

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського  
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет літакобудування

Кафедра автомобілів та транспортної інфраструктури

**Пояснювальна записка**  
**до дипломної роботи**  
(тип кваліфікаційної роботи)

---

*магістр*

(освітній ступінь)

На тему «Проектування системи гідравлічного приводу клапанів двигуна з іскровим запалюванням»

Виконав: здобувач 6 курсу групи № 163т

Галузь знань 27 *Транспорт*

Спеціальність 274 «*Автомобільний транспорт*»

Освітня програма Автомобілі та  
автомобільне господарство

Чарнота Д.С.

(прізвище та ініціали здобувача)

Керівник: к.т.н., доц. Нестеренко С.І.

(прізвище та ініціали)

Рецензент: д.т.н., проф. Агрун Ш. В.

(прізвище та ініціали)

Харків – 2024

Міністерство освіти і науки України  
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського  
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет Літакобудування  
(повне найменування)  
Кафедра № 107 «Автомобілів та транспортної інфраструктури»  
(повне найменування)  
Рівень вищої освіти другий (магістерський)  
Галузь знань 27 Транспорт  
(код та найменування)  
Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»  
(код та найменування)  
Освітня програма Автомобілі та автомобільне господарство  
(найменування)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

**В.о. завідувач кафедри**

Наталія КОБРИНА  
(підпис) (ініціали та прізвище)

«20» січня 2024 р.

**ЗАВДАННЯ**  
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Чарнота Дмитро Сергійович

(прізвище, ім'я та по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи «Проектування системи гідравлічного приводу клапанів двигуна з іскровим запалюванням»

керівник кваліфікаційної роботи к.т.н., доцент Нестеренко Сергій Іванович

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

затверджені наказом Університету №11530–уч від «02» « 01 » 2024 року

2. Термін подання здобувачем кваліфікаційної роботи 19.01.2024 року

3. Вихідні дані до роботи Електронні ресурси з проектування інноваційної матеріально–технічної бази. Довідкова література з питань охорони праці, Наукові джерела з розрахунку вартості основних виробничих фондів.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік завдань, які потрібно розв'язати) Дослідження методів проектування системи гідравлічного приводу клапанів двигуна з іскровим запалюванням, а саме аналіз існуючих систем впорскування палива, порівняння, принцип роботи, порівняння способів діагностування і внесення

пропозицій по діагностуванню систем впорскування палива.

5. Перелік графічного матеріалу презентація у вигляді слайдів в кількості 19 шт.

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Аналітичний розділ	к.т.н., доцент Нестеренко С. І.	10.10.2023	31.10.2024
Практичний розділ	к.т.н., доцент Нестеренко С. І.	31.11.2023	10.01.2024

Нормоконтроль \_\_\_\_\_ Сергій НЕСТЕРЕНКО « 16 » січня 2024р.  
(підпис) (ініціали та прізвище)

7. Дата видачі завдання « 10 » жовтня 2024 р.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітка
1	Аналітична частина	31.10.23	
2	Практична частина	25.11.23	
3	Оформлення пояснювальної записки	10.12.23	
4	Подання дипломної роботи до кафедри	10.01.23	

Здобувач \_\_\_\_\_

(підпис)

Керівник кваліфікаційної роботи \_\_\_\_\_  
(підпис)

Чарнота Д. С.

(ініціали та прізвище)

Нестеренко С. І.

