	Сталь 38ХН3М	Біметалева, основа сталь 10, антифрикційний шар – бронза БрОС8012	Триметалева, сталь 15 – бронза БрОС5-25 – свинець та індій
Дизель В-84 (12ЧН15/16)	Штамповка із хромонікель-молібденової сталі 18Х2Н4МА	Сталь	Бронза	–
Дизель УТД (6Ч15/15)	Штамповка із сталі 18Х2Н4МА НВ 321...387, полірування	Сталь	Бронза	Сталеві, залиті свинцевистою бронзою БрС-30

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4	5
Дизелі ЯМЗ-236, 238	Шатун – 22ім.22вана дієва сталь 40ХФА; кришка нижньої головки – хромиста сталь 40Х ГОСТ 4543-71 твердістю 229...269	Сталь 40ХН2Б8 ГОСТ 4543- 71, твердість 34...38 НРС	Бронза Бр. ОСЦ 5-5- 5 ГОСТ 613-79	
Бензиновий S21 (автомобіль Zuk)	Сталь 45Г2 твердістю 228...269 НВ	Сталь	Бронза	
Бензиновий 2- тактний «Мотор Січ ПЛМ-40»	Сталь 12Х2Н4А, штамповка, покриття хім.фос.окс.гфж	–	–	–
Бензинові ЗМЗ- 53, ЗМЗ-66	Сталь 45Г2	Сталь	Бронза ОЦС 4-4-2,5	Сталева стрічка з нанесеним шаром алюмінієвого високоолов'янистого сплаву
Бензиновий УЗАМ-412	Сталь 40 або сталь 45Г2	Сталь	Алюмінієво- заліриста бронза Бр.АЖ-9-4 або олов'янисто-цинкова бронза Бр.ОЦ-10-2	–

Таблиця 1.2 – Властивості матеріалів, які використовуються для виготовлення шатунів [2, 7, 23–25]

Марка	σ_B , МПа	σ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_{-1p} , МПа	$E \cdot 10^{-5}$, МПа*	$\alpha \cdot 10^6$, K^{-1} *	ρ , $кг/м^3$ *
Сталі							
12ХН3А	690...960	685	338...461	–	2,0	11,8	7830
12Х2Н4А	1130	930	–	–	2,0	11,0	7820
18ХНВА	1150...1400	850...1200	540...620	360...400	–	–	–
18Х2Н4МА (18ХНМА)	835...1470	785...835	470...774	–	1,65	11,7	7930
30	480...600	280	200...270	170...210	1,96	12,1	7850
35	680...830	370	260	190	1,97	12,0	7804
38ХС	685...930	540...735	382	–	2,03	12,3	7640
40	570...700	310...400	230...320	180...240	2,1	11,9	7850
40Х	750...1050	650...950	320...480	240...340	2,11	11,9	7800
40ХФА	615...880	395...735	372...480	–	2,12	12,1	7810
40ХН2МА (40ХНМА)	635...1700	850...1600	392...700	–	2,11	11,6	7850
45	600...750	340	250...340	190...250	2,01	11,9	7799
45Г2	700...920	450	310...400	210	2,04	11,3	7810
Титанові деформовані сплави							
BT6	885	–	–	–	1,15	8,4	4450
BT22	1030...1280	–	–	–		8,0	4620
Алюмінієві деформовані сплави							
АД33 ГОСТ 4784-97 (ISO 6061)	300...330	–	100	–	0,71	23,2	2710
Д16 (2024-T6)	450	–	130	–	0,72	22,9	2800
В95 (7075-T6)	520	440	–	–	0,74	23,2	2850

* При 100 °С

Головні недоліки шатунів з алюмінієвих сплавів полягають в наступному:

- при прогріві двигуна до робочих температур (~100 °С) внаслідок великого коефіцієнта розширення, довжина шатуна збільшується ~0,5 мм;
- при прогріві двигуна до робочих температур міцність матеріалу зменшується вдвічі.

Ще більше зменшення маси, до 30 %, можна досягти заміною сталевого шатуна на титановий. Однак використання титану пов'язане зі своїми проблемами. Титан важко піддається механічній обробці, що робить процес виробництва більш складним і трудомістким. Крім того, більша ціна титану як сировини означає значно вищу вартість набору титанових шатунів. Вартість титанових шатунів може в 4...5 разів перевищувати ціну набору сталевих шатунів [17, 26, 27].

Промисловістю виготовляються шатуни для форсованих ДВЗ різних марок із сплавів алюмінію [28, 29], титану [26, 27], нікель-кобальтового сплаву [30], проте питання надійності такої заміни в науковій літературі розглядалось недостатньо. Питання того, яким чином має видозмінитися креслення шатуна при переході від сталі до алюмінієвого сплаву чи титану також практично не розглянуто. Таким чином, тематика дослідження впливу конструкційного матеріалу шатуна на його масогабаритні показники є актуальною.

2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Опис конструкції та технічна характеристика двигуна C30SE

Для дослідження обрано бензиновий двигун C30SE (рисунок 2.1, 2.2) виробництва концерну General Motors, який встановлювався на автомобілі Opel Omega A (3000) 3.0 24V, Opel Senator B 3.0 24V.

Відповідно до системи маркування General Motors [31], позначення двигуна C30SE означає:

C – наявність трьохстороннього каталітичного нейтралізатора;

30 – об'єм двигуна 3,0 л;

S – ступінь стиснення в межах від $\epsilon = 9,5$ до $\epsilon = 10,5$;

E – система живлення з багатоточковим впорскуванням палива.

Двигун рядний, 6-циліндровий, з рідинною системою охолодження.

Блок циліндрів (рисунок 2.3) – чавунний. Для більшої жорсткості на кручення системи «двигун-коробка передач» масляний піддон виготовлено з легкого металу методом лиття під тиском з подальшим пригвинчуванням через вертикальний фланець. Ущільнення масляного піддону виконано у вигляді формованої деталі з еластомеру (аналог сучасної прокладки з пробки), яка розташована в канавці на фланці масляного піддону. Для збільшення жорсткості кручення, циліндри були відлиті разом, але для кращого охолодження мають проходи для рідини завдовжки 30 мм у зоні поршневих кілець [32]. Різьбові гнізда для двох датчиків детонації розташовані на зовнішній стороні блоку в області отворів циліндрів.

Кривошипно-шатунний механізм. Кований колінчастий вал має 12 противаг. Колінчастий вал загартований і відпущений на шийках підшипників. Корінні та шатунні підшипники мають діаметр 58 та 52 мм відповідно. Двомасовий маховик кріпиться до приводної сторони вісьмома гвинтами. Гаситель крутильних коливань, що складається із двох частин, діаметром 210 мм розташований на передній частині колінчастого валу.

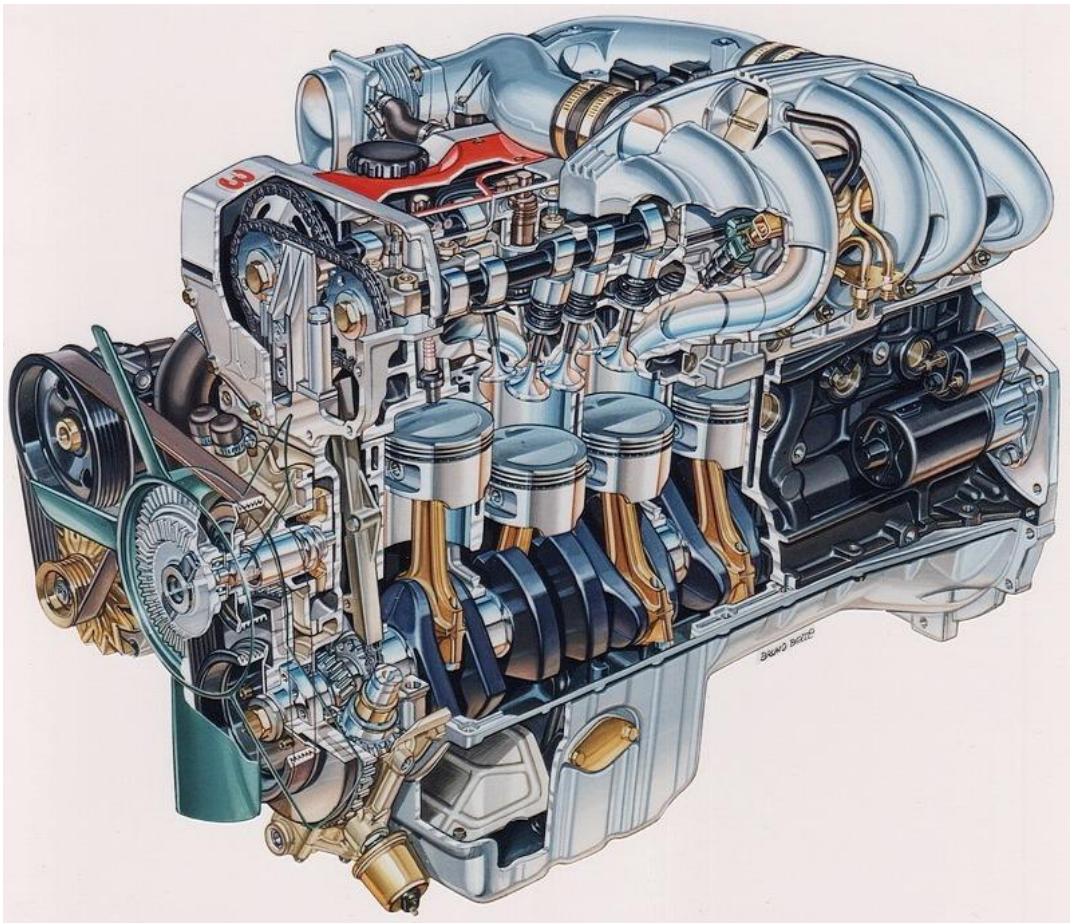
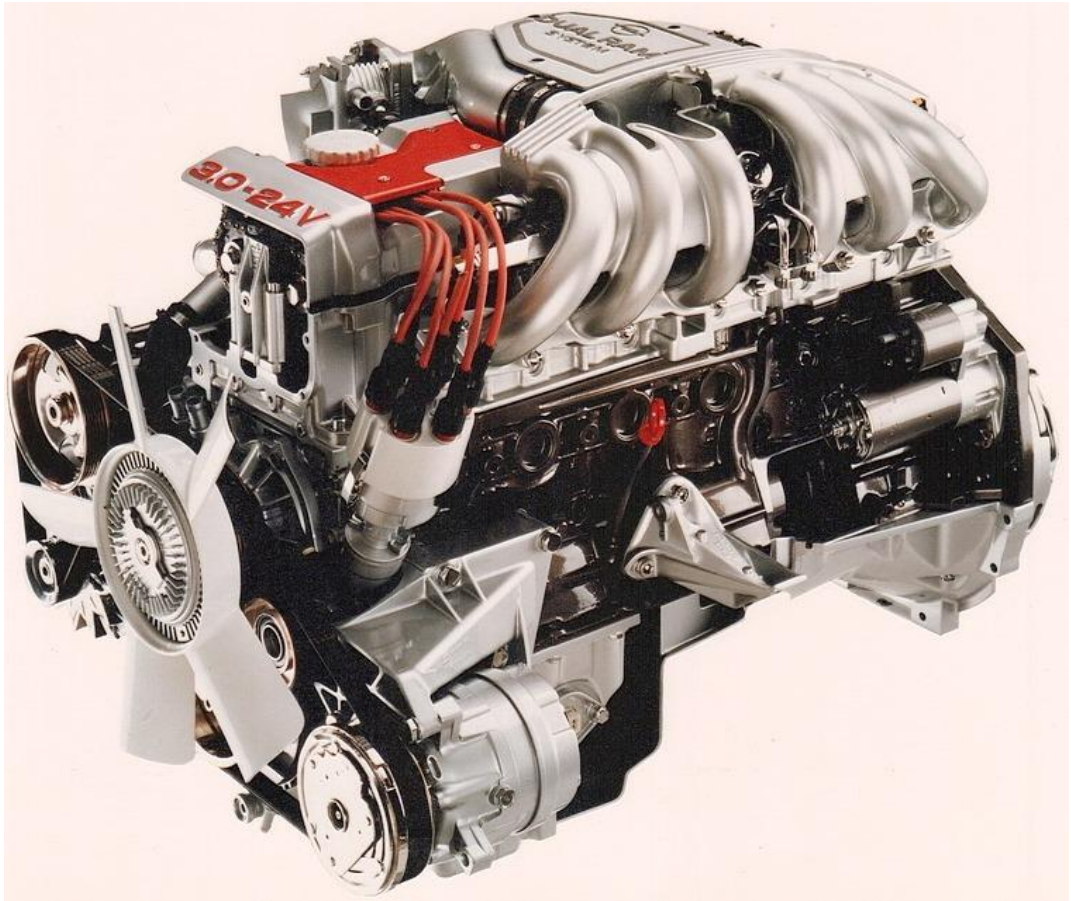


Рисунок 2.1 – Двигун Opel C30SE [33]

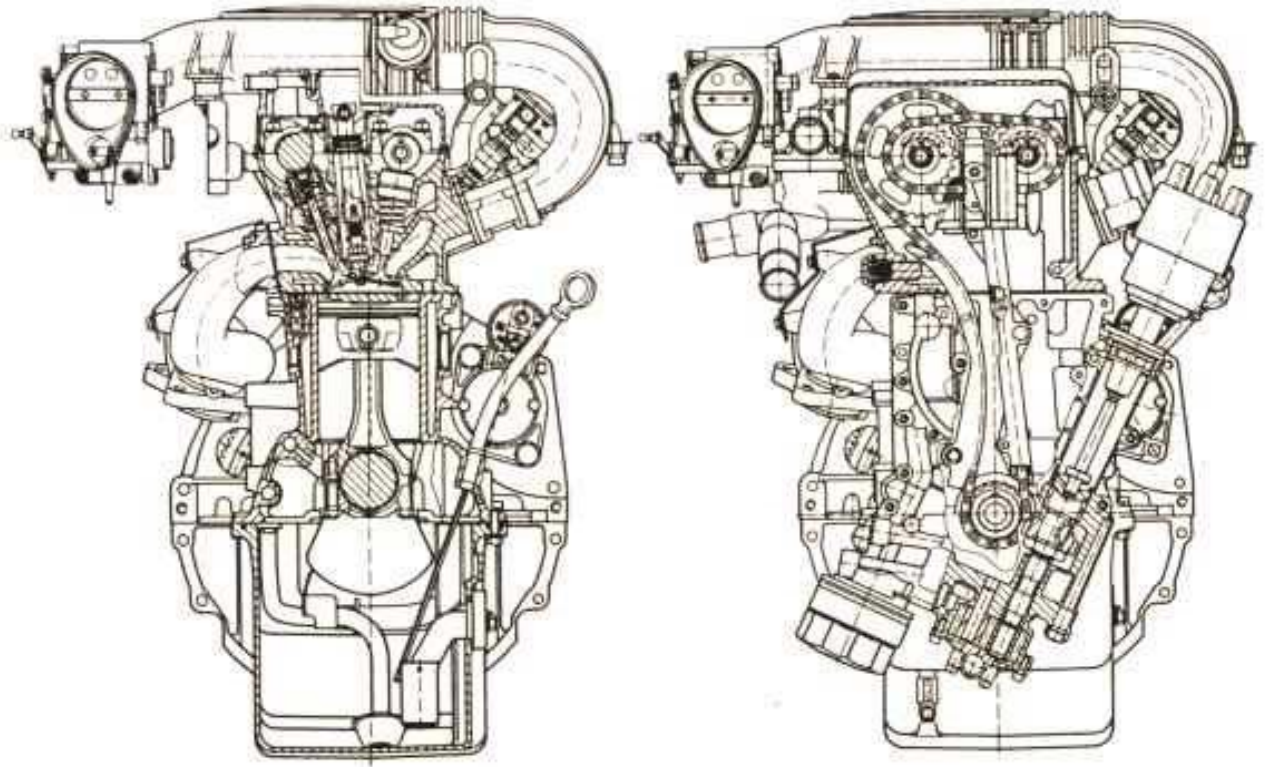


Рисунок 2.2 – Двигун Opel C30SE. Поперечний переріз [32]

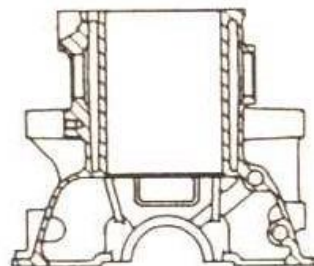
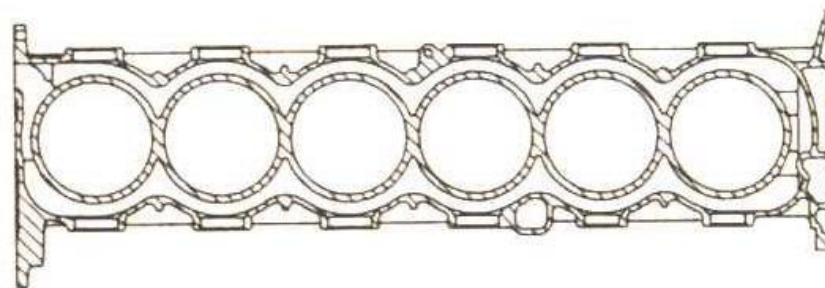
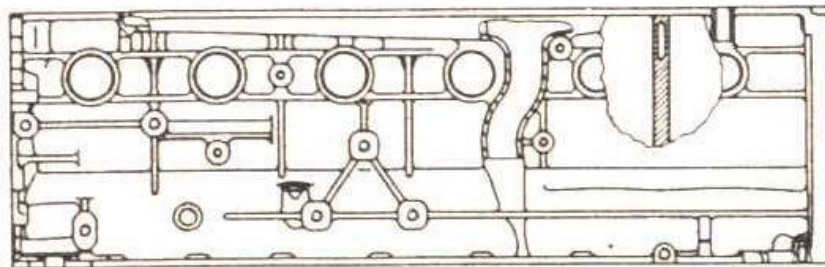


Рисунок 2.3 – Блок циліндрів двигуна Opel C30SE [32]

На зовнішній стороні цього демпфера є ступінчасті зубці для керування Motronic [32].

Шатун сталевий, кований, з міжцентровою відстанню 134 мм. Поршневий палець плаваючого типу, в поршні фіксується стопорними кільцями. Він має зовнішній діаметр 22 мм зовні, внутрішній отвір діаметром 14 мм [32].

Поршень виробництва Mahle литий, з алюмінієвого сплаву, з залитими сталевими пластинами. Вага повністю укомплектованого поршня становить 643 г. Плоска головка поршня має заглиблення для тарілок впускних і випускних клапанів. Поршень має 3 кільця:

- верхнє компресійне висотою 1,5 мм з молібденовим покриттям, прямокутного перерізу;
- нижнє компресійне висотою 1,5 мм, з функцією зішкрябання оливи зі стінок циліндра;
- маслосборне висотою 3,0 мм, пружинного типу/

Головка блоку циліндрів. Для конструкції чотириклапанної головки блоку циліндрів типу DOHC було обрано цілісну литу алюмінієву конструкцію з кутом нахилу клапана 29 градусів. Нахил клапанів не симетричний щодо центральної осі циліндра, але становить 19 градусів для випускного клапана та 10 градусів для впускного клапана. В результаті виходить оптимальна загальна висота 130 мм для відстані між прокладкою головки блоку циліндрів та центром підшипника кочення. Завдяки такій конструкції гвинти головки блоку циліндрів мають вільний доступ, навіть коли розподільні вали встановлені; вони проходять повз відповідний розподільний вал один раз усередину, а інший – зовні. Тому центр ваги камери згоряння трохи зміщений від центру, площа стиснення $8,4 \text{ см}^2$ знаходиться переважно на стороні впуску [32].

Діаметри клапана 37,4 мм для впускних клапанів та 30,4 мм для випускних клапанів. Ніжки клапанів мають діаметр 7 мм. Висота підйому і випускного і впускного клапана становить 8,5 мм. Випускні клапани заповнені натрієм для кращого відведення тепла.

Впускний та випускний канали з'єднані попарно в головці, перехідний переріз до всмоктуючої труби круглий; вихідний переріз, що веде до випускного колектора, має овальну форму.

Гідравлічні штовхачі коромисла діаметром 32 мм, які направлені безпосередньо в головку блоку циліндрів, використовуються для керування клапаном. Розподільні вали мають сім підшипників, шість з яких виконані у вигляді плаваючих підшипників, а один – у вигляді упорного підшипника. Кришки підшипників центруються за допомогою оливної плівки, нанесеної на підшипник розподільчого валу перед збиранням [32].

Розподільні вали виготовлені із загартованого чавуну. Після обробки вони азотуються у ванні та знову обробляються. Необроблені деталі для впускного та випускного валів однакові, тільки під час обробки вони отримують різні кріплення для приводних коліс розподільчого валу.

Для приводу двох розподільних валів використано безшумний ланцюговий привід з посиленням одинарним ланцюгом. Впускний вал приводиться безпосередньо колінчастим валом, а впускний вал – також спереду – з'єднаний з випускним валом через інший короткий ланцюг.

Первинний привід оточений U-подібною напрямною з боку тяги. Ланцюг проходить по підпружиненій вигнутій натяжній планці, при цьому пружний елемент також гідравлічно амортизується [32].

Вторинний ланцюг амортизується комбінованою гідравлічною системою натягу та напрямного ланцюга. Дві демпферні системи скоординовані таким чином, що нерівномірність обертання розподільчих валів і, отже, ефект кочення можуть бути зведені до мінімуму.

Головка блоку циліндрів закрита литим під тиском кожухом із легкого металу. Ущільнення складається з формованих еластомірних деталей, які разом із гумовими конусами різьбових з'єднань також забезпечують ефективну звукоізоляцію. Як згадувалося, вентиляція картера відбувається через кришку, а картерні гази проходять через вбудований лабіринтний масловідділитель.

Проводи запалювання, до свічок запалювання, покриті литою під тиском алюмінієвою деталлю із вставленим шнуром із спіненої гуми ЕСО і, таким чином, захищені від бруду та бризок води [32].

Головка блоку циліндрів прикручується до блоку 14 внутрішніми гвинтами Torx розміром M12x1,5 із затягуванням на кут повороту та наступною холодною затяжкою. Прокладка головки блоку циліндрів, що не містить азбесту, при цьому повністю не затягується [32].

Система мащення (рисунок 2.4) з мокрим картером.