(ініціали та прізвище)

# 1 Зміст

1	Вивчення змінних систем розподілу.....	5
1.1	Процес газообміну в 4-тактному двигуні внутрішнього згорання.....	5
1.1.1	вступ.....	5
1.1.2	Діаграма циклу.....	7
1.2	Функції клапанних механізмів.....	9
1.2.1	Випускний клапан.....	9
1.2.2	Впускний клапан.....	9
1.2.3	Діапазон перекриття клапанів.....	11
1.3	Аналіз клапанних механізмів.....	12
1.3.1	Плюси і мінуси клапанного перекриття.....	12
1.3.2	Класифікація.....	12
1.4	Аналіз поточних систем клапанного механізму.....	15
1.4.1	AVT [11].....	15
1.4.2	Система Delphi [12].....	16
1.4.3	VTEC [13].....	18
1.4.4	VarioCam Plus [14].....	20
1.5	Тенденції.....	21
1.6	Висновок.....	21
2	Параметри двигуна. Тепловий розрахунок двигуна.....	22
2.1	Термодинамічне числення.....	22
2.1.1	Початкові параметри.....	22
2.1.2	Параметри процесу газообміну.....	22
2.1.3	Параметри процесу стиснення.....	23
2.1.4	Параметри процесу випалювання.....	23
2.1.5	Параметри процесу розширення.....	25
2.1.6	Основні параметри двигуна.....	25
2.1.7	Основні розміри двигуна.....	26
2.1.8	Вказана діаграма.....	27
3	Параметри двигуна. Обчислення компонентів.....	29
3.1	Розрахунок кривошипно-шатунного механізму.....	29
3.1.1	Рух поршня.....	30
3.2	Розрахунок попереднього розміру двигуна [1].....	31
3.2.1	Технічні умови на блок двигуна і головку блоку циліндрів.....	31
3.2.2	Розрахунок циліндра двигуна.....	32
3.2.3	Поршневе числення.....	33
3.2.4	Розрахунок болтів.....	37
3.2.5	Розрахунок поршневих кілець.....	39
3.2.6	Розрахунок шатунів.....	42
3.2.7	Розрахунок колінчастого вала.....	49
4	Аналіз процесу газообміну за допомогою програми моделювання AVL BOOST.....	56
4.1	Опис програми [15].....	56
4.2	Імітаційна модель.....	56
4.3	Основні рівняння збереження, які використовуються для числення в симуляційних	

	обчисленнях .....	58
4.4	Теплопередача в циліндрі [5] .....	60
4.5	WOSCHNI Модель .....	61
4.6	Порівняльний аналіз .....	62
5	Розробка повністю змінного гідравлічного приводу клапанів і 3D-дизайн у SOLIWORKS.....	67
5.1	Схема системи.....	68
5.2	Попередній розрахунок розмірів для гідравлічної системи .....	73
5.2.1	Розрахунок системи змащення.....	73
5.2.2	Попередній розрахунок для гідравлічної системи .....	73
5.2.3	Розміри масляного насоса .....	74
6	Процес виготовлення впускного клапана.....	76
6.1	Технічні умови .....	76
6.2	Матеріал і процес виготовлення .....	76
7	Висновки .....	79
8	Додаток.....	81

# 1 ВИВЧЕННЯ ЗМІННИХ СИСТЕМ РОЗПОДІЛУ

## 1.1 Процес газообміну в 4-тактному двигуні внутрішнього згоряння

### 1.1.1 Вступ

Більшість двигунів на сучасному автомобільному ринку використовують 4-тактний цикл. Незважаючи на те, що вперше він був використаний майже 130 років тому, процес спалювання палива для створення енергії все ще є частиною сучасного суспільства.

У 4-тактному двигуні повітря і паливо спалюються, перетворюючи хімічну енергію в теплову, а через кривошипно-шатунний механізм - в механічну.

#### 4 етапи циклу:

- A. Впуск
- B. Компресія
- C. Стиснення
- D. Випуск

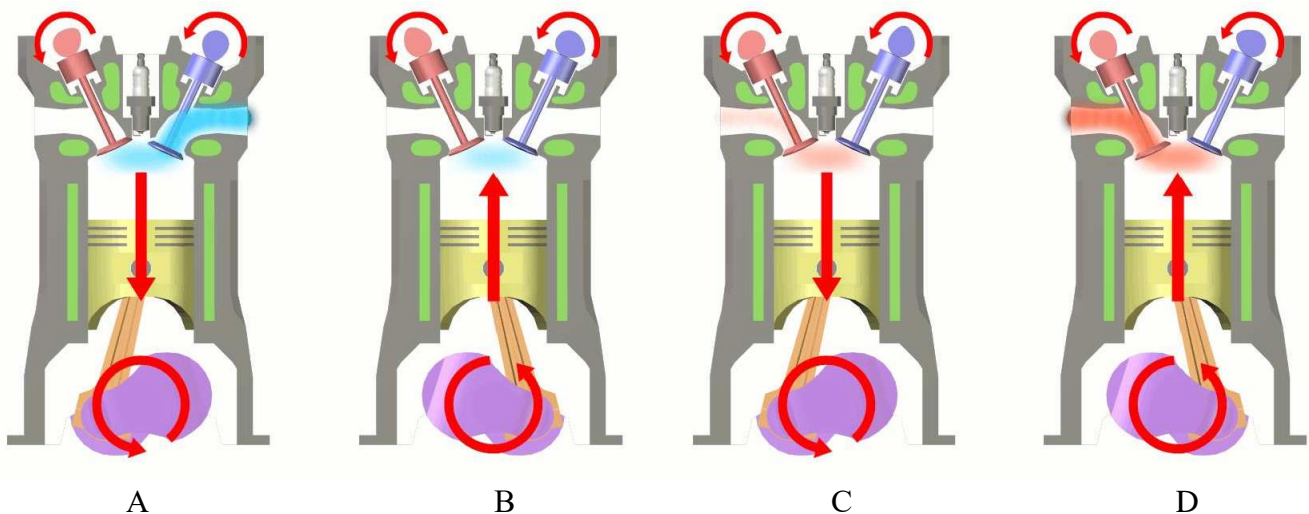


Рисунок 1 – (4-тактний двигун внутрішнього згоряння)

Удосконалення цих 4 кроків і отримання найефективнішої передачі рідини через цикл було роботою всіх розробників двигуна з моменту створення циклу.

#### Такт всмоктування

Процес всмоктування полягає у введенні в циліндр стільки повітряно-паливної суміші, скільки ми можемо. Цей впускний клапан відкритий на 10-30 градусів перед верхньою мертвою точкою, а клапан закривається на 40-75 градусів перед нижньою мертвою точкою. Залежно від типу впорскування (пряме чи непряме) і від того, чи двигун з нормальним наддувом або наддувом, процес впуску може відрізнятися.

#### Такт стиснення

На стадії стиснення обидва клапани закриті, і рух поршня вгору стискає рідину всередині циліндра. Коли поршень знаходиться близько до ВМТ, процес згоряння ініціюється іскрою або стисненням.

## Силовий удар

Коли паливо починає горіти, підвищення тиску горючих газів змушує поршень опускатися, створюючи потужність. Цей такт є єдиним, який виробляє позитивну енергію в циклі двигуна.

## Такт випуску

Коли поршень досягає кінця робочого ходу, випускний клапан відкривається, щоб очистити гази в циліндрі. Клапан відкривається за 40-75 CAD до НМТ і закривається приблизно за 10-30 CAD після ВМТ.

Щоб забезпечити передачу газу та отримати більш ефективну передачу газу, випускний клапан відкривається до того, як поршень досягне НМТ, і закривається після того, як поршень пройде ВМТ. Той самий процес відбувається з впускним клапаном, щоб покращити наповнення циліндра свіжим зарядом, клапан відкривається до того, як поршень досягне ВМТ, і закриється після досягнення НМТ. Цей процес створює час перекриття клапанів, коли обидва клапани відкриті. Цей процес сприяє газообміну, використовуючи інерцію вихлопних газів для всмоктування свіжого заряду в циліндр.