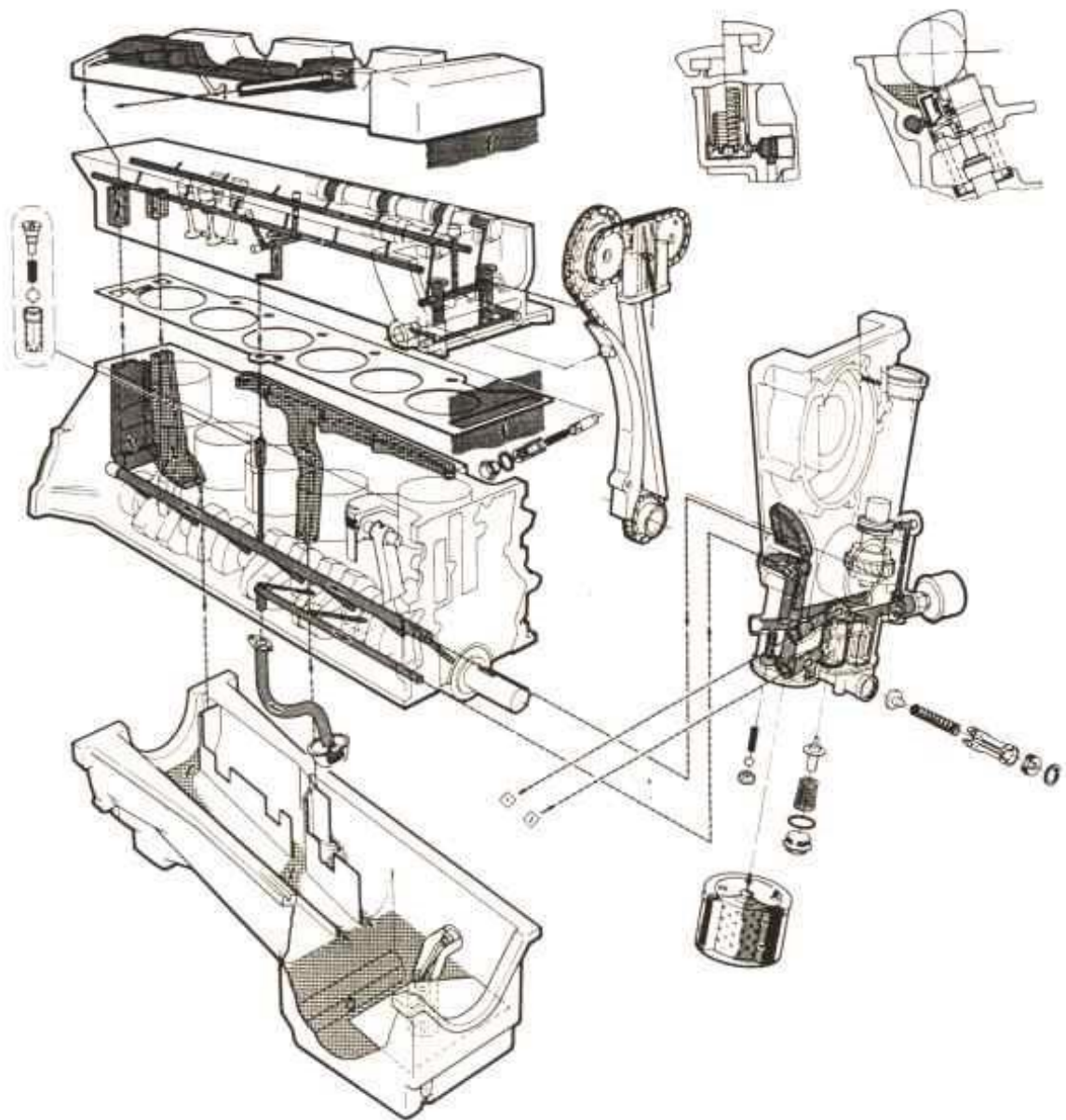


Рисунок 2.4 – Система мащення двигуна Opel C30SE [32]

Масляний контур живиться оливою від шестерного насоса, який розташований в окремо прикріпленому корпусі управління в передній частині двигуна. Розподільник запалювання, який виконує функцію розподілу високої напруги, а також містить фазовий датчик для контролю детонації, приводиться від проміжного валу (див. рис. 2.2). Тримач оливного фільтра та з'єднання ліній масляного радіатора також розташовані в цьому корпусі. Вбудований термостат регулює потік оливи до зовнішнього охолоджувача [32].

Для забезпечення рівномірного живлення оливою 24 гідравлічних штовхачів розподільного валу, масляний канал знаходиться посередині двигуна і звідти відгалужується. У цьому стояку, який відгалужується від лінії живлення для корінних і шатунних підшипників, є зворотний клапан, який запобігає роботі ліній у порожньому стані. Самі штовхачі розподільного валу також захищені від роботи в порожньому стані при тривалому простої двигуна за допомогою нового типу каналу подачі (лабіринтного каналу).

Розподільні вали змащуються через отвори у підшипниках. Олива витікає через жолоби над штовхачами корамисел, так що кулачки можуть добре змащуватись. Олива стікає в масляний піддон через бічний і задній канали в блоці циліндрів. Ці масляні канали захищені від пульсації повітря, тому олива безперешкодно стікає в масляний картер. Додаткова перегородка над масляним картером гарантує, що подача оливи та стабільність тиску оливи гарантовані навіть в екстремальних умовах руху. Масляний піддон оснащений динамічним датчиком рівня оливи, який контролює рівень оливи навіть під час різких поворотів автомобіля, прискорень та гальмувань [34].

Вентиляція картера здійснюється через канал у блоці циліндрів, який не допускає повернення оливи завдяки конструкції. Масловідділення у вентиляції картера відбувається в камері в кришці головки блоку циліндрів перед подачею картерного газу по короткого шлангу до частини дросельної заслінки на стороні всмоктування.

Кількість моторної оливи в системі 6,3 л. При заміні оливи оновлюється 5,5 л.

Управління двигуном здійснюється системою Bosch Motronic M1.5, яка включає функції впорскування палива, запалення, контролю детонації, лямбда-контролю, контролю заряду на холостому ході і самодіагностики.

На двигуні застосовано систему впуску зі змінною геометрією впускного колектора (Dual Ram System).

Паливо – бензин з октановим числом від 91 до 98 [35].

Дозування палива здійснюється через двоструменеві форсунки, які розпилюють паливо під кутом 22° на обидва впускні клапани (див. рис. 2.5). Розпилювач форсунки має пластину на передній частині сопла з отворами [35].

Система запалювання – трамблерного типу.

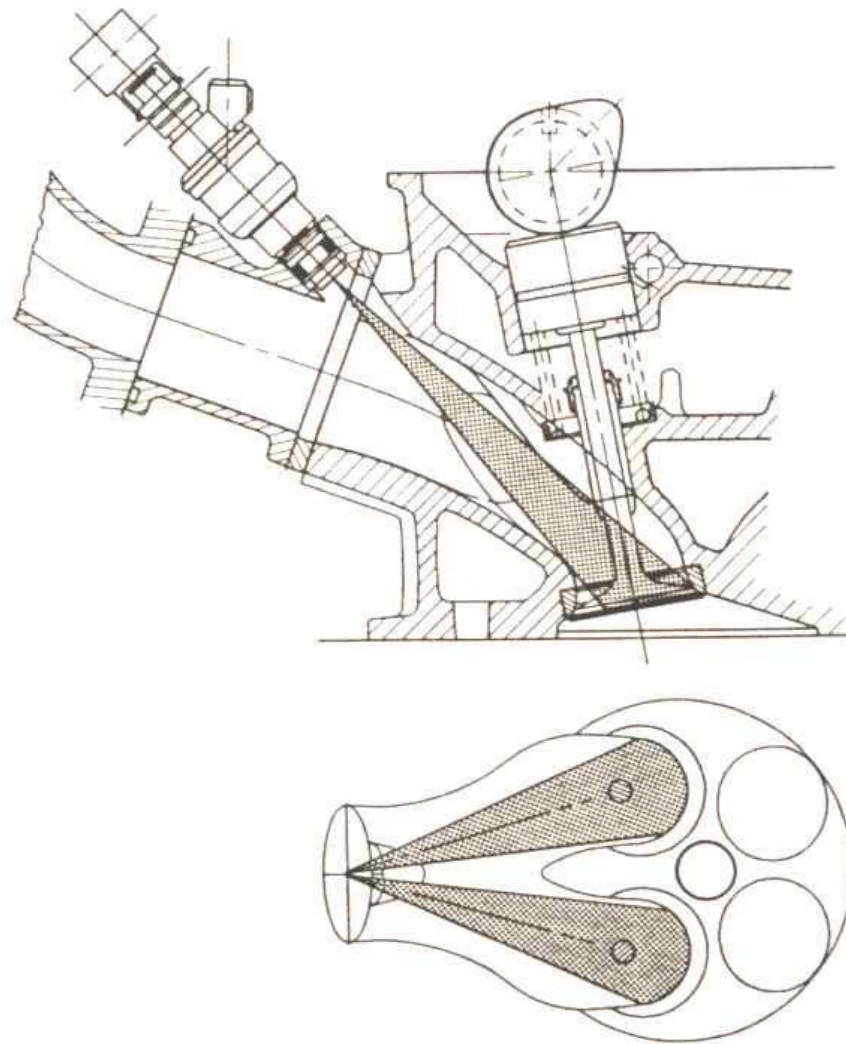


Рисунок 2.5 – Двохточкове впорскування палива в двигуні Opel C30SE [35]

Система випуску. Подвійна труба вихлопної системи починається двома випускними колекторами з жароміцного високолегованого чавуну, далі газу потрапляють у два металевих каталітичних нейтралізатора, які з'єднані двома центральними глушниками по 7,6 л кожен, і, нарешті, закінчується загальним заднім глушником об'ємом 17,5 л [35].

Технічні характеристики двигуна C30SE наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Основні параметри двигуна C30SE [33–37]

Технічні характеристики	Значення
Кількість циліндрів	6
Розташування циліндрів	в ряд
Привід клапанів	DOHC
Кількість клапанів	24
Привід клапанів газорозподілу	ланцюговий
Кількість клапанів на циліндр	4
Діаметр циліндра, мм	95
Хід поршня, мм	69,8
Робочий об'єм двигуна, см ³	2969
Ступінь стиснення	10,0
Номінальна потужність, к.с. (кВт)	204 (150)
Паливна система	Розподілене впорскування Bosch Motronic M1.5
Максимальний обертальний момент, Н·м	270
Частота обертанням відповідна максимальній потужності, хв ⁻¹	6000
Частота обертанням відповідна максимальному обертальному моменту, хв ⁻¹	3600
Паливо	Бензин
Екологічні норми	Євро-1/Євро-2
Маса двигуна суха, кг	186
Маса двигуна з навісним обладнанням, кг	235
Моторна олива	5W-30 або 5W-40
Порядок роботи циліндрів	1-5-3-6-2-4

Характеристики ефективних показників двигуна Opel C30SE від частоти обертання (ефективна потужність, ефективна питома витрата палива, обертальний момент) показано на рисунку 2.6, 2.7.

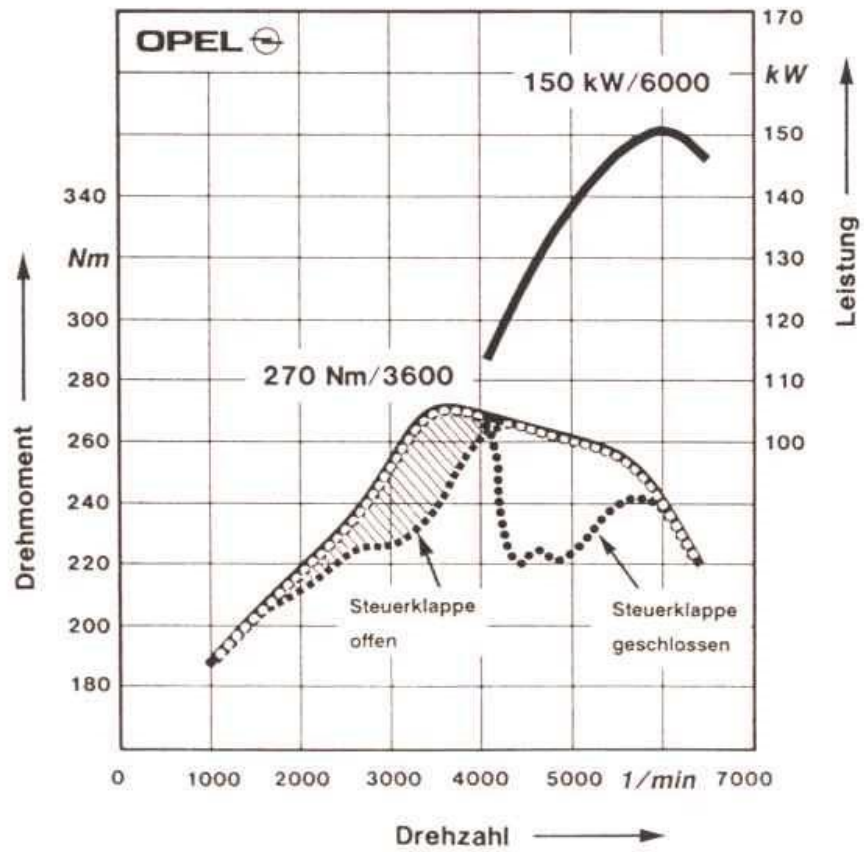


Рисунок 2.6 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна Opel C30SE [35]

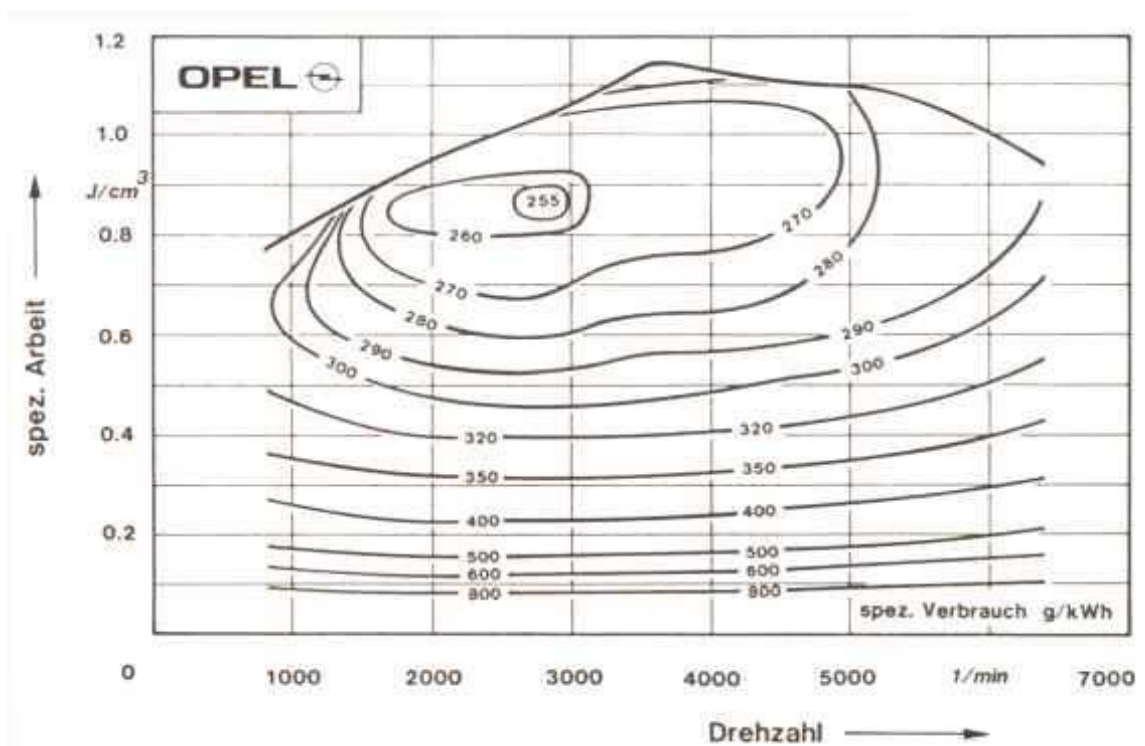
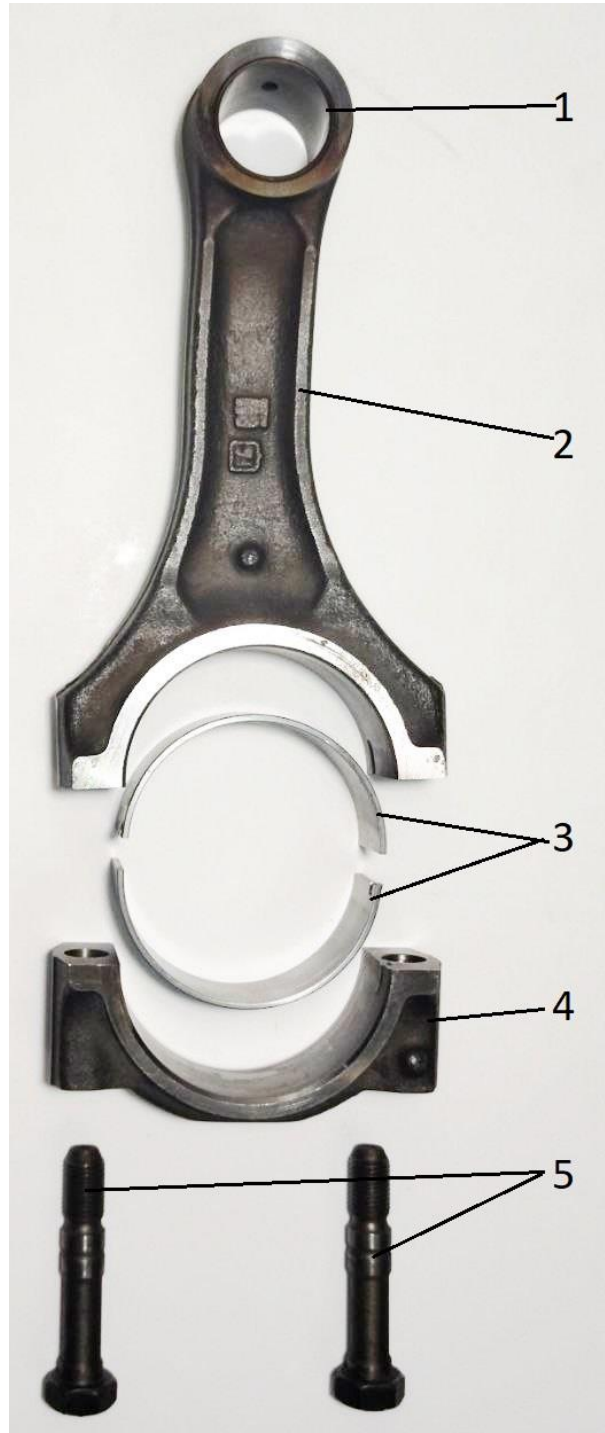


Рисунок 2.7 – Діаграма годинної та питомої витрати палива двигуна Opel C30SE [35]

2.2 Аналіз особливостей конструкції деталей шатунної групи двигуна С30SE

Деталі шатунної групи двигуна Opel C30SE показано на рисунку 2.8.



1 – втулка шатуна; 2 – шатун; 3 – вкладиш кривошипної головки шатуна; 4 – кришка шатуна; 5 – шатунні болти

Рисунок 2.8 – Деталі шатунної групи двигуна С30SE

З допомогою настільних механічних ваг типу ВНЦ серійний № 31339 визначено масу основних деталей шатунної групи:

- шатун з маркуванням «GM N» із втулкою – 0,450 кг;
- кришка шатуна – 0,155 кг;
- вкладиш кривошипної головки шатуна з маркуванням «GM 124 807 N 1021AX» – 0,015 кг;
- шатунний болт з маркуванням «4F 10.9» – 0,030 кг;

Сумарна маса всіх деталей шатунної групи складає 0,695 кг.

Втулка шатуна виготовлена із бронзи, вкладиші – сталєалюмінієві, всі інші деталі – сталеві.

Згідно до каталогу запчастин [38], деталі шатунної групи мають наступні позначення:

- шатун в зборі 90392503;
- вкладиш кривошипної головки шатуна 90350496 (номінальний розмір), 90350497 (ремонтний розмір +0,25 мм), 90350498 (ремонтний розмір +0,5 мм);
- шатунний болт 90322713.

Шатун та кришка шатуна двигуна Opel C30SE виготовляються із хромонікельмолібденової легованої конструкційної сталі AISI 4340 стандарту ASTM A29 (США), аналогами якої є сталі [14, 23, 24, 39, 40]:

- 40XH2MA стандарту ДСТУ 7806:2015 (Україна);
- 36CrNiMo4/1.6511 стандарту EN 10250 (Євросоюз);
- EN24/817M40 стандарту BS 970 (Великобританія);
- SNCM 439/SNCM8 стандарту JIS G4103 (Японія);
- 35NCD5 (Франція);
- 36HNM (Польща);
- 16341 (Чехія);
- T35MoCrNi08 (Румунія).

При використанні двигуна Opel C30SE для спортивних перегонів його піддають форсуванню, в тому числі підвищуючи тиск наддуву і кількість

впорскуваного в циліндри палива. Для покращення ефективності форсованих двигунів використовують полегшені деталі кривошипно-шатунного механізму, зокрема шатун. Для зменшення маси шатуна його виготовляють з алюмінієвих сплавів або титану [14]. Але заміна конструкційного матеріалу шатуна вимагає внесення змін до креслення двигуна.

2.3 Методика дослідження

Дослідження впливу конструкційного матеріалу шатуна двигуна Opel C30SE на його масогабаритні показники розроблена наступна методика.

1. За методикою [41] з використанням комп'ютерної програми Engine Calculation виконати розрахунок термодинамічного циклу двигуна на номінальному режимі роботи, під час якого визначається тиск та температура робочого тіла в циліндрі протягом циклу.

2. За методиками [2, 41] виконати динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі роботи, під час якого визначаються сили та моменти, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму двигуна.

3. За методикою [2] виконати розрахунок на міцність шатуна, виготовленого зі сталі 40XH2MA. Розрахунковими елементами шатунної групи є: поршнева головки, кривошипна головки, стрижень шатуна.

4. Підібрати марку конструкційного матеріалу та розрахувати на міцність шатун, виготовлений з алюмінієвого сплаву. При виконанні розрахунку підібрати раціональні значення геометрії шатуна, які будуть задовольняти умовам міцності.

5. Підібрати марку конструкційного матеріалу та розрахувати на міцність шатун, виготовлений з титану. При виконанні розрахунку підібрати раціональні значення геометрії шатуна, які будуть задовольняти умовам міцності.

6. Порівняти отримані результати, зробити висновки щодо впливу конструкційного матеріалу шатуна двигуна Opel C30SE на його масогабаритні показники, надати рекомендації.

2.4 Висновки за розділом

Розроблена методика дозволяє дослідити вплив конструкційного матеріалу шатуна двигуна Opel C30SE на його масогабаритні показники. Після аналізу отриманих результатів розробляємо рекомендації щодо доцільності зміни конструкційного матеріалу шатуна в 4-тактному бензиновому ДВЗ.

3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ ДВИГУНА OPEL C30SE

3.1 Вихідні дані до розрахунку

Виконано термодинамічний розрахунок робочого циклу 4-тактного бензинового двигуна Opel C30SE на номінальному режимі роботи. Розрахунок виконуємо відповідно до методики [41]. За результатами розрахунку отримано параметри стану робочого тіла в циліндрі, циклові індикаторні та ефективні показники двигуна.