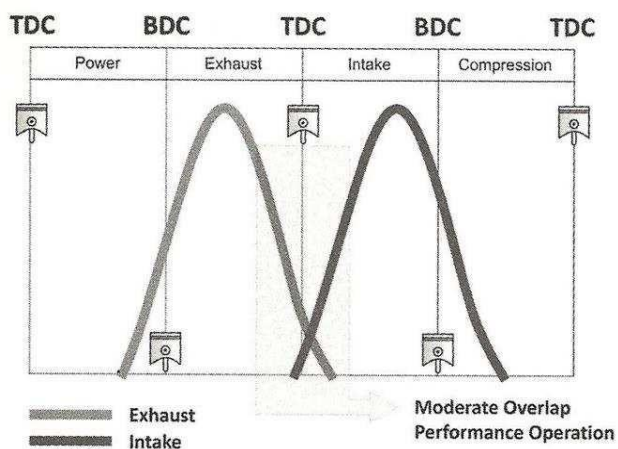


Рисунок 2 – Перекриття клапанів

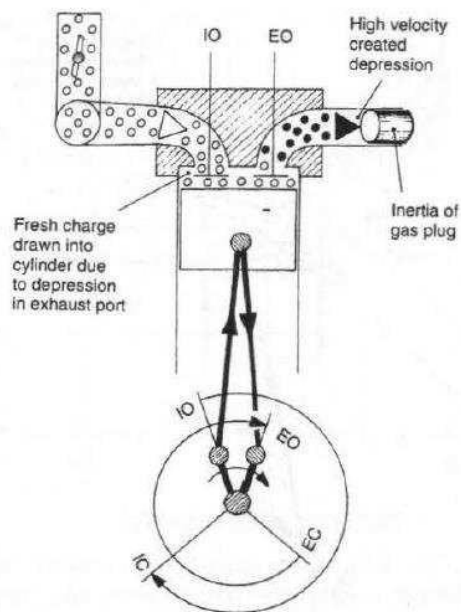


Рисунок 3 – Вплив перекриття клапанів

### Діаграма циклу

4 такти двигуна утворюють цикл, відомий як цикл Отто, що складається з двох ізотермічних і двох адіабатичних. Якщо ми зобразимо цей цикл на діаграмі тиску та об'єму, ми зможемо обчислити, використовуючи площу графіка, кількість роботи, яку ми отримуємо під час циклу, і скільки ми втрачаємо через втрати накачування.

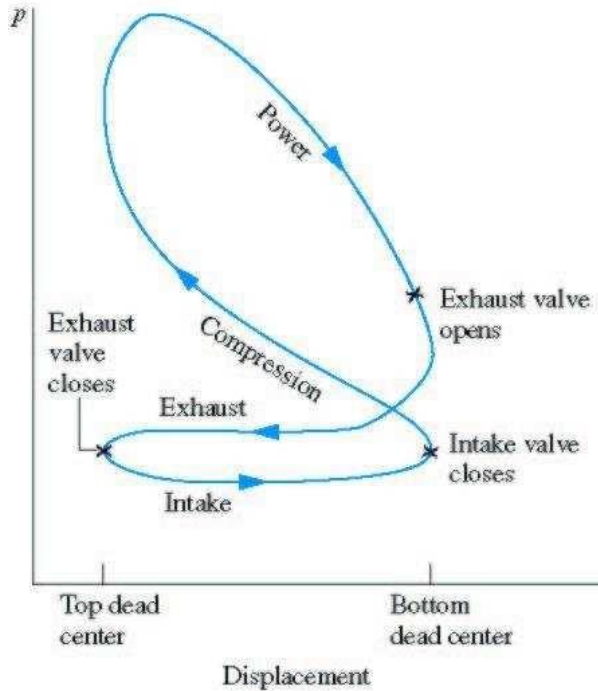


Рисунок 4 – Діаграма циклу Отто

Це лише графічне зображення циклу, реальні процеси сильно відрізняються від постійних ліній, які ми бачимо на сюжеті. Залежно від швидкості спрацьовування клапана та часу відкриття, а також типу повітрязабірника (без наддуву чи наддуву) отриманий графік може виглядати інакше.

Також ступінь стиснення має великий вплив на теплову ефективність і, як наслідок, вихідну потужність. Функція полягає в наступному.

$$\eta_{TD} := 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

де

$$\varepsilon := \frac{V_S}{V_{CA}}$$



$V_s$  = об'єм циліндра,  $V_{ca}$  = об'єм камери згоряння і  $k = 1,4$  (коефіцієнт адиабати)

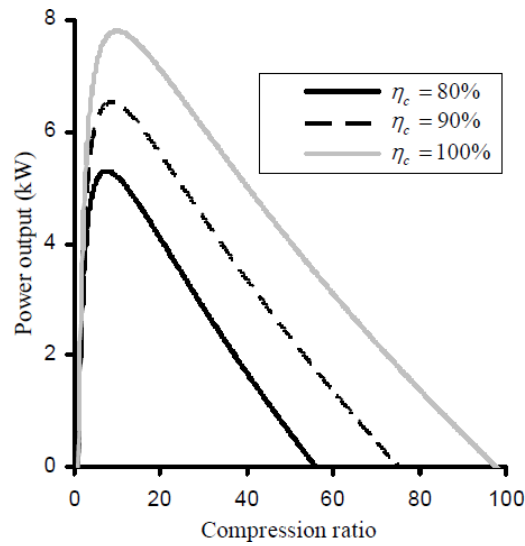


Рисунок 5 – Вплив ефективності згоряння на зміну вихідної потужності зі ступенем стиснення

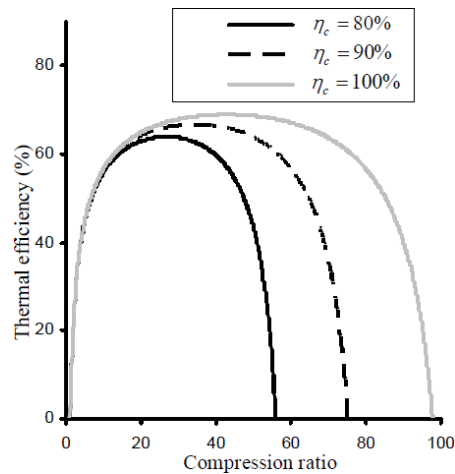


Рисунок 6 – Вплив ефективності згоряння на зміну теплової ефективності зі ступенем стиснення

#### Функції клапанних механізмів

Характеристика зміни об'ємної ефективності в діапазоні обертів двигуна являє собою міру крутного моменту, який здатний створювати двигун. Щоб максимізувати об'ємну ефективність процесу газообміну, необхідно змінювати час підйому клапана як для впуску, так і для випуску.

#### Випускний клапан

Щоб допомогти виштовхувати гази зсередини циліндра під час такту вихлопу, клапан відкривається перед НМТ, це як позитивно, так і погано впливає на загальну роботу, що розвивається під час силового такту. Раннє відкриття клапана зменшує тиск у кінці робочого ходу (приблизно 4 бар), зменшуючи корисну роботу. Позитивною стороною є зниження роботи накачування поршня в такті вихлопу. Інерція вихлопних газів може створити депресію в циліндрі, що також допомагає як для зменшення роботи насоса, так і для збільшення об'ємної ефективності в процесі впуску.

Раннє закриття випускного клапана може залишити згорілі гази в циліндрі, що знижує ефективність процесу в наступному циклі, також може створити тиск усередині циліндра, створюючи обмеження для надходження свіжого заряду. Пізнє закриття випускного клапана спричинить нехай свіжий заряд виходить через вихлопну систему.

Вихлопні гази можуть мати різний склад залежно від затримки випускного клапана, що має велике значення для зменшення забруднюючих речовин, що виробляються двигуном.