Згідно до технічних характеристик двигуна Opel C30SE (див. табл. 2.1) приймаємо вихідні дані для розрахунку:

- число циліндрів $i = 6$;
- тактність – 4-тактний;
- розташування циліндрів – в ряд;
- потужність $N_e = 150$ кВт;
- частота обертання валу $n = 6000$ хв⁻¹;
- тиск повітря $p_k = 101,3$ кПа;
- температура повітря $T_o = 293$ К;
- ступінь стиснення $\varepsilon = 10,0$;
- відношення ходу поршня до діаметра циліндра $S/D = 0,735$;
- паливо – бензин.

3.2 Підготовка даних для теплового розрахунку в програмі Engine Calculation

Теплота згорання палива (бензину) $H_{uT} = 44$ МДж/кг.

Показник процесу згорання вибираємо на основі рекомендацій за емпіричними даними, для бензинових ДВЗ $m_1 = 3,2...4,0$ [41]. Приймаємо $m_1 = 3,5$.

Кількість циліндрів $i = 6$.

Розташування циліндрів – рядне.

Діаметр циліндра $D = 0,095$ м.

Хід поршня $S = 0,0698$ м.

Робочий об'єм циліндра $V_h = 0,000495$ м³.

Площа поршня – площа плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра, визначається за формулою

$$F_{\pi} = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3.14}{4} 0,095^2 = 0,00708 \text{ м}^2, \quad (3.1)$$

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = \frac{0,0698}{2} = 0,0349 \text{ м}. \quad (3.2)$$

Довжина шатуна $L_{ш} = 0,134$ м, тоді відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна

$$\lambda_k = r_k/L_{ш} = 0,0349/0,134 = 0,26. \quad (3.3)$$

Площа теплообміну поршня F_{π}' залежить від конфігурації днища. Для бензинових ДВЗ $F_{\pi}' = (1,0 \dots 1,1) \cdot F_{\pi}$ [41]. Поршень двигуна С30SE має заглиблення під клапани, тому

$$F_{\pi}' = 1,1 \cdot F_{\pi} = 1,05 \cdot 0,00708 = 0,00779 \text{ м}^2. \quad (3.4)$$

Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення. У бензинових ДВЗ $F_k = (1,1 \dots 1,3) \cdot F_{\Pi}$ [41]. Тоді

$$F_k = 1,1 \cdot F_{\Pi} = 1,1 \cdot 0,00708 = 0,00779 \text{ м}^2. \quad (3.5)$$

Об'єм камери стиснення розраховуємо за формулою

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1}, \quad (3.6)$$

$$V_c = \frac{3,14}{2} 0,095^2 \cdot 0,0349 \cdot \frac{1}{10 - 1} = 0,0000549 \text{ м}^3.$$

Двигун атмосферний, тому $p_k = p_o = 0,1013 \text{ МПа}$.

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

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

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} = 360 - 30 = 330 \text{ }^\circ \text{ ПКВ}, \quad (3.7)$$

де $\Delta\varphi_{оп}$ – величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання.

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

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{сг} = 330 + 60 = 390 \text{ }^\circ \text{ ПКВ}, \quad (3.8)$$

де $\Delta\varphi_{сг} = 40 \dots 60 \text{ }^\circ$ – для бензинових ДВЗ [41].

Кутова швидкість обертання кривошипа визначається від частоти обертання колінчатого валу n

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 6000}{60} = 628,0 \text{ с}^{-1}. \quad (3.9)$$

Коефіцієнт надлишку повітря приймаємо $\alpha = 0,84$.

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,000495 \cdot 1,205 \cdot 0,803 = 478,2 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл}, \quad (3.10)$$

де ρ_k – щільність заряду на вході в циліндр

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

η_v – коефіцієнт наповнення

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

$$\eta_v = \frac{10}{10 - 1} \cdot \frac{101300 - 10130}{101300} \cdot \frac{293}{293 + 12 + 0,06 \cdot 1000} = 0,803;$$

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

$$\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,1 \cdot 101300 = 10130 \text{ Па}; \quad (3.13)$$

$\Delta T = 12 \text{ К}$ – підігрів заряду на впуску для бензинових ДВЗ;

$\gamma = 0,06$ – коефіцієнт залишкових газів;

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

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{478,2 \cdot 10^{-6}}{0,84 \cdot 14,96} = 38,05 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл.} \quad (3.14)$$

Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). Приймаємо $T_w = 460 \text{ К}$.

Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 101300 - 10130 = 91170 \text{ Па.} \quad (3.15)$$

Початкова температура

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r) = \frac{1}{1 + 0,06} (293 + 12 + 0,06 \cdot 1000) = 344,3 \text{ К.} \quad (3.16)$$

Початкова маса робочого тіла в циліндрі

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,06) \cdot 478,2 \cdot 10^{-6} = 506,9 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл.} \quad (3.17)$$

Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{10}{10 - 1} \cdot 0,000495 = 549,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (3.18)$$

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

$$P_a V_a = R m_a T_a, \quad (3.19)$$

$$91170 \cdot 549,5 \cdot 10^{-6} = 287 \cdot 506,9 \cdot 10^{-6} \cdot 344,3,$$

$$50,0979 = 50,0889.$$

Похибка розрахунку за рівнянням стану складає 0,018 %.

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

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

$$m_A = [m'_п + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_ш] \cdot F_п, \quad (3.20)$$

$$m_A = (92 + 0,25 \cdot 98) \cdot 0,00708 = 0,825 \text{ кг},$$

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

Величини $m'_п$ і $m'_ш$ визначаємо на основі вимірювань маси деталей реального двигуна (див. розділ 2.2).

За розрахованими даними заповнюємо таблицю 3.1.

3.3 Контроль і аналіз результатів теплового розрахунку

Проведено розрахунок циклу двигуна Opel C30SE в комп'ютерній програмі Engine Calculation, результати розрахунку отримано у вигляді протоколу (таблиця 3.2). Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску p , температури T , маси m , об'єму V) при різних кутах ϕ повороту кривошипа колінчатого валу (ПКВ). З метою скорочення протокол подано з кроком запису 10° ПКВ.

Таблиця 3.1 – Початкові дані для розрахунку циклу двигуна Opel C30SE на номінальному режимі

Найменування величини	Численні величини	Позначення і одиниці виміру
Тип двигуна		
1. Теплота згорання палива	44000000	$H_{\text{ут}}$, Дж/кг
2. Показник процесу згорання	3,5	m_1
Конструктивні дані		
3. Кількість циліндрів	6	i
4. Рядний (1); V-подібний (0)	1	–
5. Діаметр циліндра	0,095	D , м
6. Площа поршня	0,00708	$F_{\text{п}}$, м ²
7. Радіус кривошипа	0,0349	$r_{\text{к}}$, м
8. Відношення $\lambda_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к}}}{L_{\text{ш}}}$	0,26	$\lambda_{\text{к}}$
9. Площа теплообміну поршня	0,00779	$F_{\text{п}}'$, м ²
10. Площа теплообміну кришки	0,00779	$F_{\text{к}}$, м ²
11. Об'єм камери стиснення	0,0000549	$V_{\text{с}}$, м ³
Наддув		
12. Тиск наддуву	101300	$p_{\text{к}}$, Па
13. Температура повітря	293	$T_{\text{к}}$, К
Регульовальні дані		
14. Кут початку згорання	330	$\varphi_{\text{с}}$, град.
15. Кут кінця згорання	390	$\varphi_{\text{з}}$, град.
Режимні дані		
16. Кутова швидкість валу	628	ω , рад/с
17. Коефіцієнт надлишку повітря	0,84	α
18. Циклова подача палива	0,00003805	$\Delta m_{\text{тц}}$, кг/цикл
19. Середня температура стінок	460	T_{w} , К
Початкові умови		
20. Тиск	91170	$p_{\text{а}}$, Па
21. Температура	344,3	$T_{\text{а}}$, К
22. Маса робочого тіла	0,0005069	$m_{\text{а}}$, кг/цикл
23. Об'єм робочої порожнини	0,0005495	$V_{\text{а}}$, м ³
Дані до динамічного розрахунку		
24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	0,825	$m_{\text{А}}$, кг
Розрахунковий крок	1	$\Delta\varphi$, град.

Магістрант

Данііл ШИЛЕНКО

Керівник

Георгій СЛИНЬКО

Таблиця 3.2 – Протокол теплового розрахунку двигуна Opel C30SE на номінальному режимі

φ, °ПКВ	p, кПа	T, К	m, г	V·10 ³ , м ³
1	2	3	4	5
0	91 170,0	344,3	0,507	0,055
10	91 170,0	344,3	0,507	0,060
20	91 170,0	344,3	0,507	0,074
30	91 170,0	344,3	0,507	0,096
40	91 170,0	344,3	0,507	0,126
50	91 170,0	344,3	0,507	0,162
60	91 170,0	344,3	0,507	0,203
70	91 170,0	344,3	0,507	0,246
80	91 170,0	344,3	0,507	0,290
90	91 170,0	344,3	0,507	0,334
100	91 170,0	344,3	0,507	0,376
110	91 170,0	344,3	0,507	0,415
120	91 170,0	344,3	0,507	0,450
130	91 170,0	344,3	0,507	0,480
140	91 170,0	344,3	0,507	0,505
150	91 170,0	344,3	0,507	0,524
160	91 170,0	344,3	0,507	0,538
170	91 170,0	344,3	0,507	0,546
180	88 371,3	344,3	0,507	0,549
190	89 112,9	345,5	0,507	0,546
200	91 169,1	348,0	0,507	0,538
210	94 694,1	352,1	0,507	0,524
220	99 964,8	357,9	0,507	0,505
230	107 419,5	365,6	0,507	0,480
240	117 725,8	375,6	0,507	0,450
250	131 894,5	388,3	0,507	0,415
260	151 472,3	404,2	0,507	0,376
270	178 874,2	424,1	0,507	0,334
280	217 961,2	448,9	0,507	0,290
290	275 063,2	479,9	0,507	0,246
300	360 768,7	518,5	0,507	0,203
310	492 865,1	566,6	0,507	0,162
320	700 063,3	625,9	0,507	0,126
330	1 021 310,1	696,0	0,507	0,096
340	1 495 970,6	780,7	0,507	0,074
350	2 424 464,8	1 021,7	0,509	0,060
360	4 738 148,5	1 807,9	0,518	0,055
370	6 737 272,4	2 709,7	0,533	0,060
380	6 315 482,3	3 075,4	0,543	0,074

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5
390	4 521 595,1	2 866,4	0,545	0,096
400	3 122 306,8	2 596,6	0,545	0,126
410	2 218 813,3	2 373,0	0,545	0,162
420	1 639 175,6	2 191,6	0,545	0,203
430	1 260 033,8	2 044,9	0,545	0,246
440	1 005 257,1	1 926,0	0,545	0,290
450	829 374,2	1 829,2	0,545	0,334
460	705 035,8	1 750,2	0,545	0,376
470	615 438,8	1 685,4	0,545	0,415
480	549 995,3	1 632,4	0,545	0,450
490	501 869,2	1 589,1	0,545	0,480
500	466 556,8	1 553,9	0,545	0,505
510	441 054,9	1 525,6	0,545	0,524
520	423 365,1	1 503,4	0,545	0,538
530	412 197,2	1 486,5	0,545	0,546
540	401 173,8	1 475,5	0,545	0,549
550	342 042,4	1 475,5	0,545	0,546
560	282 911,0	1 475,5	0,545	0,538
570	223 779,6	1 475,5	0,545	0,524
580	164 648,3	1 475,5	0,545	0,505
590	105 516,9	1 475,5	0,545	0,480
600	111 430,0	1 475,5	0,545	0,450
610	111 430,0	1 475,5	0,545	0,415
620	111 430,0	1 475,5	0,545	0,376
630	111 430,0	1 475,5	0,545	0,334
640	111 430,0	1 475,5	0,545	0,290
650	111 430,0	1 475,5	0,545	0,246
660	111 430,0	1 475,5	0,545	0,203
670	111 430,0	1 475,5	0,545	0,162
680	111 430,0	1 475,5	0,545	0,126
690	111 430,0	1 475,5	0,545	0,096
700	111 430,0	1 475,5	0,545	0,074
710	111 430,0	1 475,5	0,545	0,060
720	111 430,0	1 475,5	0,545	0,055

Opel C30SE

Дата: 18.09.2024

Li = 626,317656 Дж/цикл

pi = 1267377,446356 Па

KKDi = 0,482811

gi = 0,218707 кг/(кВт*год)

В результаті розрахунку циклу двигуна Opel C30SE визначено основні циклові індикаторні показники:

- індикаторна робота $L_i = 626,318$ Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск $p_i = 1,2674$ МПа;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,4828$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,2187$ кг/(кВт·год).

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

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 6 \cdot 626,318 \cdot \frac{6000}{2 \cdot 60} \cdot 0,8 = 150,32 \text{ кВт}, \quad (3.21)$$

де $\eta_m = 0,8$ – прийнятий механічний ККД бензинового двигуна.

Ефективну питому витрату палива розраховуємо за формулою

$$g_e = g_i / \eta_m = 0,2187 / 0,8 = 0,2734 \text{ кг/(кВт·год)}. \quad (3.22)$$

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,2674 \cdot 0,8 = 1,014 \text{ МПа}. \quad (3.23)$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,4828 \cdot 0,8 = 0,386. \quad (3.24)$$

Розраховані похибки складають: за ефективною потужністю 0,2 %, за середнім ефективним тиском 1,4 % (у порівнянні з вихідними даними до розрахунку); за ефективною питомою витратою палива 4% (у порівнянні зі значенням $g_e = 0,285$ кг/(кВт·год), отриманому з рисунка 2.7).

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну

напруженість деталей двигуна, є тиск і температура робочого тіла. З протоколу теплового розрахунку визначаємо величину максимального тиску $p_{\max} = 6,911$ МПа (при 373 ° ПКВ) і максимальної температури $T_{\max} = 3075,4$ К (при 380 ° ПКВ). Ці величини не перевищують максимально допустимі для бензинових ДВЗ [41], тобто на номінальному режимі забезпечується надійна тривала робота двигуна.

За результатами розрахунку циклу двигуна на номінальному режимі будемо згорнуту індикаторну діаграму $p(V)$ і $T(V)$ (рисунок 3.1).

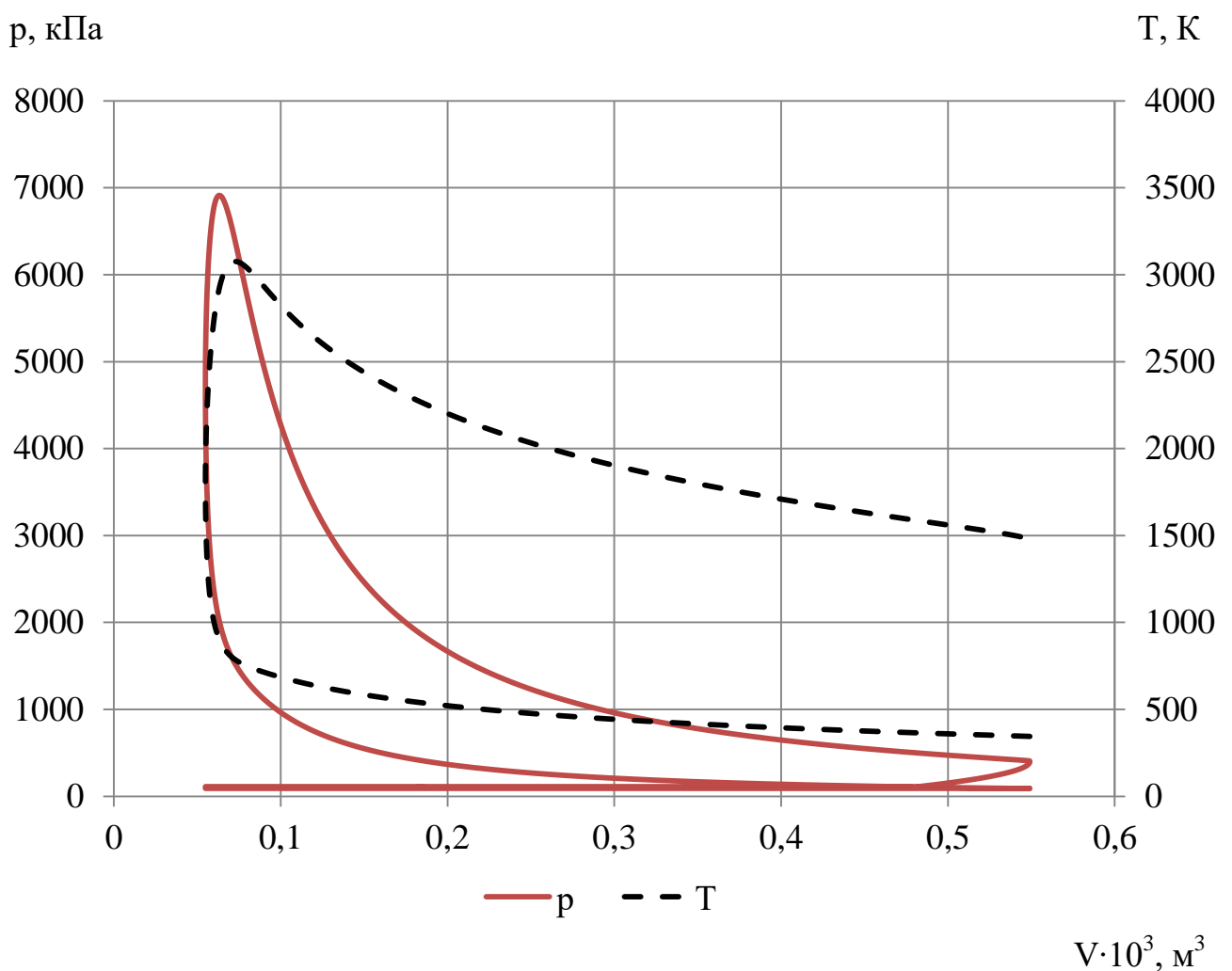


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма тиску $p(V)$ та температури в циліндрі двигуна Opel C30SE

3.4 Висновки за розділом

Розраховані індикаторні показники двигуна Opel C30SE відповідають відповідним показникам ДВЗ аналогічних конструкцій, а також вимогам [41]. Розраховані ефективні показники двигуна Opel C30SE на номінальному режимі: ефективна потужність $N_e = 150,32$ кВт; ефективна питома витрата палива $g_e = 0,2734$ кг/(кВт·год); середній ефективний тиск $p_e = 1,014$ МПа; ефективний ККД $\eta_e = 0,386$. Розраховані ефективні показники двигуна відрізняються від вихідних величин не більше, ніж на 4 %, що свідчить про правильність виконаного теплового розрахунку.

За результатами теплового розрахунку можна виконати динамічний розрахунок двигуна Opel C30SE.

4 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА OPEL C30SE НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

4.1 Розрахунок основних сил та обертального моменту

Протокол динамічного розрахунку (таблиця 4.1) містить запис основних сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, і обертального моменту двигуна. В протоколі динамічного розрахунку результати записані в діапазоні зміни кута повороту валу $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = 720^\circ$ (повний цикл для чотиритактного ДВЗ) з кроком запису $\Delta\varphi = 10^\circ$.

Розрахунок сил та моментів двигуна виконуємо за методикою [2, 41].

На поршень діють сили:

– осьова P

$$P = (p - p_o) \cdot F_{\pi} - m_A r_k \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_k \cos 2\varphi), \quad (4.1)$$

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

$p_o = 101300$ Па – тиск в картері, приймаємо рівним атмосферному тиску;

F_{π} – площа перерізу циліндра, Па;

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;

– бічна N

$$N = P \cdot \operatorname{tg}\beta, \quad (4.2)$$

де β – кут між віссю циліндра і віссю шатуна

$$\beta = \arcsin(\lambda_k \cdot \sin\varphi), \quad (4.3)$$

Вздовж осі шатуна діє сила S

$$S = \frac{P}{\cos\beta}. \quad (4.4)$$

На кривошип діють сили:

– тангенціальна T

$$T = P \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}; \quad (4.5)$$

– нормальна K

$$K = P \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}. \quad (4.6)$$

Проводимо розрахунок для кута $\varphi = 380^\circ$ ПКВ:

$$P = (6315482,3 - 101300) \cdot 0,00708 - 0,824 \cdot 0,0349 \cdot 628,0^2 \cdot \\ \cdot (\cos 380^\circ + 0,26 \cdot \cos 760^\circ) = 31064,3 \text{ Н};$$

$$N = 31064,30 \cdot (\operatorname{tg} 5,1^\circ) = 2773,4 \text{ Н};$$

$$\beta = \arcsin(0,26 \cdot \sin 380^\circ) = 5,1^\circ;$$

$$S = \frac{31064,3}{\cos 5,1^\circ} = 31187,8 \text{ Н};$$

$$T = 31064,3 \cdot \frac{\sin(380^\circ + 5,1^\circ)}{\cos 5,1^\circ} = 13230,7 \text{ Н};$$

$$K = 31064,3 \cdot \frac{\cos(380^\circ + 5,1^\circ)}{\cos 5,1^\circ} = 28242,3 \text{ Н}.$$

Для інших кутів від $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = 720^\circ$ розрахунки виконуються аналогічно (див. табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Протокол динамічного розрахунку двигуна

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	P, Н	N, Н	S, Н	T, Н	K, Н	M, Н·м
1	2	3	4	5	6	7
0	-14 379,4	0,0	-14 379,4	0,0	-14 379,4	0,0
10	-14 028,8	-634,0	-14 043,2	-3 060,5	-13 705,6	-106,8
20	-13 003,9	-1 161,0	-13 055,6	-5 538,5	-11 822,6	-193,3
30	-11 381,9	-1 492,3	-11 479,3	-6 983,3	-9 110,9	-243,7
40	-9 283,1	-1 573,6	-9 415,5	-7 172,5	-6 099,8	-250,3
50	-6 858,1	-1 393,9	-6 998,3	-6 149,6	-3 340,5	-214,6
60	-4 273,2	-987,5	-4 385,8	-4 194,5	-1 281,4	-146,4
70	-1 693,8	-426,8	-1 746,7	-1 737,6	-178,3	-60,6
80	730,8	193,6	756,0	753,3	-63,7	26,3
90	2 880,7	775,6	2 983,3	2 880,7	-775,6	100,5
100	4 674,4	1 238,2	4 835,6	4 388,4	-2 031,1	153,2
110	6 073,7	1 530,3	6 263,5	5 184,0	-3 515,3	180,9
120	7 082,1	1 636,7	7 268,8	5 315,0	-4 958,5	185,5
130	7 740,0	1 573,1	7 898,3	4 918,0	-6 180,3	171,6
140	8 114,3	1 375,4	8 230,0	4 162,1	-7 100,0	145,3
150	8 286,1	1 086,4	8 357,0	3 202,2	-7 719,2	111,8
160	8 337,1	744,3	8 370,3	2 152,0	-8 088,9	75,1
170	8 336,7	376,8	8 345,3	1 076,6	-8 275,5	37,6
180	8 311,4	0,0	8 311,4	0,0	-8 311,4	0,0
190	8 322,2	-376,1	8 330,7	-1 074,7	-8 261,1	-37,5
200	8 337,1	-744,3	8 370,3	-2 152,0	-8 088,9	-75,1
210	8 311,0	-1 089,7	8 382,2	-3 211,8	-7 742,4	-112,1
220	8 176,5	-1 386,0	8 293,2	-4 194,0	-7 154,5	-146,4
230	7 855,1	-1 596,5	8 015,6	-4 991,1	-6 272,1	-174,2
240	7 270,1	-1 680,1	7 461,8	-5 456,1	-5 090,1	-190,4
250	6 362,0	-1 602,9	6 560,8	-5 430,1	-3 682,2	-189,5
260	5 101,4	-1 351,3	5 277,3	-4 789,2	-2 216,6	-167,1
270	3 501,6	-942,8	3 626,3	-3 501,6	-942,8	-122,2
280	1 628,5	-431,3	1 684,6	-1 678,6	-142,0	-58,6
290	-391,8	98,7	-404,1	402,0	-41,2	14,0
300	-2 364,4	546,4	-2 426,7	2 320,9	-709,0	81,0
310	-4 014,1	815,8	-4 096,2	3 599,4	-1 955,2	125,6
320	-4 972,1	842,8	-5 043,0	3 841,6	-3 267,1	134,1
330	-4 796,5	628,9	-4 837,6	2 942,9	-3 839,5	102,7