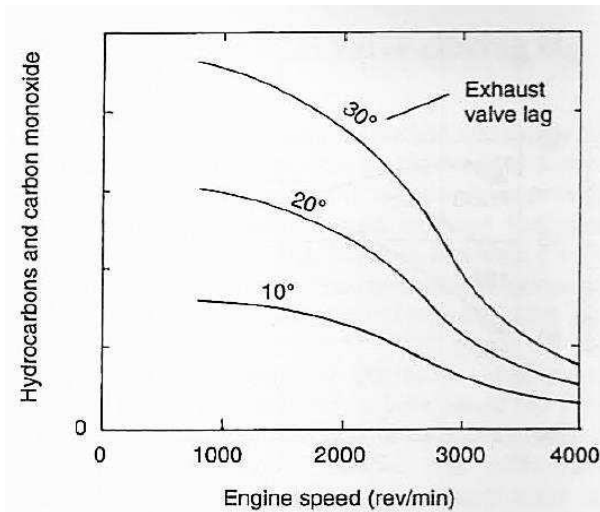


Рисунок 7 – Вплив затримки вихлопу на викиди вуглеводнів

### Впускний клапан

Раннє відкриття впускного клапана, коли в циліндрі ще є позитивний тиск, зменшить об'ємну ефективність такту впуску, тиск змушує згорілі гази виходити у впускну камеру. Для двигунів з наддувом раннє відкриття впускного клапана може сприяти як процесу вихлопу, який виводить із циліндра залишки згорілих газів, так і збільшити кількість свіжого заряду, що надходить у циліндр.

Закриття клапана з двома запізненнями може призвести до того, що рідина в циліндрі повертається назад у камеру підвищеного тиску під впливом руху поршня вгору під час такту стиснення.

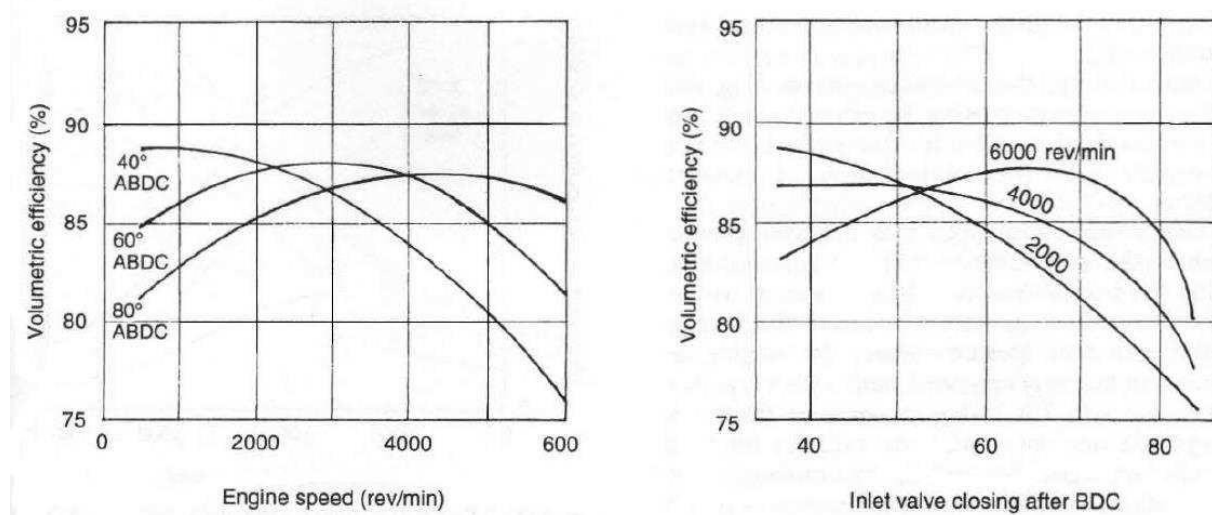


Рисунок 8 – Об'ємна ефективність по відношенню до часу закриття клапана

Об'ємний ККД може сильно відрізнятись залежно від частоти обертання двигуна та режиму роботи залежно від того, чи двигун прискорюється, уповільнюється або працює на холостому ході.