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5	6	7
340	-3 057,9	273,0	-3 070,0	1 302,4	-2 780,1	45,5
350	2 490,9	-112,6	2 493,4	-543,4	2 433,5	-19,0
360	18 521,2	0,0	18 521,2	0,0	18 521,2	0,0
370	33 025,6	1 492,6	33 059,3	7 204,7	32 264,7	251,4
380	31 064,3	2 773,4	31 187,8	13 230,7	28 242,3	461,8
390	19 985,5	2 620,4	20 156,6	12 262,1	15 997,8	427,9
400	12 177,4	2 064,2	12 351,1	9 408,7	8 001,6	328,4
410	8 205,6	1 667,7	8 373,4	7 357,9	3 996,9	256,8
420	6 686,7	1 545,3	6 862,9	6 563,5	2 005,1	229,1
430	6 581,8	1 658,3	6 787,4	6 752,0	692,8	235,6
440	7 202,5	1 907,8	7 450,9	7 424,4	-628,1	259,1
450	8 107,1	2 182,9	8 395,9	8 107,1	-2 182,9	282,9
460	9 020,6	2 389,4	9 331,7	8 468,7	-3 919,5	295,6
470	9 785,5	2 465,5	10 091,3	8 352,1	-5 663,7	291,5
480	10 330,6	2 387,4	10 602,9	7 752,9	-7 232,9	270,6
490	10 647,8	2 164,1	10 865,4	6 765,6	-8 502,0	236,1
500	10 772,0	1 826,0	10 925,7	5 525,4	-9 425,5	192,8
510	10 763,3	1 411,2	10 855,4	4 159,5	-10 026,9	145,2
520	10 689,1	954,3	10 731,6	2 759,1	-10 370,8	96,3
530	10 609,6	479,5	10 620,4	1 370,1	-10 531,7	47,8
540	10 526,0	0,0	10 526,0	0,0	-10 526,0	0,0
550	10 112,9	-457,0	10 123,2	-1 306,0	-10 038,6	-45,6
560	9 694,7	-865,5	9 733,2	-2 502,4	-9 406,0	-87,3
570	9 225,0	-1 209,5	9 303,9	-3 565,0	-8 593,8	-124,4
580	8 634,5	-1 463,6	8 757,7	-4 429,0	-7 555,2	-154,6
590	7 841,6	-1 593,8	8 001,9	-4 982,6	-6 261,4	-173,9
600	7 225,6	-1 669,8	7 416,0	-5 422,6	-5 058,9	-189,2
610	6 217,1	-1 566,4	6 411,4	-5 306,4	-3 598,4	-185,2
620	4 817,9	-1 276,2	4 984,0	-4 523,1	-2 093,4	-157,9
630	3 024,1	-814,3	3 131,8	-3 024,1	-814,3	-105,5
640	874,2	-231,6	904,4	-901,2	-76,2	-31,5
650	-1 550,4	390,6	-1 598,8	1 590,5	-163,2	55,5
660	-4 129,7	954,4	-4 238,6	4 053,7	-1 238,4	141,5
670	-6 714,7	1 364,7	-6 851,9	6 020,9	-3 270,7	210,1
680	-9 139,6	1 549,3	-9 270,0	7 061,6	-6 005,5	246,5
690	-11 238,4	1 473,5	-11 334,6	6 895,3	-8 996,0	240,6
700	-12 860,4	1 148,2	-12 911,6	5 477,5	-11 692,2	191,2
710	-13 885,4	627,5	-13 899,6	3 029,2	-13 565,5	105,7
720	-14 236,0	0,0	-14 236,0	0,0	-14 236,0	0,0

Обертальний момент на кривошипі розраховується за формулою

$$M = T \cdot r_k, \quad (4.7)$$

$$M = 13230,7 \cdot 0,0349 = 461,751 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

За результатами динамічного розрахунку побудовано діаграми залежностей осьової сили на поршень P (рис. 4.1), бічної сили на поршень N та сили на шатун S (рис. 4.2), нормальної сили на кривошип K та тангенціальної сили на кривошип T (рис. 4.3) від кута повороту кривошипа φ .

4.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

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

Маса поршневої групи [41]

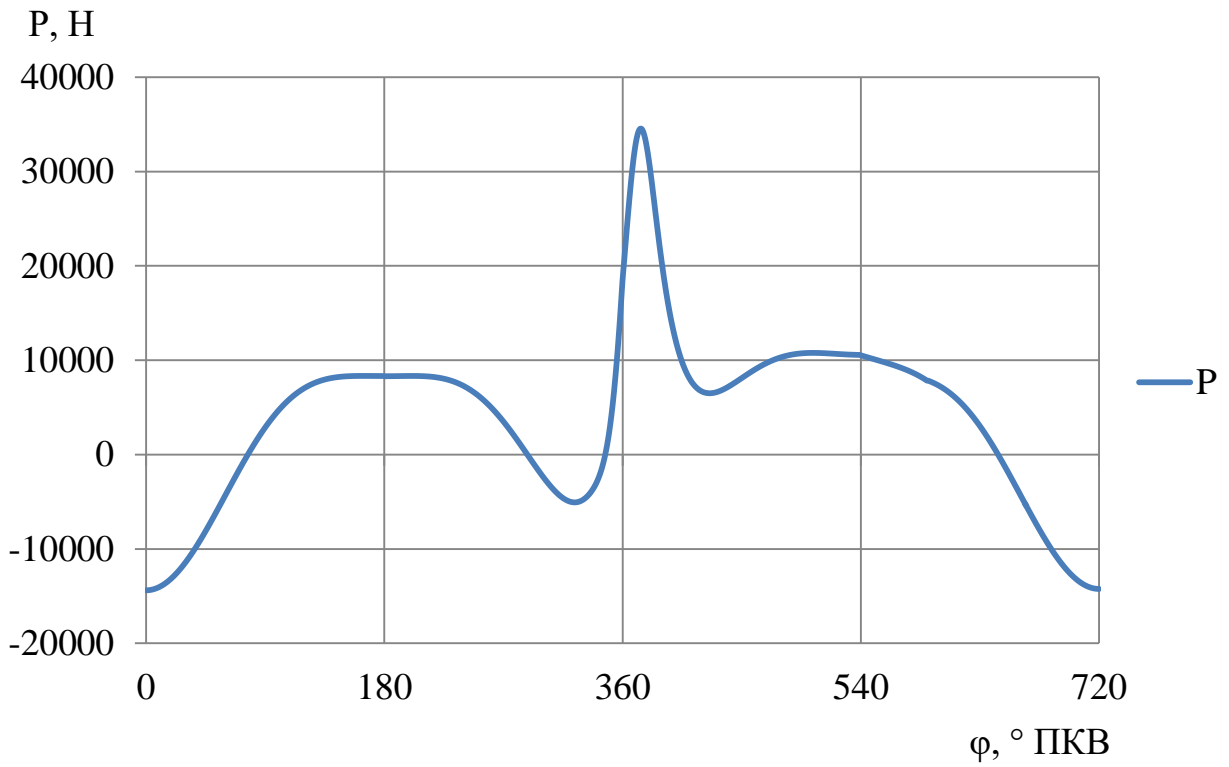
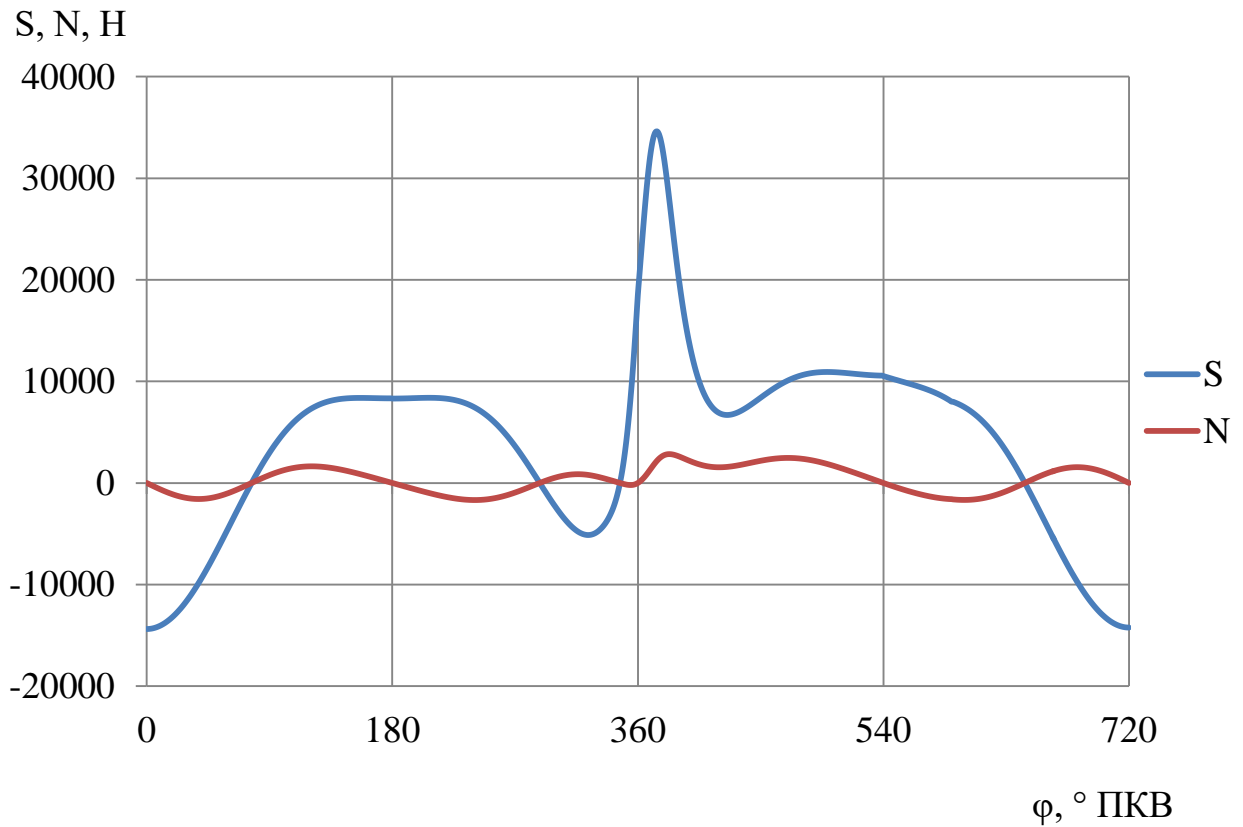
$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi}, \quad (4.8)$$

$$m_{\Pi} = 92 \cdot 0,00708 = 0,651 \text{ кг}.$$

Маса шатунної групи

$$m_{\text{Ш}} = m'_{\text{Ш}} \cdot F_{\Pi}, \quad (4.9)$$

$$m_{\text{Ш}} = 98 \cdot 0,00708 = 0,694 \text{ кг}.$$

Рисунок 4.1 – Графік сили P , що діє на поршеньРисунок 4.2 – Графік бічної сили N , що діє на поршень і сили S , що діє вздовж осі шатуна

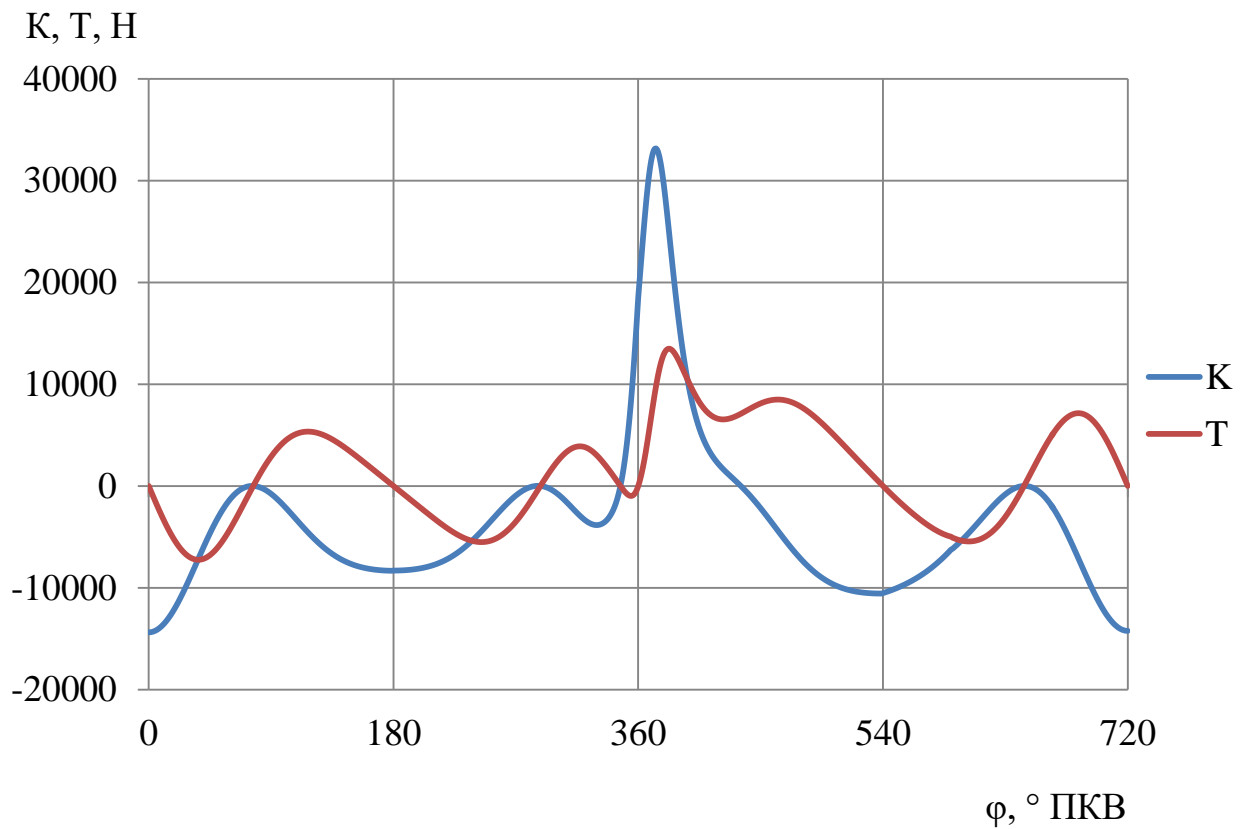


Рисунок 4.3 – Графік сил К і Т, що діють на кривошип двигуна

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця

$$m_{\text{шп}} = 0,25 \cdot m_{\text{ш}}, \quad (4.10)$$

$$m_{\text{шп}} = 0,25 \cdot 0,694 = 0,174 \text{ кг.}$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа

$$m_{\text{шк}} = 0,75 \cdot m_{\text{ш}}, \quad (4.11)$$

$$m_{\text{шк}} = 0,75 \cdot 0,694 = 0,520 \text{ кг.}$$

Маса неврівноважених частин одного коліна вала без противаг

$$m_{\text{к}} = m_{\text{к}}' \cdot F_{\text{п}}, \quad (4.12)$$

$$m_{\text{к}} = 130 \cdot 0,00708 = 0,920 \text{ кг,}$$

де $m_k' = m_k / F_{\Pi} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$. Приймаємо $m_k' = 130 \text{ кг/м}^2$.

Маси, що здійснюють зворотньо-поступальний рух:

$$m_j = m_{\Pi} + m_{\text{шп}}, \quad (4.13)$$

$$m_j = 0,651 + 0,174 = 0,825 \text{ кг.}$$

Маси, що здійснюють обертальний рух:

$$m_R = m_k + m_{\text{шк}}, \quad (4.14)$$

$$m_R = 0,920 + 0,520 = 1,440 \text{ кг.}$$

4.3 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

$$K_R = -m_R \cdot r_k \cdot \omega^2, \quad (4.15)$$

$$K_R = -1,440 \cdot 0,0349 \cdot 628^2 = -19820,2 \text{ Н,}$$

де m_R – маси, що здійснюють обертальний рух, кг;

r_k – радіус кривошипу, м;

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

Відцентрова сила інерції є результируючою двох сил:

– сили інерції обертальних мас шатуна

$$K_{R_{ш}} = -m_{шк} \cdot R \cdot \omega^2; \quad (4.16)$$

$$K_{R_{ш}} = -0,520 \cdot 0,0349 \cdot 628^2 = -7162,5 \text{ Н};$$

– сили інерції обертальних мас кривошипа

$$K_{R_k} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2, \quad (4.17)$$

$$K_{R_k} = -0,920 \cdot 0,0349 \cdot 628^2 = -12668,4 \text{ Н};$$

Знаючи функції $K(\varphi)$, $T(\varphi)$ та величини $K_{R_{ш}}$ та K_{R_k} , можна розрахувати сили, що діють на шатунні $R_{шш}$ та корінні $R_{кш}$ шийки колінчастого валу.

4.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу

Розраховуємо сили, що діють на шатунні шийки колінчастого валу двигуна.

Результуюча сила, що діє на шатунну шийку [41]

$$R_{шш} = \sqrt{T^2 + P_k^2}, \quad (4.18)$$

де T – тангенціальна сила, діюча на кривошип, Н;

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

$$P_k = K + K_{R_{ш}}, \quad (4.19)$$

де K – нормальна сила, діюча на кривошип вздовж його осі;

$K_{R_{ш}}$ – сили інерції обертальних мас шатуна.

Результуюча сила, діюча на коліно валу

$$R_k = \sqrt{T^2 + K_{pk}^2}, \quad (4.20)$$

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

$$K_{pk} = K - K_R, \quad (4.21)$$

Розрахунку виконується для кута повороту колінчастого валу $\varphi = 380^\circ$ ПКВ:

$$\begin{aligned} P_k &= 28242,3 + (-7162,5) = 35404,8 \text{ Н}, \\ R_{шшш} &= \sqrt{13230,7^2 + 35404,8^2} = 37796,2 \text{ Н}, \\ R_k &= \sqrt{13230,7^2 + 48062,5^2} = 49850,3 \text{ Н}, \\ K_{pk} &= 28242,3 - (-19820,2) = 48062,5 \text{ Н}. \end{aligned}$$

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 4.2.

Графічна побудова сили $R_{шшш}$ в залежності від кута повороту кривошипа здійснюється у вигляді полярної діаграми (рисунок 4.4) з полюсом в точці О. Для отримання полярної діаграми кінці результуючих сил $R_{шшш}$ з'єднують послідовно в порядку наростання кутів плавної кривої.

Для визначення середньої результуючої сили за цикл $R_{шшш.ср}$, а також її максимального $R_{шшш.мах}$ і мінімального $R_{шшш.мін}$ значень полярну діаграму перебудуємо у прямокутні координати функції кута повороту колінчастого валу (рисунок 4.5).