Це демонструє необхідність адаптованого часу всмоктування залежно від робочих параметрів двигуна.

Час відкриття впускного клапана також може вплинути на викиди двигуна.

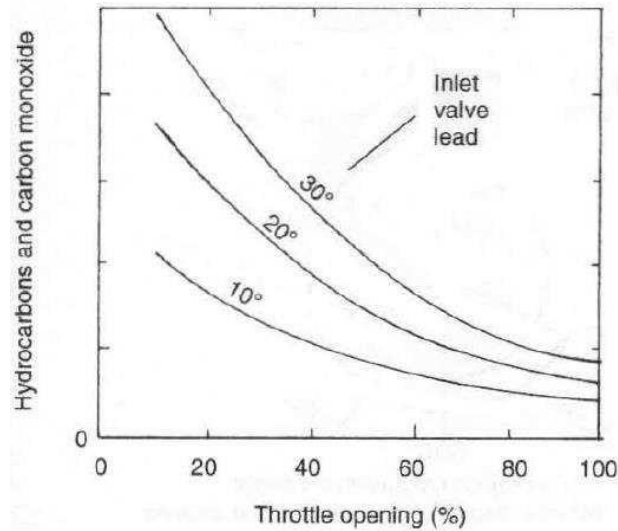


Рисунок 9 – Вплив раннього відкриття впускного клапана на викиди вуглеводнів

### Діапазон перекриття клапанів

Розрахунок фаз газорозподілу призначений для перекриття відкриття впускного клапана на початку такту впуску та випускного клапана наприкінці такту випуску. Цей процес розроблений для покращення процесу впуску з використанням інерції вихлопних газів, яка створює хвилю негативного тиску в циліндрі в кінці такту випуску.

Біля ВМТ рух поршня не сприяє процесу впуску. Процес прокачування припиняється, так як швидкість поршня дорівнює 0 у ВМТ і дуже мала в районі НМТ.

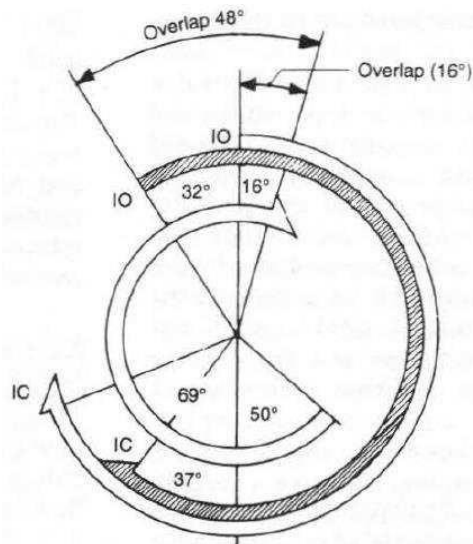


Рисунок 10 – Варіація перекриття клапана

Високий перекриття клапанів підвищує ефективність тільки при високій швидкості і підвищеному навантаженні. При низькій швидкості та робочому навантаженні для підвищення ефективності необхідне невелике перекриття клапанів. На низькій швидкості з великим перекриттям клапанів частина свіжого заряду буде надходити у вихлоп, а залишковий вихлопний газ може надходити у впускний колектор і розбавляти свіжий заряд.

Щоб зробити ці зміни, для різних швидкостей і навантажень двигуни з подвійним розподільним валом мають зірочку на передньому кінці впускного вала для регулювання часу відкриття клапанів.