Таблиця 4.2 – Значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу, Н

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	P_k	$R_{шш}$	K_{pk}	R_k	$R_{кшл}$
0	-16728,2	16728,2	10254,5	10254,5	-5127,3
20	-14969,9	15433,9	12012,8	12586,4	-6293,2
40	-11075,5	12066,2	15907,2	16612,2	-8306,1
60	-7898,9	8335,9	19083,8	19268,8	-9634,4
80	-7242,8	7276,0	19739,9	19752,1	-9876,1
100	-8671,1	9179,8	18311,6	18557,9	-9278,9
120	-10565,0	11116,2	16417,7	16777,7	-8388,9
140	-11794,3	12076,3	15188,4	15408,4	-7704,2
160	-12255,0	12323,7	14727,7	14784,8	-7392,4
180	-12322,9	12322,9	14659,8	14659,8	-7329,9
200	-12253,7	12322,3	14729,0	14786,1	-7393,1
220	-11827,4	12112,6	15155,3	15378,9	-7689,5
240	-10648,8	11222,4	16333,9	16713,6	-8356,8
260	-8794,9	9379,8	18187,8	18477,8	-9238,9
280	-7309,8	7420,1	19672,9	19714,1	-9857,1
300	-7570,7	7713,3	19412,0	19468,1	-9734,0
320	-9339,8	9712,4	17642,9	17842,9	-8921,5
340	-9393,4	9454,5	17589,4	17622,1	-8811,0
360	2052,4	2052,4	29035,1	29035,1	-14517,6
380	9029,3	11925,2	36012,0	36844,9	-18422,5
400	-2900,3	5967,6	24082,4	24640,6	-12320,3
420	-6123,4	7184,8	20859,3	21195,1	-10597,6
440	-7697,1	8979,4	19285,6	19832,3	-9916,1
460	-9855,7	11228,2	17127,0	17952,0	-8976,0
480	-11933,7	12880,6	15049,0	15810,5	-7905,2
500	-13161,8	13584,1	13820,9	14223,6	-7111,8
520	-13577,3	13675,5	13405,4	13504,9	-6752,4
540	-13599,2	13599,2	13383,5	13383,5	-6691,7
560	-13029,3	13114,9	13953,4	14033,4	-7016,7
580	-12085,1	12395,7	14897,6	15150,6	-7575,3
600	-10649,9	11223,8	16332,8	16712,7	-8356,4
620	-8725,8	9267,7	18256,9	18522,0	-9261,0
640	-7256,8	7302,6	19725,9	19742,7	-9871,4
660	-7866,6	8268,7	19116,1	19285,0	-9642,5
680	-11000,1	11960,5	15982,6	16658,2	-8329,1
700	-14863,8	15318,6	12118,9	12672,6	-6336,3
720	-16611,1	16611,1	10371,6	10371,6	-5185,8

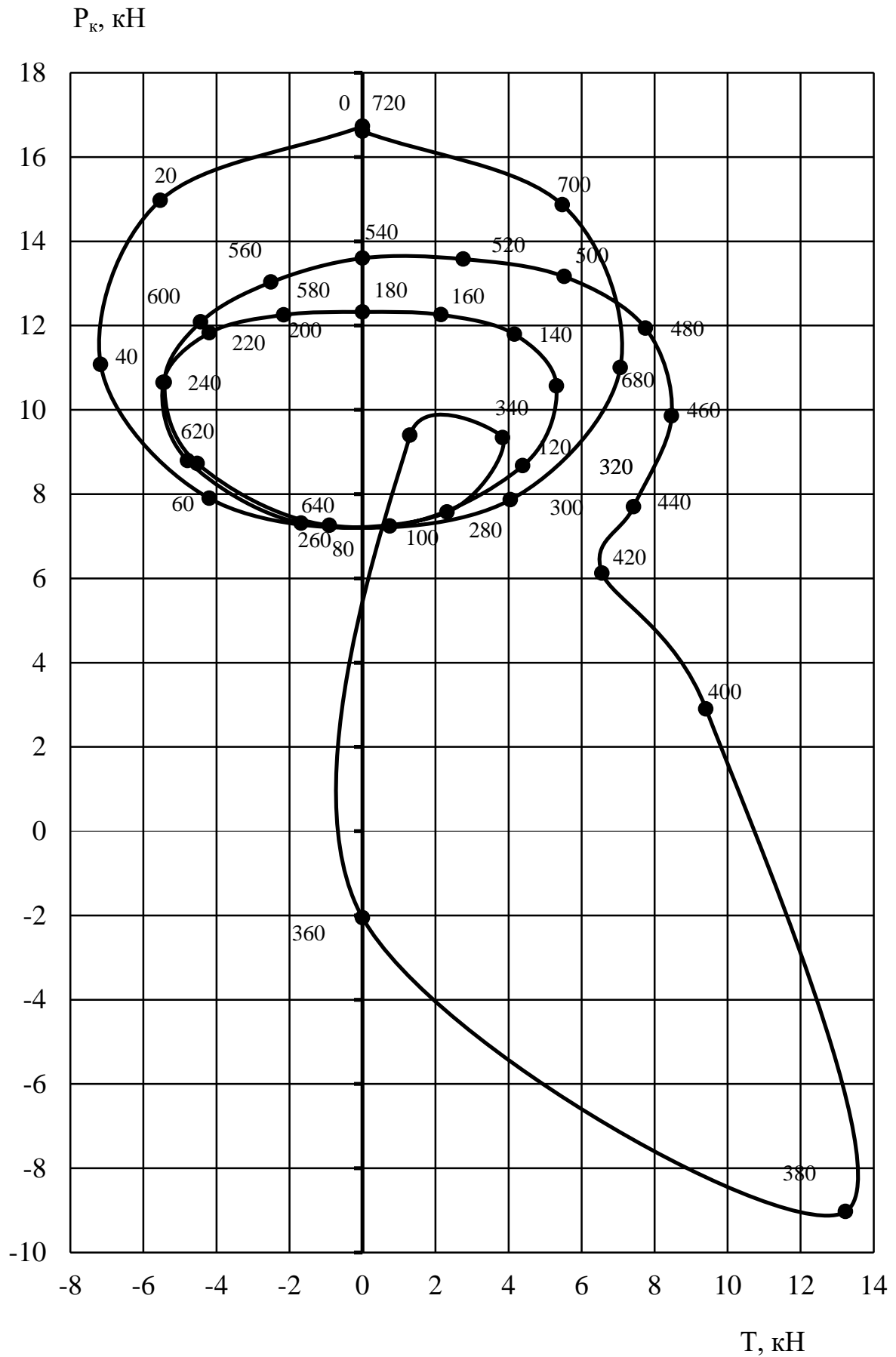


Рисунок 4.4 – Полярна діаграма сил, що діють на першу шатунну шийку колінчастого валу

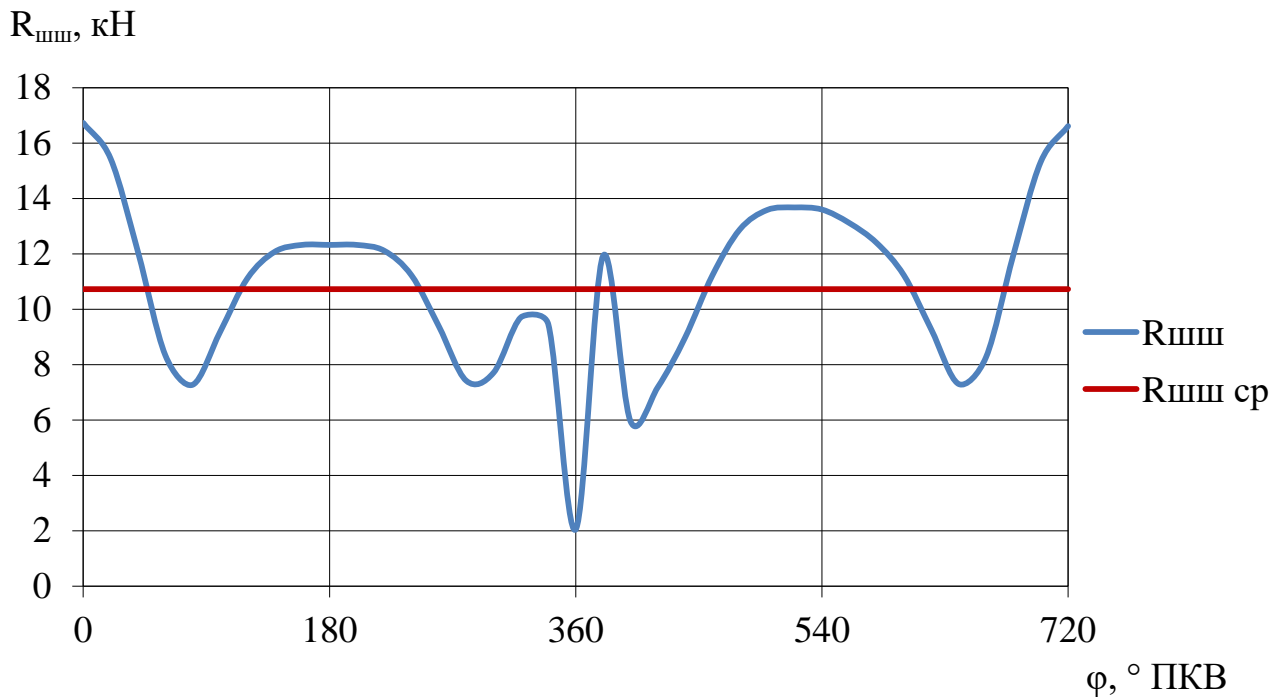


Рисунок 4.5 – Діаграма сили, діючої на шатунну шийку

З розгорнутої діаграмі $R_{\text{шш}}$ (рисунок 4.5) визначаємо:

$$R_{\text{шш max}} = 16728,2 \text{ Н при } \varphi = 0 ^\circ \text{ ПКВ (не показаний тут знак «мінус»}$$

вказує на напрям дії $R_{\text{шш}}$);

$$R_{\text{шш min}} = 2052,4 \text{ Н при } \varphi = 360 ^\circ \text{ ПКВ;}$$

$$R_{\text{шш ср}} = 10726 \text{ Н.}$$

4.5 Сила, діюча на I корінну шийку колінчастого валу

Колінчастий вал двигуна повноопорний, з 6-ма шатунними шийками і 7-ма корінними шийками.

Сила, діюча на I корінну шийку (при куті повороту колінчастого валу $\varphi = 380 ^\circ \text{ ПКВ}$):

$$R_{\text{кш1}} = -0,5 \cdot R_{\text{к1}}, \quad (4.22)$$

$$R_{\text{кш1}} = -0,5 \cdot 36844,9 = -18422,5 \text{ Н.}$$

Всі інші значення сил, що діють на першу корінну шийку при різних кутах повороту колінчастого валу φ , наведені в таблиці 4.2. На рисунку 4.6 показана розгорнута діаграма навантаження на першу корінну шийку.

$R_{кш1}$, кН

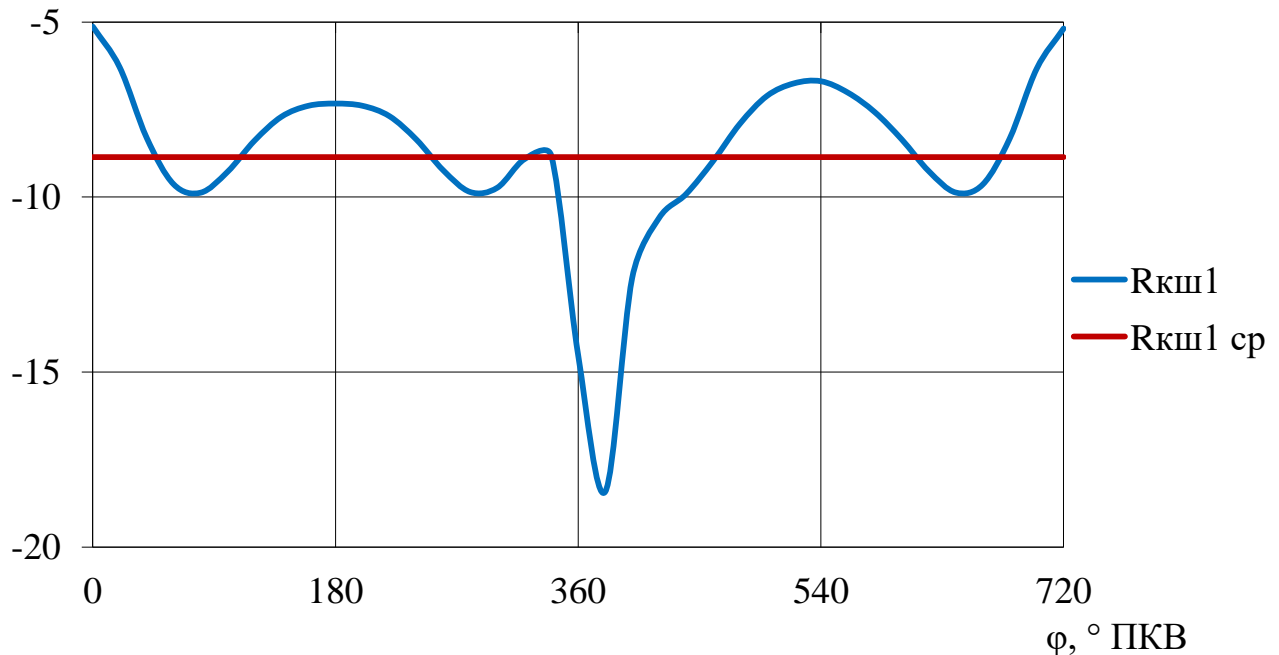


Рисунок 4.6 – Діаграма навантаження на першу корінну шийку

З розгорнутої діаграмі $R_{кш}$ (рисунок 4.6) визначаємо:

$$R_{кш \max} = 18422,5 \text{ Н при } \varphi = 380^\circ \text{ ПКВ (не показаний тут знак «мінус»}$$

вказує на напрям дії $R_{кш}$);

$$R_{кш \min} = 5127,3 \text{ Н при } \varphi = 0^\circ \text{ ПКВ;}$$

$$R_{кш \text{ ср}} = 8859,2 \text{ Н.}$$

4.6 Обертальний момент двигуна

За величиною тангенціальної сили T , що діє на кривошип (див. табл. 4.1, рис. 4.3,) розраховано індикаторний обертальний момент від одного циліндра – формула (3.7). Значення моменту для $\varphi = 0 \dots 720^\circ$ ПКВ див. в табл. 4.1.

Графік індикаторного обертального моменту для одного циліндра M_1 від кута повороту колінчастого валу представлений на рисунку 4.7.

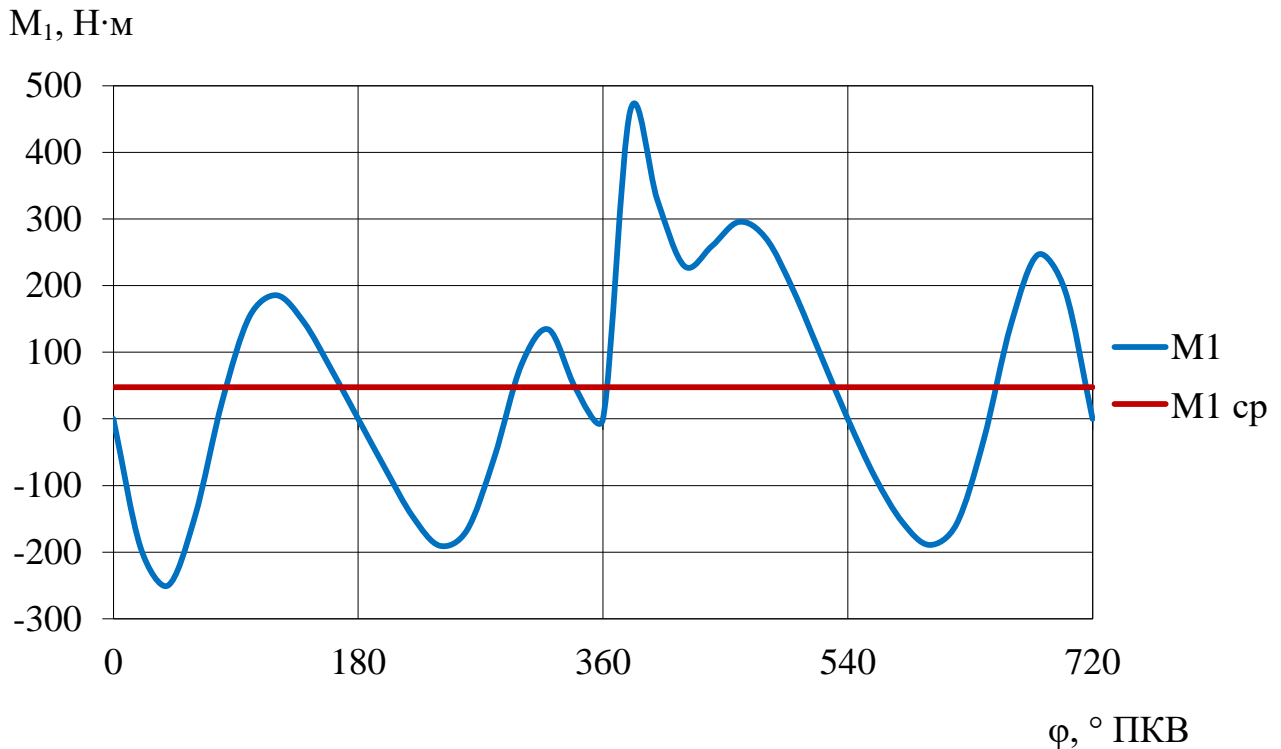


Рисунок 4.7 – Графік індикаторного обертального моменту від одного циліндра

Середній індикаторний обертальний момент одного циліндра $M_{1\text{ ср}} = 47,51 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Враховуючи порядок роботи циліндрів (1–5–3–6–2–4), складаємо таблицю обертальних моментів (таблиця 3.3), графічно зображаємо моменти для кожного циліндра на рисунку 4.8.

Виконуємо складання моментів для кожного кута ПКВ – визначаємо сумарний індикаторний момент двигуна $M_{\text{сум}}$ (див. табл. 4.3). Зміщення обертальних моментів в таблиці 4.3 складає $720/6 = 120^\circ$ ПКВ.

Графічно цей момент представлений на рисунку 4.9.

Сумарний середній обертальний момент на вихідному валу двигуна

$$M_{\text{сум ср}} = 6 \cdot M_{1\text{ ср}} = 6 \cdot 47,51 = 285,06 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (4.23)$$

Таблиця 4.3 – Таблиця обертальних моментів двигуна Opel C30SE, Н·м

φ, ° ПКВ	M ₁	M ₂	M ₃	M ₄	M ₅	M ₆	M _{сум}
0	0,0	-190,4	270,6	185,5	-189,2	0,0	76,4
20	-193,3	-167,1	192,8	145,3	-157,9	461,8	281,6
40	-250,3	-58,6	96,3	75,1	-31,5	328,4	159,4
60	-146,4	81,0	0,0	0,0	141,5	229,1	305,2
80	26,3	134,1	-87,3	-75,1	246,5	259,1	503,5
100	153,2	45,5	-154,6	-146,4	191,2	295,6	384,4
120	185,5	0,0	-189,2	-190,4	0,0	270,6	76,4
140	145,3	461,8	-157,9	-167,1	-193,3	192,8	281,6
160	75,1	328,4	-31,5	-58,6	-250,3	96,3	159,4
180	0,0	229,1	141,5	81,0	-146,4	0,0	305,2
200	-75,1	259,1	246,5	134,1	26,3	-87,3	503,5
220	-146,4	295,6	191,2	45,5	153,2	-154,6	384,4
240	-190,4	270,6	0,0	0,0	185,5	-189,2	76,4
260	-167,1	192,8	-193,3	461,8	145,3	-157,9	281,6
280	-58,6	96,3	-250,3	328,4	75,1	-31,5	159,4
300	81,0	0,0	-146,4	229,1	0,0	141,5	305,2
320	134,1	-87,3	26,3	259,1	-75,1	246,5	503,5
340	45,5	-154,6	153,2	295,6	-146,4	191,2	384,4
360	0,0	-189,2	185,5	270,6	-190,4	0,0	76,4
380	461,8	-157,9	145,3	192,8	-167,1	-193,3	281,6
400	328,4	-31,5	75,1	96,3	-58,6	-250,3	159,4
420	229,1	141,5	0,0	0,0	81,0	-146,4	305,2
440	259,1	246,5	-75,1	-87,3	134,1	26,3	503,5
460	295,6	191,2	-146,4	-154,6	45,5	153,2	384,4
480	270,6	0,0	-190,4	-189,2	0,0	185,5	76,4
500	192,8	-193,3	-167,1	-157,9	461,8	145,3	281,6
520	96,3	-250,3	-58,6	-31,5	328,4	75,1	159,4
540	0,0	-146,4	81,0	141,5	229,1	0,0	305,2
560	-87,3	26,3	134,1	246,5	259,1	-75,1	503,5
580	-154,6	153,2	45,5	191,2	295,6	-146,4	384,4
600	-189,2	185,5	0,0	0,0	270,6	-190,4	76,4
620	-157,9	145,3	461,8	-193,3	192,8	-167,1	281,6
640	-31,5	75,1	328,4	-250,3	96,3	-58,6	159,4
660	141,5	0,0	229,1	-146,4	0,0	81,0	305,2
680	246,5	-75,1	259,1	26,3	-87,3	134,1	503,5
700	191,2	-146,4	295,6	153,2	-154,6	45,5	384,4
720	0,0	-190,4	270,6	185,5	-189,2	0,0	76,4

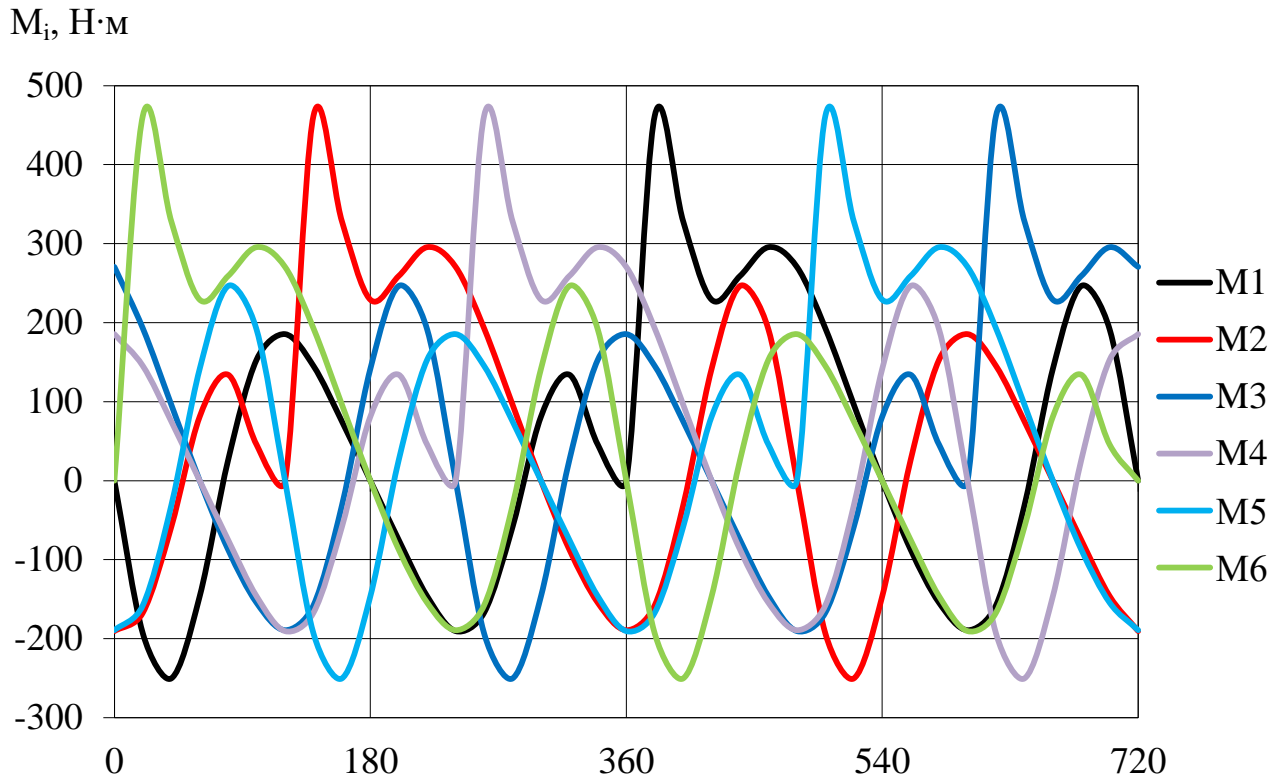


Рисунок 4.8 – Графік індикаторного обертового моменту для всіх циліндрів двигуна

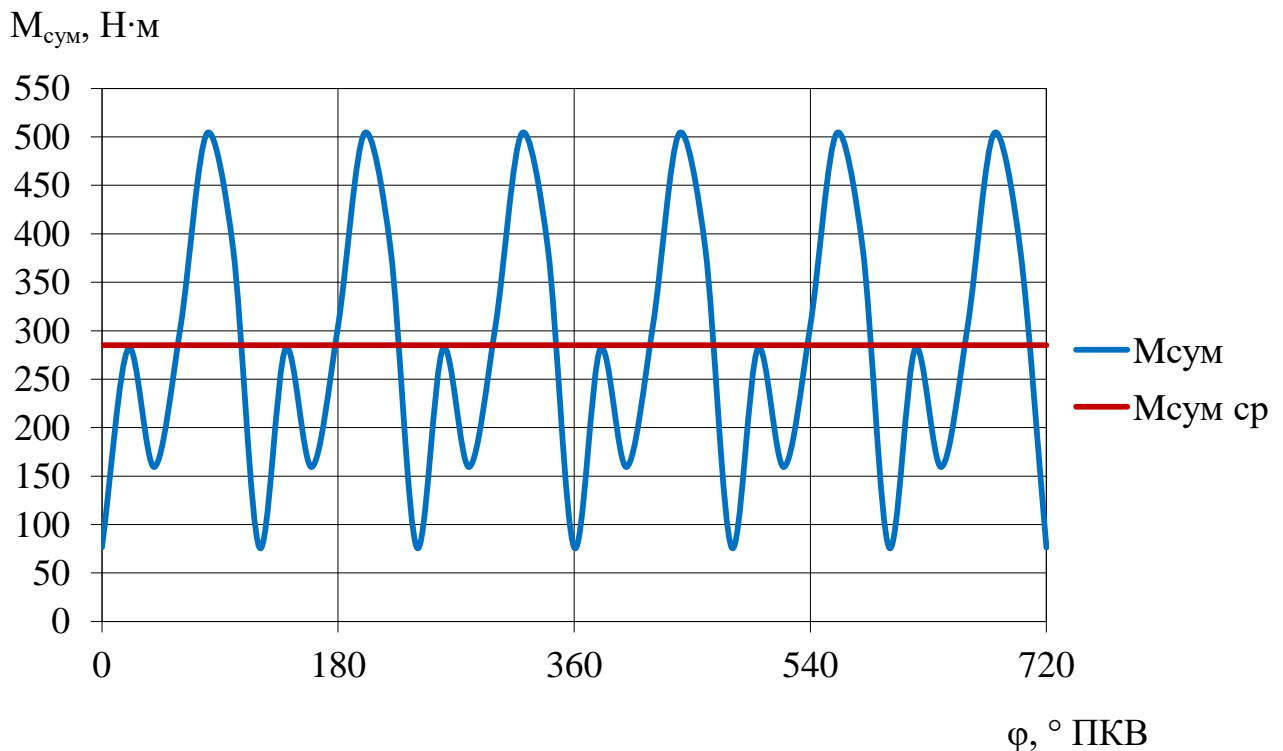


Рисунок 4.9 – Графік індикаторного обертового моменту всього двигуна

Дійсний ефективний обертовий момент, знімаєий з валу двигуна на номінальному режимі

$$M_e = M_{\text{сум ср}} \cdot \eta_m = 285,06 \cdot 0,8 = 228,05 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (4.24)$$

де $\eta_m = 0,8$ – механічний ККД двигуна (прийнято в тепловому розрахунку).

Також середній ефективний обертальний момент можна знайти, знаючи ефективну потужність двигуна, за формулою

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{150 \cdot 10^3}{628} = 238,85 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (4.25)$$

Різниця між розрахованими значеннями складає

$$\Delta M_e = \left| \frac{228,05 - 238,85}{238,85} \right| \cdot 100 = 4,54 \%. \quad (4.26)$$

4.7 Висновки за розділом

Розраховано сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (P, N, S, K, T) двигуна Opel C30SE. Після приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму і розрахунку сил інерції обертальних мас, отримано діаграми навантаження на шатунну шийку $R_{\text{шш}}$ в прямокутних та в полярних координатах; на 1-шу корінну шийку $R_{\text{кш}}$ колінчастого валу в полярних координатах. Складено таблицю обертальних моментів двигуна і побудовано відповідні діаграми, визначено середні індикаторні моменти:

- одного циліндра $M_{i1 \text{ ср}} = 47,51 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- на вихідному валу двигуна $M_{i \text{ сум ср}} = 285,06 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Розраховано ефективний крутний момент двигуна $M_e = 228,05 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Розраховані дані будуть використані при розрахунку на міцність шатуна двигуна Opel C30SE.

5 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ СТАЛЕВОГО ШАТУНА

Виконано розрахунок на міцність шатуна двигуна Opel C30SE. Приймаємо, що шатун виготовлений зі сталі 40ХН2МА.

Розрахунковими елементами шатунної групи є: поршнева головки, кривошипна головки, стрижень шатуна (див. рис. 5.1). Розрахунок виконуємо за методикою [2].

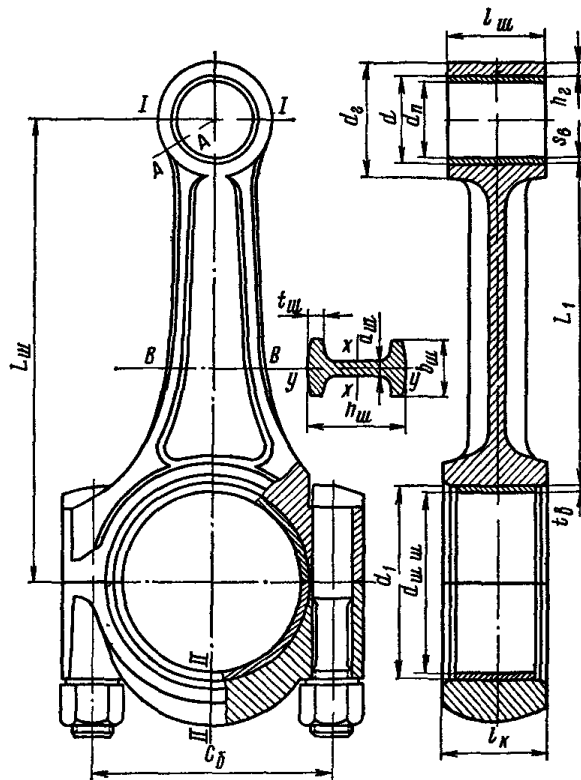


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема шатунної групи [2]

5.1 Розрахунок поршневої головки шатуна

5.1.1 Вихідні дані

З теплового та динамічного розрахунків маємо:

– максимальний тиск згоряння $P_z = 6,911$ МПа при $n = 6000$ хв⁻¹,
 $\varphi = 373$ °;

- маса поршневої групи $m_{\text{п}} = 0,651$ кг;
- маса шатунної групи $m_{\text{ш}} = 0,694$ кг;
- $n_{\text{х.х.маx}} = 7000$ хв⁻¹;
- хід поршня $S = 0,0698$ м;
- площа поршня $F_{\text{п}} = 0,00708$ м²;
- відношення $\lambda = R/L = 0,26$.

Вимірюванням шатуна отримуємо:

- діаметр поршневого пальця $d_{\text{п}} = 0,022$ м;
- довжина поршневої головки шатуна $l_{\text{ш}} = 0,025$ м;
- зовнішній діаметр головки $d_{\text{г}} = 0,032$ м;
- внутрішній діаметр головки $d = 0,024$ м;
- радіальна товщина стінки голівки $h_{\text{г}} = (d_{\text{г}} - d) / 2 = 0,004$ мм;
- радіальна товщина стінки втулки $S_{\text{в}} = 1$ мм.

Матеріал шатуна – конструкційна легована сталь 40ХН2МА з наступними характеристиками:

- модуль пружності першого роду $E_{\text{ш}} = 211000$ МПа;
- коефіцієнт температурного (лінійного) розширення $\alpha_{\text{т}} = 0,0000116$ К⁻¹;
- границя короткочасної міцності при розтягуванні $\sigma_{\text{в}} = 930$ МПа;
- границя витривалості при згинанні $\sigma_{-1} = 400$ МПа;
- границя витривалості при розтягуванні-стисканні $\sigma_{-1\text{р}} = 350$ МПа;
- границя пропорційності $\sigma_{\text{т}} = 870$ МПа.
- коефіцієнт приведення циклу при згинанні $\alpha_{\sigma} = 0,2$.
- коефіцієнт приведення при розтягуванні-стисненні $\alpha_{\sigma} = 0,15$.

Матеріал втулки – бронза БраЖ9, $E_{\text{в}} = 115000$ МПа, $\alpha_{\text{в}} = 18 \cdot 10^{-6}$ К⁻¹.

Напруження при згинанні:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{т}}} = \frac{400}{870} = 0,460. \quad (5.1)$$

Напруження при розтягуванні-стисканні:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{350}{870} = 0,402. \quad (5.2)$$

5.1.2 Розрахунок перерізу I-I

Максимальна напруження пульсуючого циклу:

$$\sigma_{\max} = \frac{(m_{\Pi} + m_{\text{в.г}}) \cdot \omega_{\text{х.х.мак}}^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot h_{\Gamma} \cdot l_{\text{ш}}}, \quad (5.3)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{(0,651 + 0,042) \cdot 732,7^2 \cdot 0,0349 \cdot (1 + 0,26) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0,004 \cdot 0,025} = 81,750 \text{ МПа},$$

де $m_{\text{в.г}}$ – маса частини головки вище за переріз I-I

$$m_{\text{в.г.}} = 0,06 \cdot m_{\text{ш}} = 0,06 \cdot 0,694 = 0,042 \text{ кг}; \quad (5.4)$$

$$\omega_{\text{х.х.мак}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{х.х.мак}}}{30}, \quad (5.5)$$

$$\omega_{\text{х.х.мак}} = \frac{\pi \cdot 7000}{30} = 732,7 \text{ рад/с.}$$

Середня напруга та амплітуда напруг:

$$\sigma_{m0} = \sigma_{a0} = \frac{\sigma_{\max}}{2}, \quad (5.6)$$

$$\sigma_{m0} = \frac{81,750}{2} = 40,875 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ak0} = \frac{\sigma_{a0} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{\Pi}}, \quad (5.7)$$

$$\sigma_{ak0} = \frac{40,875 \cdot 1,295}{0,9 \cdot 0,85} = 69,215 \text{ МПа},$$

де k_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напруги:

$$k_\sigma = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (\sigma_B - 400), \quad (5.8)$$

$$k_\sigma = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (930 - 400) = 1,295,$$

де $\varepsilon_M = 0,9$ – масштабний коефіцієнт;

$\varepsilon_\Pi = 0,85$ – коефіцієнт поверхневої чутливості (полірування без поверхневого зміцнення).

$$\text{Так як } \frac{\sigma_{ak0}}{\sigma_{m0}} = \frac{69,215}{40,875} = 1,693 \quad \rangle \quad \frac{(\beta_\sigma - \alpha_\sigma)}{(1 - \beta_\sigma)} = \frac{(0,460 - 0,2)}{(1 - 0,460)} = 0,481, \text{ то запас}$$

міцності перерізу I-I визначається за межею втоми:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{ak0} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{m0}}, \quad (5.9)$$

$$n_\sigma = \frac{350}{69,215 + 0,15 \cdot 40,875} = 4,645.$$

Запас міцності має бути не менше 1,5 – вимога виконується.

Розраховуємо напруження від запресованої втулки. Сумарний натяг:

$$\Delta_\Sigma = \Delta + \Delta_t, \quad (5.10)$$

$$\Delta_\Sigma = 0,04 + 0,018 = 0,058 \text{ мм},$$

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

$$\Delta_t = d \cdot (\alpha_B - \alpha_r) \cdot \Delta T, \quad (5.11)$$

$$\Delta_t = 24 \cdot (1,8 \cdot 10^{-5} - 1,16 \cdot 10^{-5}) \cdot 120 = 0,018 \text{ мм},$$

де ΔT – середня температура підігріву головки та втулки.

Питомий тиск на поверхні контакту втулки з головкою:

$$P = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left[\frac{\frac{d_r^2 + d^2}{d_r^2 - d^2} + \mu}{E_{\text{ш}}} + \frac{\frac{d^2 + d_{\text{п}}^2}{d^2 - d_{\text{п}}^2} - \mu}{E_{\text{в}}} \right]}, \quad (5.12)$$

$$P = \frac{0,058}{24 \cdot \left[\frac{\frac{32^2 + 24^2}{32^2 - 24^2} + 0,27}{2,11 \cdot 10^5} + \frac{\frac{24^2 + 22^2}{24^2 - 22^2} - 0,27}{1,15 \cdot 10^5} \right]} = 20,980 \text{ МПа,}$$

де $\mu = 0,27$ – коефіцієнт Пуассона.

Напруження від сумарного натягу на зовнішній поверхні головки:

$$\sigma'_a = \frac{P \cdot 2 \cdot d^2}{d_r^2 - d^2}, \quad (5.13)$$

$$\sigma'_a = \frac{20,980 \cdot 2 \cdot 24^2}{32^2 - 24^2} = 53,949 \text{ МПа,}$$

Напруження від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки:

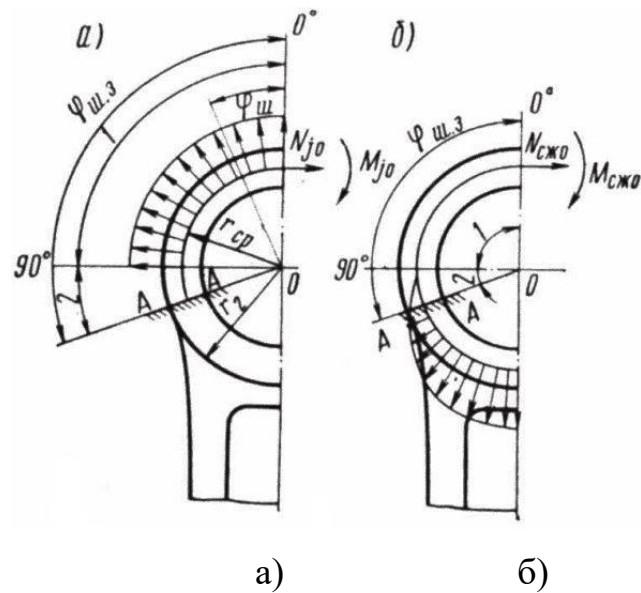
$$\sigma'_i = \frac{P \cdot (d_r^2 + d^2)}{d_r^2 - d^2}, \quad (5.14)$$

$$\sigma'_i = \frac{20,980 \cdot (32^2 + 24^2)}{32^2 - 24^2} = 74,929 \text{ МПа.}$$

Напруження від сумарного натягу мають бути не більше 100...150 МПа – вимога виконується.

5.1.3 Розрахунок перерізу А–А

Розрахункова схема перерізу А-А шатуна показана на рисунку 5.2.



а – при розтягуванні; б – при стисканні

Рисунок 5.2 – Розрахункова схема поршневої головки шатуна [2]

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

$$P_{jn} = -m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda), \quad (5.15)$$

$$P_{jn} = -0,651 \cdot 0,01349 \cdot 628^2 \cdot (1 + 0,26) = -11290,1 \text{ Н},$$

$$\text{де } \omega = \frac{\pi \cdot n_N}{30} = \frac{\pi \cdot 6000}{30} = 628 \text{ рад/с};$$

Нормальна сила та згинальний момент у перерізі 0 – 0:

$$N_{j0} = -P_{jn} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_{ш.з.}), \quad (5.16)$$

$$N_{j0} = -(-11,2901) \cdot (0,527 - 0,0008 \cdot 115) = 5,419 \text{ кН}$$

$$M_{j0} = -P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (0,00033 \cdot \varphi_{ш.з.} - 0,0297), \quad (5.17)$$

$$M_{j_0} = -(-11,2901) \cdot 0,014 \cdot (0,00033 \cdot 115 - 0,0297) = 1,304 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де $\varphi_{ш.з.} = 115^0$ – кут заділки,

$$r_{cp} = \frac{d_r + d}{4}, \quad (5.18)$$

$$r_{cp} = \frac{0,032 + 0,024}{4} = 0,014 \text{ мм.}$$

Нормальна сила та згинальний момент у розрахунковому перерізі від розтягуючої сили:

$$N_{j\varphi_{ш.з.}} = N_{j_0} \cdot \cos \varphi_{ш.з.} - 0,5 \cdot P_{jn} \cdot (\sin \varphi_{ш.з.} - \cos \varphi_{ш.з.}), \quad (5.19)$$

$$N_{j\varphi_{ш.з.}} = 5,419 \cdot \cos 115^0 - 0,5 \cdot (-11,2901) \cdot (\sin 115^0 - \cos 115^0) = 7,4995 \text{ кН};$$

$$M_{j\varphi_{ш.з.}} = M_{j_0} + N_{j_0} \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.з.}) + 0,5 \cdot P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (\sin \varphi_{ш.з.} - \cos \varphi_{ш.з.}), \quad (5.20)$$

$$M_{j\varphi_{ш.з.}} = 1,304 + 5,419 \cdot 0,014 \cdot (1 - \cos 115^0) + 0,5 \cdot (-11,2901) \cdot 0,014 \cdot (\sin 115^0 - \cos 115^0) = 1,307 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Напруження на зовнішньому волокні від розтягуючої сили:

$$\sigma_{aj} = \left[2 \cdot M_{j\varphi_{ш.з.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_r}{h_r \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_r)} + K \cdot N_{j\varphi_{ш.з.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_r}, \quad (5.21)$$

$$\sigma_{aj} = \left[2 \cdot 1,307 \cdot \frac{6 \cdot 0,04 + 0,004}{0,005 \cdot (2 \cdot 0,014 + 0,004)} + 0,314 \cdot 7,4995 \right] \cdot \frac{10^{-6}}{0,025 \cdot 0,004} = 41,553 \text{ МПа},$$

де

$$K = \frac{E_{ш} \cdot F_r}{E_{ш} \cdot F_r + E_B \cdot F_B}, \quad (5.22)$$

$$K = \frac{2,2 \cdot 10^5 \cdot 50}{2,11 \cdot 10^5 \cdot 50 + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 200} = 0,314;$$

$$F_B = (d - d_{ш}) \cdot l_{ш}. \quad (5.23)$$

$$F_B = (24 - 22) \cdot 25 \cdot 10^6 = 200 \text{ мм}^2;$$

$$F_r = (d_r - d) \cdot l_{ш}, \quad (5.24)$$

$$F_r = (32 - 24) \cdot 25 \cdot 10^6 = 50 \text{ мм}^2.$$

Сумарна сила, що стискає головку:

$$P_{сж} = (P_{зд} - P_0) \cdot F_{ш} - m_{ш} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \quad (5.25)$$

$$P_{сж} = (6,911 - 0,1013) \cdot 0,00708 \cdot 10^6 - 0,651 \cdot 0,0349 \cdot 628^2 \cdot (\cos 373^\circ + 0,26 \cdot \cos 746^\circ) = 37,388 \text{ кН}.$$

Нормальна сила та згинальний момент у розрахунковому перерізі від стискаючої сили:

$$N_{сж\varphi_{ш.з.}} = P_{сж} \cdot \left[\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} + \left(\frac{\sin \varphi_{ш.з.}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з.}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.з.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.з.} \right) \right], \quad (5.26)$$

$$N_{сж\varphi_{ш.з.}} = 37,388 \cdot \left[0,0018 + \left(\frac{\sin 115}{2} - \frac{115}{3,14} \cdot \sin 115 - \frac{1}{3,14} \cdot \cos 115 \right) \right] = -1218,972 \text{ кН};$$

$$M_{сж\varphi_{ш.з.}} = P_{сж} \cdot r_{ср} \cdot \left[\frac{M_{сж0}}{P_{сж} \cdot r_{ср}} + \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.з.}) - \left(\frac{\sin \varphi_{ш.з.}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з.}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.з.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.з.} \right) \right], \quad (5.27)$$

$$M_{\text{сж}\phi_{\text{ш.з.}}} = 37,388 \cdot 0,014 \cdot (0,0006 + 0,0018 \cdot (1 - \cos 115)) - \left(\frac{\sin 115}{2} - \frac{115}{3,14} \cdot \sin 115 - \frac{1}{3,14} \cdot \cos 115 \right) = 17,068 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $\frac{N_{\text{сж}0}}{P_{\text{сж}}} = 0,0018$, $\frac{M_{\text{сж}0}}{P_{\text{сж}} \cdot r_{\text{ср}}} = 0,00060$ [2].

Напруження у зовнішньому волокні від стискаючої сили:

$$\sigma_{\text{асж}} = \left[2 \cdot M_{\text{сж}\phi_{\text{ш.з.}}} \cdot \frac{6 \cdot r_{\text{ср}} + h_{\Gamma}}{h_{\Gamma} \cdot (2 \cdot r_{\text{ср}} + h_{\Gamma})} + K \cdot N_{\text{сж}\phi_{\text{ш.з.}}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{\text{ш}} h_{\Gamma}}, \quad (5.28)$$

$$\sigma_{\text{асж}} = \left[2 \cdot 17,068 \cdot \frac{6 \cdot 0,014 + 0,004}{0,0035 \cdot (2 \cdot 0,014 + 0,004)} + 0,314 \cdot (-1218,972) \right] \cdot \frac{10^{-6}}{0,025 \cdot 0,004} = -78,369 \text{ МПа}.$$

Максимальне та мінімальне напруження асиметричного циклу:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma'_a + \sigma_{\text{aj}}, \quad (5.29)$$

$$\sigma_{\text{max}} = 53,949 + 41,553 = 95,501 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{min}} = \sigma'_a + \sigma_{\text{асж}}, \quad (5.30)$$

$$\sigma_{\text{min}} = 53,949 - 78,369 = -24,421 \text{ МПа}.$$

Середнє напруження та амплітуда напружень:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2}, \quad (5.31)$$

$$\sigma_m = \frac{95,501 + (-24,421)}{2} = 35,540 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2}, \quad (5.32)$$

$$\sigma_a = \frac{95,501 + (-24,421)}{2} = 59,961 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ak} = \frac{\sigma_a \cdot k_\sigma}{\varepsilon_m \cdot \varepsilon_n}, \quad (5.33)$$

$$\sigma_{ak} = \frac{59,961 \cdot 1,295}{0,9 \cdot 0,85} = 101,534 \text{ МПа}.$$

Так як $\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_m} = \frac{101,534}{35,540} = 2,857 > \frac{(\beta_\sigma - \alpha_\sigma)}{(1 - \beta_\sigma)} = 0,481$, то запас міцності в

перерізі А – А визначається за межею текучості

$$n_\sigma = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ak} + \sigma_m}, \quad (5.34)$$

$$n_\sigma = \frac{870}{101,534 + 35,540} = 6,347.$$

Запас міцності має бути не менше 1,5 – вимога виконується.

5.2 Розрахунок кривошипної головки шатуна

З динамічного розрахунку та розрахунку поршневої головки шатуна маємо:

– радіус кривошипу $R = 0,0349$ м;

– маса поршневої групи $m_{\text{п}} = 0,651$ кг;

– маса шатунної групи $m_{\text{ш}} = 0,694$ кг;

– маси деталей, що здійснюють зворотно-поступальний рух

$$m_{\text{шп}} = 0,174 \text{ кг}$$

– маси деталей, що здійснюють обертальний рух $m_{\text{шк}} = 0,52$ кг;

– кутова швидкість $\omega_{x,x} = 732,7$ рад/с;

- співвідношення $\lambda = 0,26$;
- діаметр шатунної шийки $d_{ш.ш.} = 52$ мм;
- товщина стінки вкладиша $t_B = 1,5$ мм;
- відстань між шатунними болтами $c_6 = 68$ мм;
- довжина кривошипної головки $l_k = 25$ мм.

Максимальна сила інерції:

$$P_{jp} = -\omega_{x.x.max}^2 \cdot R \left[(m_{ш.п} + m_{ш.ш.}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к} - m_{кр}) \right] \cdot 10^{-6}, \quad (5.35)$$

$$P_{jp} = -732,7^2 \cdot 0,0349 \cdot [(0,651 + 0,174) \cdot (1 + 0,26) + (0,52 - 0,187)] \cdot 10^{-6} = \\ = -25,706 \text{ кН},$$

де $m_{кр} = 0,27 \cdot m_{ш} = 0,27 \cdot 0,694 = 0,187$ кг – маса кришки кривошипної головки.

Момент опору розрахункового перерізу:

$$W_{из} = \frac{l_k \cdot (0,5 \cdot c_6 - r_1)^2}{6}, \quad (5.36)$$

$$W_{из} = \frac{0,025 \cdot (0,5 \cdot 0,068 - 0,028)^2 \cdot 10^{-6}}{6} = 1,760 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3,$$

де

$$r_1 = 0,5 \cdot (d_{ш.ш.} + 2 \cdot t_B); \quad (5.37)$$

$$r_1 = 0,5 \cdot (0,052 + 2 \cdot 0,0015) = 0,028 \text{ м};$$

Момент інерції вкладки та кришки:

$$J_B = l_k \cdot t_B^3, \quad (5.38)$$

$$J_B = 0,025 \cdot 0,0015^3 = 8,438 \cdot 10^{-11} \text{ м}^4.$$

$$J = l_k \cdot (0,5 \cdot c_6 - r_1)^3, \quad (5.39)$$

$$J = 0,025 \cdot (0,5 \cdot 0,068 - 0,028)^3 = 6,866 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4.$$

Напруження вигину кришки та вкладиша:

$$\sigma_{\text{из}} = P_{\text{jp}} \cdot \left[\frac{0,023 \cdot c_{\text{б}}}{\left(1 + \frac{J_{\text{в}}}{J}\right) \cdot W_{\text{из}}} + \frac{0,4}{F_{\Gamma}} \right], \quad (5.40)$$

$$\sigma_{\text{из}} = -25,706 \cdot \left[\frac{0,023 \cdot 0,068}{\left(1 + \frac{8,438 \cdot 10^{-11}}{6,866 \cdot 10^{-9}}\right)} + \frac{0,4}{0,2 \cdot 10^{-3}} \right] = -277,016 \text{ МПа},$$

де

$$F_{\Gamma} = 1_{\text{к}} \cdot 0,5 \cdot (c_{\text{б}} - d_{\text{ш.ш.}}), \quad (5.41)$$

$$F_{\Gamma} = 0,025 \cdot 0,5 \cdot (0,068 - 0,052) = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Значення $\sigma_{\text{из}}$ змінюється в межах 100...300 МПа – умова виконується.
Знак мінус вказує на напрям дії навантаження.

5.3 Розрахунок стрижня шатуна

З динамічного розрахунку (див. розділ 4) отримано:

$$- P_{\text{сж}} = 33059,3 \text{ Н при } \varphi = 380^\circ;$$

$$- P_{\text{р}} = -14379,4 \text{ Н при } \varphi = 0^\circ;$$

З урахуванням конструкції шатуна двигуна Opel C30SE приймаємо (див. рис. 5.1):

$$- \text{довжина шатуна } L_{\text{ш}} = 0,134 \text{ м};$$

$$- b_{\text{ш}} = 12 \text{ мм};$$

$$- a_{\text{ш}} = 6 \text{ мм},$$

$$- h_{\text{ш}} = 26 \text{ мм},$$

З розрахунків поршневої та кривошипної головок:

$$- d = 24 \text{ мм};$$

$$- d_1 = 55 \text{ мм};$$

Площа та моменти інерції розрахункового перерізу В – В:

$$F_{\text{cp}} = h_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}} - (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}}) \cdot (h_{\text{ш}} - 2 \cdot t_{\text{ш}}), \quad (5.42)$$

$$F_{\text{cp}} = 0.026 \cdot 0.012 - (0.012 - 0.006) \cdot (0.026 - 2 \cdot 0.003) = 0,000192 \text{ м}^2,$$

$$J_x = \frac{b_{\text{ш}} \cdot h_{\text{ш}}^3 - (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}}) \cdot (h_{\text{ш}} - 2 \cdot t_{\text{ш}})^3}{12}, \quad (5.43)$$

$$J_x = \frac{0.012 \cdot 0.026^3 - (0.012 - 0.006) \cdot (0.026 - 2 \cdot 0.003)^3}{12} = 1,758 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$J_y = \frac{h_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}}^3 - (h_{\text{ш}} - a_{\text{ш}}) \cdot (b_{\text{ш}} - 2 \cdot t_{\text{ш}})^3}{12}, \quad (5.44)$$

$$J_y = \frac{0.026 \cdot 0.012^3 - (0.026 - 0.006) \cdot (0.012 - 2 \cdot 0.003)^3}{12} = 3,384 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4.$$

Максимальна напруга від стискаючої сили

а) у площині гойдання шатуна:

$$\sigma_{\text{max x}} = \frac{K_x \cdot P_{\text{сж}}}{F_{\text{cp}}} = \frac{1,088 \cdot 33059,3}{0,000192} = 187,282 \text{ МПа}, \quad (5.45)$$

де

$$K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{\text{ш}}} \cdot \frac{L_{\text{ш}}^2}{J_x} \cdot F_{\text{cp}}, \quad (5.46)$$

$$K_x = 1 + \frac{930}{3,14^2 \cdot 2,11 \cdot 10^5} \cdot \frac{0,134^2}{1,758 \cdot 10^{-8}} \cdot 0,000192 = 1,088,$$

$\sigma_e = \sigma_B = 930 \text{ МПа}$ – границя пружності матеріалу шатуна;

б) у площині, перпендикулярній площині гойдання шатуна:

$$\sigma_{\max y} = \frac{K_y \cdot P_{\text{сж}}}{F_{\text{сп}}}, \quad (5.47)$$

$$\sigma_{\max y} = \frac{1.057 \cdot 33059,3}{0.000192} = 181,934 \text{ МПа},$$

де

$$K_y = 1 + \frac{\sigma_{\epsilon}}{\pi^2 E_{\text{ш}}} \cdot \frac{L_1^2}{4 \cdot J_y} \cdot F_{\text{сп}}, \quad (5.48)$$

$$K_y = 1 + \frac{930}{3,14^2 \cdot 2,11 \cdot 10^5} \cdot \frac{0,0945^2}{4 \cdot 3,384 \cdot 10^{-9}} \cdot 0,000192 = 1,057;$$

$$L_1 = L_{\text{ш}} - \frac{d + d_1}{2}, \quad (5.49)$$

$$L_1 = 134 - \frac{24 + 55}{2} = 94,5 \text{ мм}.$$

Значення $\sigma_{\max x}$ и $\sigma_{\max y}$ не повинні перевищувати 350 МПа – умова виконується.

Мінімальне напруження від розтягуючої сили:

$$\sigma_{\min} = \frac{P_p}{F_{\text{сп}}}, \quad (5.50)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{-14379,4}{0.000192} = -74,893 \text{ МПа}.$$

Середні напруження та амплітуди циклу:

$$\sigma_{\text{мк}} = \frac{(\sigma_{\max x} + \sigma_{\min})}{2}, \quad (5.51)$$

$$\sigma_{\text{мк}} = \frac{187,282 - 74,893}{2} = 56,195 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ny} = \frac{(\sigma_{\max y} + \sigma_{\min})}{2}, \quad (5.52)$$

$$\sigma_{ny} = \frac{181,934 - 74,893}{2} = 53,521 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ax} = \frac{(\sigma_{\max x} - \sigma_{\min})}{2}, \quad (5.53)$$

$$\sigma_{ax} = \frac{187,282 + 74,893}{2} = 131,087 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ay} = \frac{(\sigma_{\max y} - \sigma_{\min})}{2}, \quad (5.54)$$

$$\sigma_{ay} = \frac{181,934 - (-74,893)}{2} = 128,413 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{akx} = \frac{\sigma_{ax} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_m \cdot \varepsilon_{\Pi}}, \quad (5.55)$$

$$\sigma_{akx} = \frac{131,087 \cdot 1,295}{0,9 \cdot 0,85} = 221,975 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{aky} = \frac{\sigma_{ay} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_m \cdot \varepsilon_{\Pi}}, \quad (5.56)$$

$$\sigma_{aky} = \frac{128,413 \cdot 1,295}{0,9 \cdot 0,85} = 217,447 \text{ МПа}.$$

Так як $\frac{\sigma_{akx}}{\sigma_{mx}} = \frac{221,975}{56,195} = 3,95 > \frac{(\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma})}{(1 - \beta_{\sigma})} = \frac{(0,46 - 0,2)}{(1 - 0,46)} = 0,481$, то запас

міцності в перерізі В–В визначається за межею втоми:

$$n_{\sigma x} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{akx} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{mx}}, \quad (5.57)$$

$$n_{\sigma x} = \frac{400}{221,975 + 0,15 \cdot 56,195} = 1,736;$$

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{aky} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{my}}, \quad (5.58)$$

$$n_{\sigma_y} = \frac{400}{217,447 + 0,15 \cdot 53,521} = 1,774.$$

Запас міцності має бути не менше 1,5 – вимога виконується.

5.4 Висновок

Виконані розрахунки на міцність показують, що всі елементи сталевого шатуна двигуна Opel C30SE мають достатній запас міцності та шатун може працювати при навантаженнях номінального режиму роботи.

При розрахунку поршневої головки шатуна запас міцності перерізу I-I складає $n_{\sigma} = 4,645$. Напруження від сумарного натягу $\sigma'_a = 53,949$ МПа, $\sigma'_i = 74,929$ МПа, що не перевищує допустимі $[\sigma'_a, \sigma'_i] = 100 \dots 150$ МПа. Запас міцності в перерізі А – А складає $n_{\sigma} = 6,347$.

При розрахунку кривошипної головки напруження вигину кришки та вкладиша $\sigma_{из} = 277,016$ МПа, що не перевищує допустимі $[\sigma_{из}] = 100 \dots 300$ МПа.

При розрахунку стрижня шатуна максимальна напруга від стискаючої сили $\sigma_{\max x} = 187,282$ МПа, $\sigma_{\max y} = 181,934$ МПа, що не перевищує допустимі $[\sigma_{\max x}, \sigma_{\max y}] = 350$ МПа. Запас міцності в перерізі В–В складає $n_{\sigma_x} = 1,736$, $n_{\sigma_y} = 1,774$.

Запас міцності всіх елементів шатуна має бути $[n] \geq 1,5$ – вимога виконується. Найменший запас міцності у стрижня шатуна, який витримує навантаження на стискання та розтягування; навантаження в кришці шатуна близьке до критичного.

6 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ ШАТУНА НА ЙОГО МАСОГАБАРИТНІ ПОКАЗНИКИ

6.1 Титанові сплави

З огляду на основні характеристики матеріалів (табл. 1.2), заміна конструкційного матеріалу шатуна двигуна Opel C30SE зі сталі 40XH2MA на титановий сплав теоретично дозволяє залишити незмінною геометрію шатуна.

Знаючи густину сталі $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$ (табл. 1.2) і титанового сплаву ВТ6 $\rho = 4450 \text{ кг/м}^3$, перераховуємо масу елементів шатунної групи, використовуючи коефіцієнт $4450 / 7850 = 0,567$:

– шатун $0,45 \cdot 0,567 = 0,255 \text{ кг}$;

– кришка шатуна $0,155 \cdot 0,567 = 0,088 \text{ кг}$.

Тоді маса деталей шатунної групи з титану

$$m_{\text{ш}} = 0,255 + 0,088 + 0,015 \cdot 2 + 0,03 \cdot 2 = 0,433 \text{ кг}, \quad (6.1)$$

що менше за масу шатунної групи з сталевим шатуном на 38 %.

Маса титанового шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця (4.10)

$$m_{\text{шп}} = 0,25 \cdot 0,433 = 0,108 \text{ кг}.$$

Маса титанового шатуна, зосереджена на осі кривошипа (4.11)

$$m_{\text{шк}} = 0,75 \cdot 0,433 = 0,325 \text{ кг}.$$

За методикою [2], аналогічно розділу 5, виконано розрахунок на міцність шатуна двигуна Opel C30SE, виготовленого з титанового сплаву ВТ6. За таблицею 1.2 приймаємо наступні властивості титанового сплаву ВТ6:

$\sigma_B = 885$ МПа, $\sigma_T = 870$ МПа, $\sigma_{-1} = 400$ МПа, $\sigma_{-1p} = 350$ МПа, $E = 1,15 \cdot 10^5$ МПа, $\alpha = 8,4 \cdot 10^6$ К⁻¹.

При розрахунку поршневої головки шатуна запас міцності перерізу I-I складає $n_\sigma = 4,78$. Напруження від сумарного натягу $\sigma'_a = 55,225$ МПа, $\sigma'_1 = 76,701$ МПа. Запас міцності в перерізі А – А складає $n_\sigma = 6,148$.

При розрахунку кривошипної головки напруження вигину кришки та вкладиша $\sigma_{из} = 235,085$ МПа.

При розрахунку стрижня шатуна максимальна напруга від стискаючої сили $\sigma_{max x} = 198,545$ МПа, $\sigma_{max y} = 189,208$ МПа. Запас міцності в перерізі В–В складає $n_{\sigma x} = 1,671$, $n_{\sigma y} = 1,733$.

Наведені вище дані приведені в порівняльній таблиці 6.1. Запас міцності всіх елементів шатуна $[n_i] \geq 1,5$ – вимога виконується. Найменший запас міцності у стрижня шатуна, який витримує навантаження на стискання та розтягування; навантаження в кришці шатуна близьке до критичного.

6.2 Алюмінієві сплави

З огляду на погіршення основних характеристик (табл. 1.2), заміна конструкційного матеріалу шатуна двигуна Opel C30SE зі сталі 40XH2MA на алюмінієвий сплав теоретично не дозволить залишити незмінною геометрію шатуна.

Відповідно до даних з аналізу літератури, приймаємо зменшення маси алюмінієвого шатуна на 15 %. Тоді

$$m_{ш} = 0,694 \cdot 0,85 = 0,590 \text{ кг}, \quad (6.2)$$

$$m_{шш} = 0,174 \cdot 0,433 = 0,148 \text{ кг}, \quad (6.3)$$

$$m_{шк} = 0,52 \cdot 0,433 = 0,442 \text{ кг}. \quad (6.4)$$

Таблиця 6.1 – Результати розрахунків на міцність шатуна двигуна Opel C30SE з різних конструкційних матеріалів

Величина	Конструкційний матеріал шатуна				Нормативне значення
	Сталь 40XH2MA	Титановий сплав BT6	Алюмінієвий сплав B95	Алюмінієвий сплав B95 (шатун посиленої конструкції)	
Маса шатуна, кг	0,694	0,433	–	0,590	–
Поршнева головка					
Напруження від сумарного натягу σ'_a , МПа	53,949	55,225	17,904	17,904	$[\sigma'_a] = 100...150$ МПа
Напруження від сумарного натягу σ'_i , МПа	74,929	76,701	24,866	24,866	$[\sigma'_i] = 100...150$ МПа
Запас міцності в перерізі I-I n_σ	4,645	4,78	2,826	2,826	$[n_\sigma] \geq 1,5$
Запас міцності в перерізі A-A n_σ	6,347	6,148	4,082	4,082	$[n_\sigma] \geq 1,5$
Кривошипна головка					
Напруження вигину кришки та вкладиша $\sigma_{из}$, МПа	277,016	235,085	260,323	260,323	$[\sigma_{из}] = 100...300$ МПа
Стрижень шатуна					
Максимальна напруга від стискаючої сили $\sigma_{max x}$, МПа	187,282	198,545	196,255	64,324	$[\sigma_{max x}] = 350$ МПа
Максимальна напруга від стискаючої сили $\sigma_{max y}$, МПа	181,934	189,208	187,728	58,436	$[\sigma_{max y}] = 350$ МПа
Запас міцності в перерізі B–B $n_{\sigma x}$	1,736	1,671	0,576	1,755	$[n_{\sigma x}] \geq 1,5$
Запас міцності в перерізі B–B $n_{\sigma y}$	1,774	1,733	0,596	1,886	$[n_{\sigma y}] \geq 1,5$

За методикою [2], аналогічно розділу 5, виконано розрахунок на міцність шатуна двигуна Opel C30SE, виготовленого з алюмінієвого сплаву

В95. За таблицею 1.2 приймаємо наступні властивості алюмінієвого сплаву В95: $\sigma_B = 520$ МПа, $\sigma_T = 440$ МПа, $\sigma_{-1} = 130$ МПа, $\sigma_{-1p} = 200$ МПа, $E = 0,74 \cdot 10^5$ МПа, $\alpha = 23,23 \cdot 10^6$ К⁻¹.

При розрахунку поршневої головки шатуна запас міцності перерізу I-I складає $n_\sigma = 2,826$. Напруження від сумарного натягу $\sigma'_a = 17,904$ МПа, $\sigma'_1 = 24,866$ МПа. Запас міцності в перерізі А – А складає $n_\sigma = 4,082$.

При розрахунку кривошипної головки напруження вигину кришки та вкладиша $\sigma_{из} = 260,323$ МПа.

При розрахунку стрижня шатуна максимальна напруга від стискаючої сили $\sigma_{max\ x} = 196,255$ МПа, $\sigma_{max\ y} = 187,728$ МПа. Запас міцності в перерізі В–В складає $n_{\sigma x} = 0,576$, $n_{\sigma y} = 0,596$.

Наведені вище дані приведені в порівняльній таблиці 6.1. При порівнянні результатів з нормативними видно, що навантаження в кришці шатуна близьке до критичного.

Запас міцності у стрижня шатуна нижче допустимої величини. Щоб досягти значень $[n_\sigma] \geq 1,5$, необхідно змінити або марку матеріалу (що є небажаним), або забезпечити міцність стрижня шатуна збільшенням металоемності.

З аналізу розрахункової схеми стрижня шатуна (див. рис. 5.1) визначаємо, що необхідно змінити розміри стрижня шатуна двотаврового перетину наступним чином:

- висота двотавра $h_{III} = 30$ мм (замість $h_{III} = 26$ мм).
- ширина полки двотавра $b_{III} = 25$ мм (замість $b_{III} = 12$ мм);
- товщина стінки $a_{III} = 18$ мм (замість $a_{III} = 6$ мм).

У шатуна посиленої конструкції, виготовленого з алюмінієвого сплаву В95, максимальна напруга від стискаючої сили $\sigma_{max\ x} = 64,324$ МПа, $\sigma_{max\ y} = 58,436$ МПа. Запас міцності в перерізі В–В складає $n_{\sigma x} = 1,755$, $n_{\sigma y} = 1,886$.

6.3 Висновки за розділом

З аналізу таблиці 6.1 можна зробити висновок, що шатун двигуна Opel C30SE, виготовлений з титанового сплаву VT6, у порівнянні з шатуном із сталі 40XH2MA, на 38 % легший, і забезпечує практично рівнозначні параметри запасу міцності. Шатун, виготовлений з алюмінієвого сплаву B95, на 15 % легший за сталевий. Через гірші показники міцності алюмінієвого сплаву, потребує посилення стрижня шатуна. Розглянуті варіанти заміни матеріалу шатуна доцільно використовувати для двигунів спортивних автомобілів, для нетривалих заїздів. За умови форсування двигуна, показники запасу міцності елементів шатунної групи зменшаться, що може потребувати перегляду конструкції шатуна.

ВИСНОВКИ

В роботі вирішено важливу актуальну проблему дослідження впливу конструкційного матеріалу шатуна 4-тактного ДВЗ на його масогабаритні показники.

В якості двигуна для досліджень обрано бензиновий 6-циліндровий двигун Opel C30SE.

Дослідження впливу конструкційного матеріалу шатуна двигуна Opel C30SE на його масогабаритні показники виконано згідно розробленої методики.

Виконано термодинамічний розрахунок двигуна, за яким визначено індикаторні показники (індикаторна робота $L_i = 626,318$ Дж/цикл; середній індикаторний тиск $p_i = 1,2674$ МПа; індикаторний ККД $\eta_i = 0,4828$; питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,2187$ кг/(кВт·год)) і ефективні показники двигуна (ефективна потужність двигуна $N_e = 150,32$ кВт; середній ефективний тиск $p_e = 1,014$ МПа; питома ефективна витрата палива $g_e = 273,4$ г/(кВт·год); ефективний ККД $\eta_e = 0,386$). Побудовані індикаторні діаграми тиску і температури за цикл.

За результатами динамічного розрахунку побудовано діаграми залежностей осьової сили на поршень P , бічної сили на поршень N та сили на шатун S , нормальної сили на кривошип K та тангенціальної сили на кривошип T від кута повороту кривошипа φ . Виконано приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму до основних точок механізму. Розраховані сили інерції обертальних мас. Розраховані сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу ($R_{\text{шш}}$), побудована полярна діаграма і розгорнута діаграма. Розраховані сили, що діють на I корінну шийку колінчастого валу, побудована розгорнута діаграма. Розрахована величина та побудована діаграма обертального моменту на одному циліндрі та всього двигуна.

Виконано розрахунок на міцність шатуна у чотирьох варіантах.

Виконані розрахунки на міцність показують, що всі елементи шатуна, виготовленого зі сталі 40ХН2МА, мають достатній запас міцності та шатун може працювати при навантаженнях номінального режиму роботи.

При розрахунку поршневої головки шатуна запас міцності в двох перерізах складає $n_{\sigma} = 4,645$ і $n_{\sigma} = 6,347$. При розрахунку кривошипної головки напруження вигину кришки та вкладиша $\sigma_{\text{из}} = 277,016$ МПа не перевищує допустимі $[\sigma_{\text{из}}] = 100...300$ МПа. При розрахунку стрижня шатуна запас міцності складає $n_{\sigma_x} = 1,736$, $n_{\sigma_y} = 1,774$. Найменший запас міцності у стрижня сталевого шатуна, який витримує навантаження на стискання та розтягування; навантаження в кришці шатуна близьке до критичного.

При розрахунку поршневої головки шатуна з титанового сплаву ВТ6 запас міцності складає $n_{\sigma} = 4,78$ і $n_{\sigma} = 6,148$. При розрахунку кривошипної головки напруження вигину кришки та вкладиша $\sigma_{\text{из}} = 235,085$ МПа. При розрахунку стрижня шатуна запас міцності складає $n_{\sigma_x} = 1,671$, $n_{\sigma_y} = 1,733$. Найменший запас міцності у стрижня титанового шатуна, який витримує навантаження на стискання та розтягування; навантаження в кришці шатуна близьке до критичного.

При розрахунку поршневої головки шатуна з алюмінієвого сплаву В95 запас міцності в двох перерізах складає $n_{\sigma} = 2,826$, $n_{\sigma} = 4,082$. При розрахунку кривошипної головки напруження вигину кришки та вкладиша $\sigma_{\text{из}} = 260,323$ МПа. При розрахунку стрижня шатуна запас міцності складає $n_{\sigma_x} = 0,576$, $n_{\sigma_y} = 0,596$. При порівнянні результатів з нормативними видно, що навантаження в кришці шатуна близьке до критичного. Запас міцності у стрижня шатуна нижче допустимої величини.

Рекомендовано змінити розміри стрижня шатуна двотаврового перетину наступним чином:

- висота двотавра $h_{\text{ш}} = 30$ мм (замість $h_{\text{ш}} = 26$ мм).
- ширина полки двотавра $b_{\text{ш}} = 25$ мм (замість $b_{\text{ш}} = 12$ мм);
- товщина стінки $a_{\text{ш}} = 18$ мм (замість $a_{\text{ш}} = 6$ мм).

У шатуна посиленої конструкції, виготовленого з алюмінієвого сплаву В95, запас міцності в перерізі В–В складає $n_{\sigma x} = 1,755$, $n_{\sigma y} = 1,886$.

Шатун двигуна Opel C30SE, виготовлений з титанового сплаву ВТ6, у порівнянні з шатуном із сталі 40ХН2МА, на 38 % легший, і забезпечує практично ідентичні параметри запасу міцності. Шатун, виготовлений з алюмінієвого сплаву В95, на 15 % легший за сталевий. Через гірші показники міцності алюмінієвого сплаву, потребує посилення стрижня шатуна. Розглянуті варіанти заміни матеріалу шатуна доцільно використовувати для двигунів спортивних автомобілів, для нетривалих заїздів. За умови форсування двигуна, показники запасу міцності елементів шатунної групи зменшаться, що може потребувати перегляду конструкції шатуна.

Зменшення маси шатуна очікувано призведе до підвищення прийомистості двигуна, що важливо для спортивних автомобілів, які приймають участь в автоперегонах.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Автомобільні двигуни [Текст] : Підручник / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, І. І. Тимченко. – К. : Арістей, 2006. – 476 с.
2. 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.
3. Артамонов, М. Д. Основы теории и конструирования автотракторных двигателей: Конструирование и расчет автомобильных и тракторных двигателей. Учебник для вузов [Текст] / М. Д. Артамонов, М. М. Морин, Г. А. Скворцов. – М.: Высш. школа, 1978. – 133 с.
4. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник [Текст] / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1993. – 640 с.
5. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин [Текст] / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов. – За ред. А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова. – Х. : Прапор, 2004. – 384 с.
6. Автомобильные и тракторные двигатели. Теория, системы питания, конструкции и расчет [Текст] : Учебник / Под ред. И. М. Ленина. – м. : Высш. шк., 1969. – 656 с.
7. Мотовилин, Г. В. Автомобильные материалы: Справочник [Текст] 3-е изд., перераб. и доп. / Г. В. Мотовилин, М. А. Масино, О. М. Суворов. – М. : Транспорт, 1989. – 464 с.
8. Шатуны [Электронный ресурс]. – Сайт «В движении». – Режим доступа: <http://vdvizhke.ru/sudovye-dvigateli-vnutrennego-sgoraniya/osnovnye-chastii-dvigatelja/shatuny.html>
9. Yamagata, H. (2005). The Science and Technology of Materials in Automotive Engines. Woodhead Publishing in materials The science and technology

of materials in automotive engines [Текст]. Elsevier Science. p. 207. ISBN 978-1-84569-085-4.

10. Connecting rod [Электронный ресурс]. – Сайт «Вікіпедія». – Режим доступа: https://en.wikipedia.org/wiki/Connecting_rod

11. Balich G. W., Aschenbach C. R. (2004) The Gasoline 4-Stroke Engine for Automobiles [Текст]. University of Notre Dame. 156 p.

12. Lubis D. Z., Andoko A. (2019) Elastic Linear Analysis of Connecting Rods for Single Cylinder Four Stroke Petrol Engines Using Finite Element Method [Текст]. Journal of Mechanical Engineering Science and Technology (JMEST) 3(1):42-50 DOI:10.17977/um016v3i12019p042

13. Venkatesh S., Bruno Clement I., Arun Kumar C., Voopathi Raja D., Anand S. (2014). Design and Analysis of Connecting Rod with Modified Materials and FEA Analysis [Текст]. IJERT. Vol. 3 Issue 2. P 1531–1535.

14. Автозапчасти Newland, шатун для OPEL 3,0, 24 В, C30SE, C30SEJ, Шатун двигателя [Электронный ресурс]. – Сайт «alibaba.com». – Режим доступа: <https://russian.alibaba.com/product-detail/Newland-auto-spare-parts-connecting-rod-62198479534.html>

15. Titanium Connecting Rod [Электронный ресурс]. – Сайт «bwmotorsport». – Режим доступа: <https://bwmotorsport.com/titanium-conrod/>

16. Алюминиевый шатун в ваз [Электронный ресурс]. – Сайт «drive2». – 2017. – Режим доступа: <https://www.drive2.ru/b/489140013800357984/>

17. Steel vs Aluminum vs Titanium connecting rods, how to choose the right forged connecting rod? [Электронный ресурс]. – Сайт «Kingtecracing». – 2023. – Режим доступа: <https://www.kingtecracing.com/blog/detail/steel-vs-aluminum-vs-titanium-connecting-rods,-how-to-choose-the-right-forged-connecting-rod>

18. Автомобиль Zuk A06B, A07B, A11B, A13B. Инструкция по обслуживанию [Текст]. – Люблин: FSC, 1986.

19. Размеры шатунов ЯМЗ [Электронный ресурс]. – Сайт «Размеры Инфо». – Режим доступа: <https://razmery.info/tehnika/raznoe/razmery-shatunov-yamz.html>

20. Шатун 66-1004045-02 в сборе автомобиля ГАЗ 53, ГАЗ 66 [Электронный ресурс]. – Сайт «AGRO DETAL». – Режим доступа: <https://agro-detal.com/zapchasti-gaz-51-52-53-66/shatun-66-1004045-02-v-sbore-avtomobilya-gaz-53-gaz-66.html>

21. Сингуринди, Э. Г. Подготовка автомобильных двигателей к соревнованиям. Подготовка автомобильных двигателей к соревнованиям [Текст] / Э.Г. Сингуринди. ДОСААФ, 1974. – 160.

22. Слынько, Г.И. Фосфористый чугун. Материаловедческие аспекты структурного упрочнения [Текст] / Г. И. Слынько. – Мелитополь: ООО «Издательский дом Мелитопольской городской типографии», 2011. – 296 с.

23. Марочник стали и сплавов [Электронный ресурс]. – Сайт «Марочник стали и сплавов». – Режим доступа: <https://www.splav-kharkov.com/>

24. Центральный металлический портал [Электронный ресурс]. – Сайт «Центральный металлический портал». – Режим доступа: <https://metallicheckiy-portal.ru/>

25. ГОСТ 4784-97 Алюминий и сплавы алюминиевые деформируемые. Марки [Введен в действие с 01.07.2000]. – М. : Стандартинформ, 2000 – 32 с.

26. ABSOLUTE – McLaren Billet Titanium Connecting Rods [Электронный ресурс]. – Сайт «Renaissance Speed». – Режим доступа: <https://renaissancespeed.com/product/absolute-mclaren-titanium-connecting-rod/>

27. K-SERIES CUSTOM FORGED TITANIUM CONNECTING RODS [Электронный ресурс]. – Сайт «Drag Cartel». – Режим доступа: <https://dragcartel.com/products/k-series-custom-forged-titanium-rods>

28. BME Rods. Numbers prove they Dominate Drag Racing [Электронный ресурс]. – Сайт «Bill Miller Engineering». – Режим доступа: <http://www.bmeltd.com/rods.htm>

29. Magnus 4G63 Billet Aluminum Connecting Rods [Электронный ресурс]. – Сайт «magnusmotorsports.com». – Режим доступа: <https://www.magnusmotorsports.com/product/magnus-4g63-billet-aluminum-connecting-rods/>

30. Yadav, B. AMS 5920 Cobalt Alloy – Composition, Properties, And Uses [Электронный ресурс]. – Сайт «The Piping Mart Blog». – 2023. – Режим доступа: <https://blog.thepipingmart.com/grades/ams-5920-cobalt-alloy-composition-properties-and-uses/>

31. GM Family 1 engine [Электронный ресурс]. – Сайт «wikipedia.org». – Режим доступа: https://en.wikipedia.org/wiki/GM_Family_1_engine

32. Что вы не знали о — C30SE — часть I [Электронный ресурс]. – Сайт «drive2.ru». – 2020. – Режим доступа: <https://www.drive2.ru/b/576130075255111769/>

33. Der C30SE Motor [Электронный ресурс]. – Сайт «kadett-c-limo.de». – Режим доступа: <https://kadett-c-limo.de/index.php?Seite=c30se>

34. Opel Omega A/ Opel Senator с 1986-1993 гг. Седан и универсал. Руководство по эксплуатации, техническое обслуживание, ремонт, электросхемы [Текст]. – Автоконтинент, 2014. – 300 с.

35. Что вы не знали о — C30SE — часть II [Электронный ресурс]. – Сайт «drive2.ru». – 2020. – Режим доступа: <https://www.drive2.ru/b/576135023057436944/>

36. Малыхин, А. Двигатель Opel C30SE [Электронный ресурс]. – Сайт «otoba.ru». – Режим доступа: <https://otoba.ru/dvigatel/opel/c30se.html>

37. Руководство по ремонту и техническому обслуживанию автомобилей Opel Omega 1986-1993 гг. выпуска, оборудованных бензиновыми двигателями рабочим объемом 1,8, 2,0, 2,4, 2,6, 3,0 л., дизельными двигателями рабочим объемом 2,0 л. и турбодизельными двигателями рабочим объемом 2,3 л. [Текст]. – «Пончик», 260 с.

38. OMEGA-A (C30SE) [Электронный ресурс]. – Сайт «elcats.ru». – Режим доступа: <https://www.elcats.ru/opel/Group.aspx?Model=9a8f06b4-09ee-4a7e-83f8-6954e7762bc1&Title=OMEGA-A+%28C30SE%29#4>

39. ДСТУ 7806:2015 Прокат із легованої конструкційної сталі. Технічні умови [Чинний від 01.04.2016]. – К. : ДП «УкрНДНЦ», 2016 – 50 с.

40. OPEL 3.0 24V 6 CYL. INLINE C30SE C30SEJ FCP СТАЛЬНЫЕ

ШАТУНЫ 134ММ ПРОФИЛЬ Н [Електронний ресурс]. – Сайт «FCP Engineering». – Режим доступу: <https://fcp-engineering.com/ru/opel-vauxhall/395-opel-vauxhall-c20xe-c20let-z20let-z20leh-z20ler.html>

41. Слинько Г. І. Тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ : навчальний посібник з курсового проектування / Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос, В. В. Слинько. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2024. – 130 с.

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

ДОДАТОК А

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЗАПОРІЗЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

КАФЕДРА «АВТОМОБІЛІ, ТЕПЛОВІ ДВИГУНИ ТА ГІБРИДНІ
ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ»

АКТ

впровадження результатів роботи

25 листопада 2024 р.

м. Запоріжжя

Складено комісією у складі:

Голови в. о. зав. кафедри «АТД та ГЕУ», к.т.н., доцент Олександр АРТЮХ,
члени комісії професора кафедри «АТД та ГЕУ», д.т.н., професор Георгій СЛИНЬКО;
доцент кафедри «АТД та ГЕУ» Наталія ЄВССЄВА;
старший викладач кафедри «АТД та ГЕУ» Роман СУХОНОС.

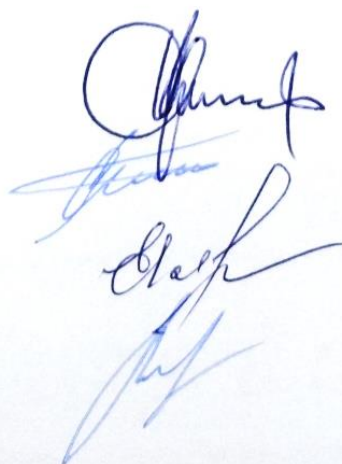
Комісія провела роботу по визначенню фактичного впровадження науково-дослідної роботи НДР 01924 «Технічне та фізико-математичне моделювання роботи вузлів та деталей теплових двигунів різного призначення»,
виконаної у НУ «Запорізька політехніка» згідно п. 1.1 «Дослідження технічного стану вузлів та деталей теплових двигунів в залежності від режимів їх роботи»
тематичного плану НДР 01924 на 2024-2025 н.р.,
та установила, що результати вказаної роботи впроваджені в навчальний процес кафедри «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки» НУ «Запорізька політехніка».

Вид та об'єм впровадження вплив конструкційного матеріалу шатуна на його масогабаритні показники впроваджено в навчальний процес в якості порівняльних даних в курсі дисципліни «Основи конструювання внутрішнього згорання»
підготовки магістрів, що навчаються за освітньою програмою «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

Досягнуті технічні результати, їх рівень підвищення рівня підготовки фахівців освітньої програми «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

Голова комісії

Члени комісії



Олександр АРТЮХ

Георгій СЛИНЬКО

Наталія ЄВССЄВА

Роман СУХОНОС

90392503

Перв. примен.

Справ. №

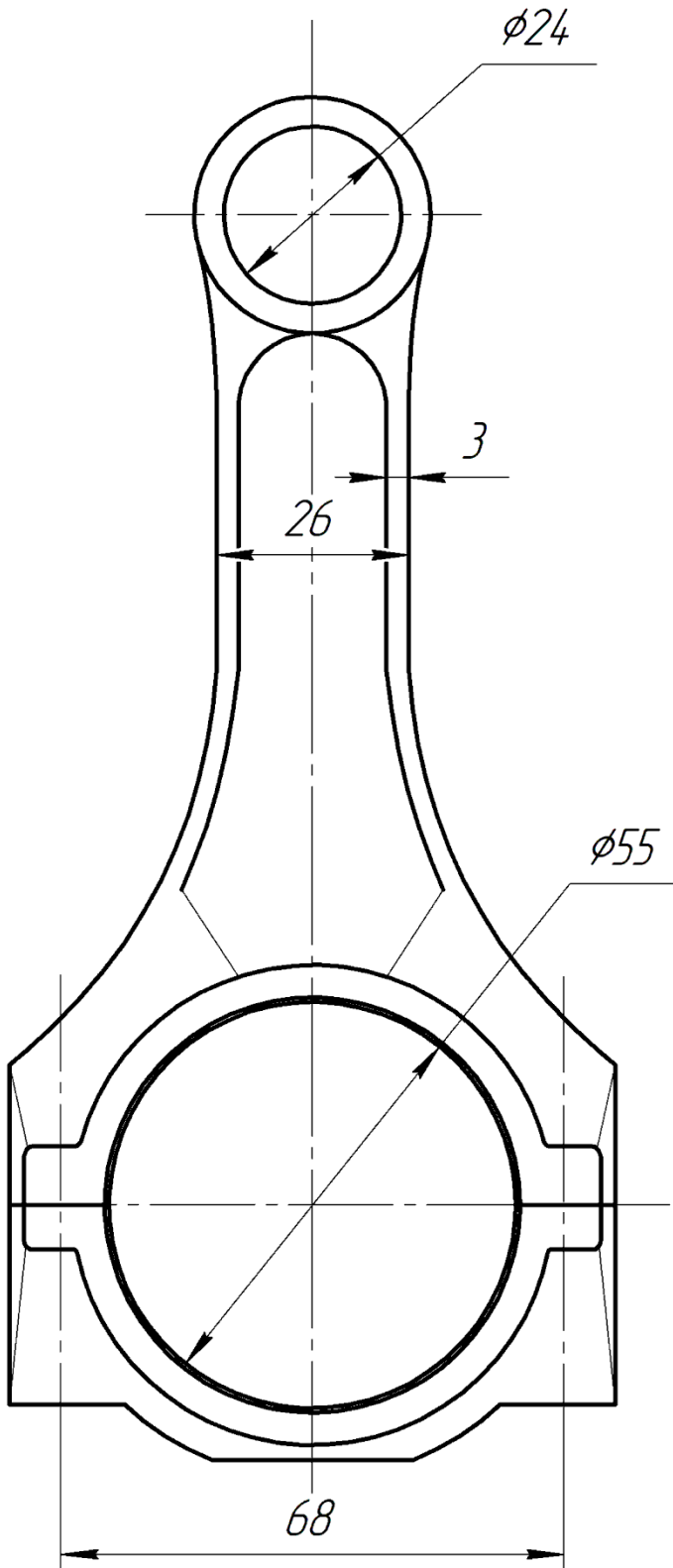
Подп. и дата

Инв. № дробл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.



90392503

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Шиленко		
Пров.		Слинько		
Т.контр.				
Н.контр.		Слинько		
Утв.		Артюх		

Шатун в сборі

AISI 4340
(Сталь 40XН2МА)

Копировал

Лит.	Масса	Масштаб
	0,605	1:1
Лист	Листов	1

НУ "Запорізька політехніка"

Формат А4

90392503-1

Перв. примен.

Справ. №

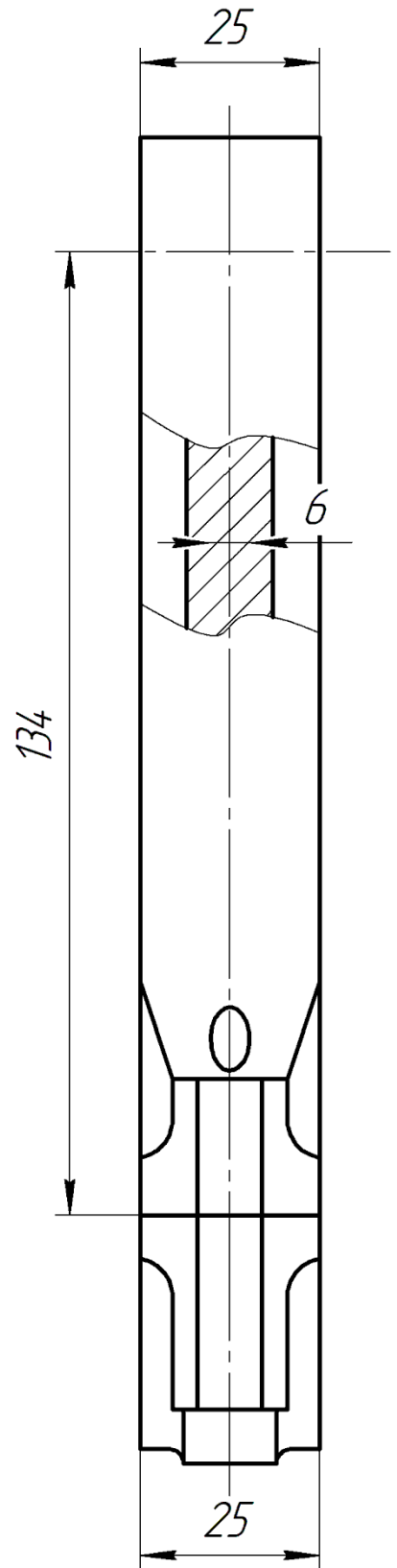
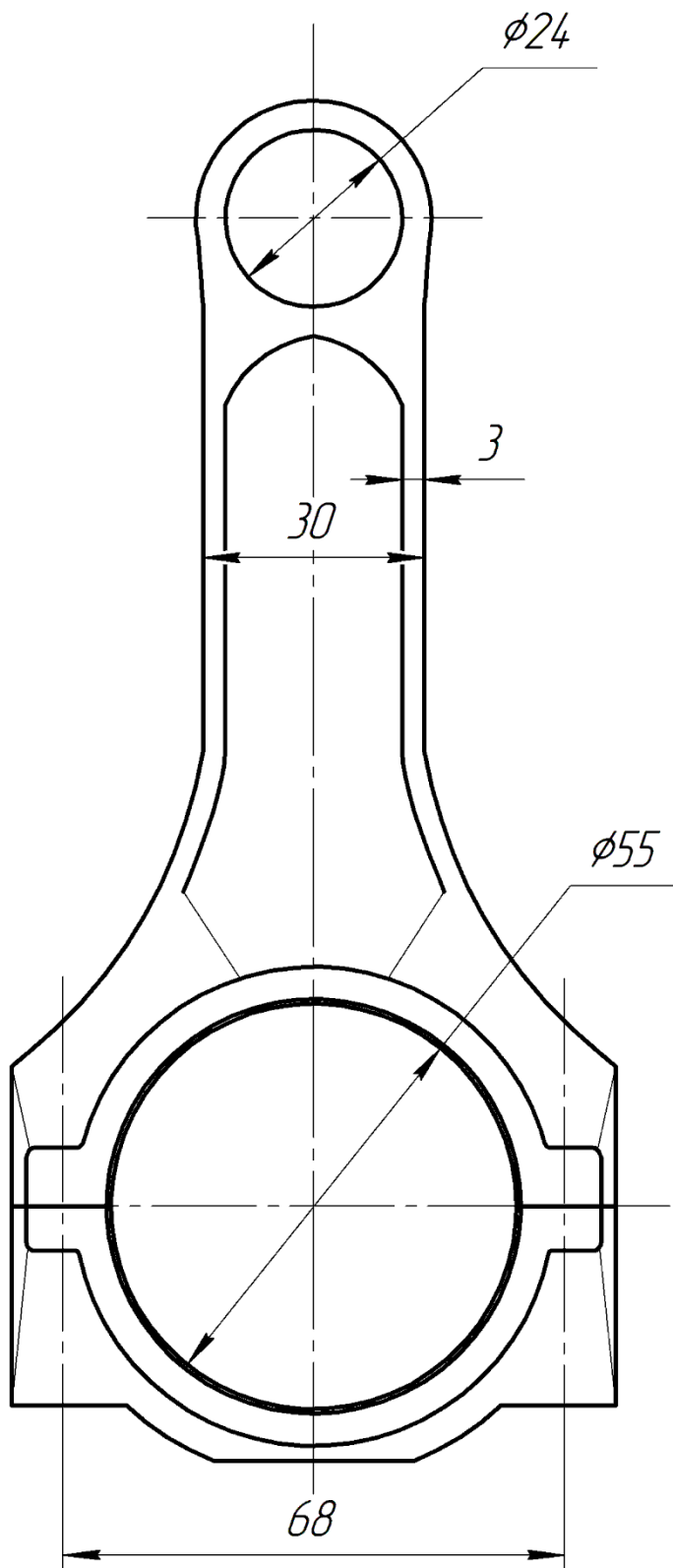
Подп. и дата

Инв. № дробл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.



Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Шиленко		
Пров.		Слинько		
Т.контр.				
Н.контр.		Слинько		
Утв.		Артюх		

90392503-1

Шатун в сборі

B95 (7075)

Лит.	Масса	Масштаб
	0,515	1:1
Лист	Листов	1
НУ "Запорізька політехніка"		