### **Аналіз клапанних механізмів**

#### **Плюси і мінуси клапанного перекриття**

Звичайна клапанна система є компромісом у конструкції. Він має лише налаштування за замовчуванням, середній час газорозподілу для всього діапазону обертів двигуна та всі вимоги до потужності від водія. Наявність змінного клапанного механізму має такі переваги:

- Оптимізований час всмоктування та зменшення втрат при перекачуванні.
- Дозволяє контролювати залишкові спалені гази та оптимізувати рециркуляцію вихлопних газів.
- Дозволяє контролювати газову суміш відповідно до вимог навантаження від водія.
- Забезпечує більш постійний тиск у системі впуску, ніж у звичайному клапанному механізмі, і має підвищену ефективність у динамічному та перехідному діапазонах обертів.
- Зниження викидів завдяки оптимізації циклу для холодної роботи та запуску двигуна, дезактивації клапанів і циліндрів для низьких навантажень і холостого ходу, а також оптимізації EGR.

Деякі недоліки включають збільшення вартості виробництва та підвищення вартості картографування двигуна та калібрування ECU.

### **Класифікація**

Ми можемо сказати, що клапанний механізм є змінним, якщо:

- Підйом клапана є змінним (WA Variable Valve Actuation System).
- Час відкриття клапанів є змінним (WT Variable Timing System).
- Час, протягом якого відкривається клапан, змінюється (система змінного часу WT).
- Комбінована зміна підйому та часу.

**Іншим типом класифікації є спосіб приведення в дію, ми можемо мати:**

– Механічні системи.

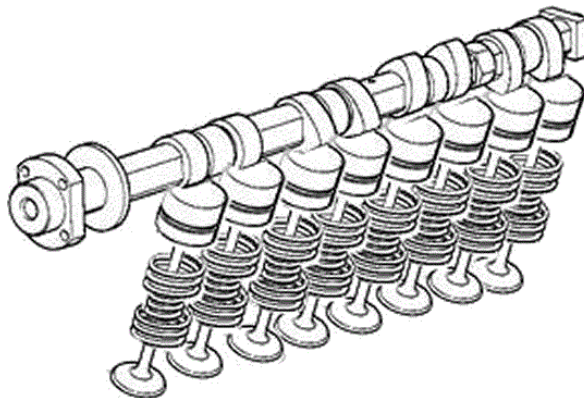


Рисунок 11 – Механічна система приводу клапана

– Гідравлічні системи.



Рисунок 12 – Гідравлічний привід клапана

– Електромагнітні системи.

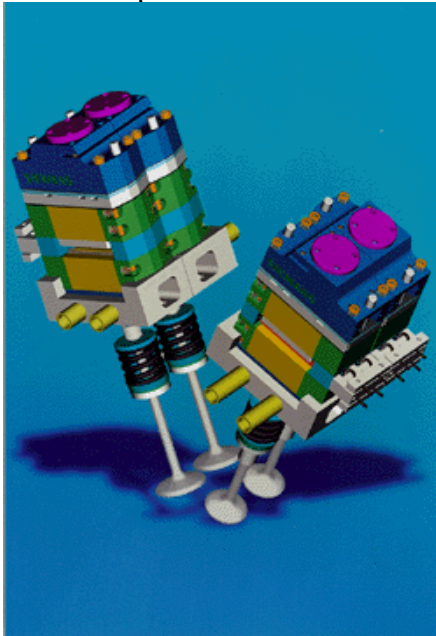


Рисунок 13 – Система керування електромагнітним клапаном  
– Комбінація.



Рисунок 14 – Система механічного приводу з гідравлічним регулятором

Деякі з систем можуть включати:

- Змінна конструкція кулачкового валу.
- Конструкція кулачка зі змінним профілем.
- Кулачок поворотних клапанів.
- Кілька кулачків на клапан.

Сучасні системи змінного газорозподільного механізму використовують комбінацію підйому та синхронізації для досягнення найкращої продуктивності, економії палива та викидів за циклом двигуна.

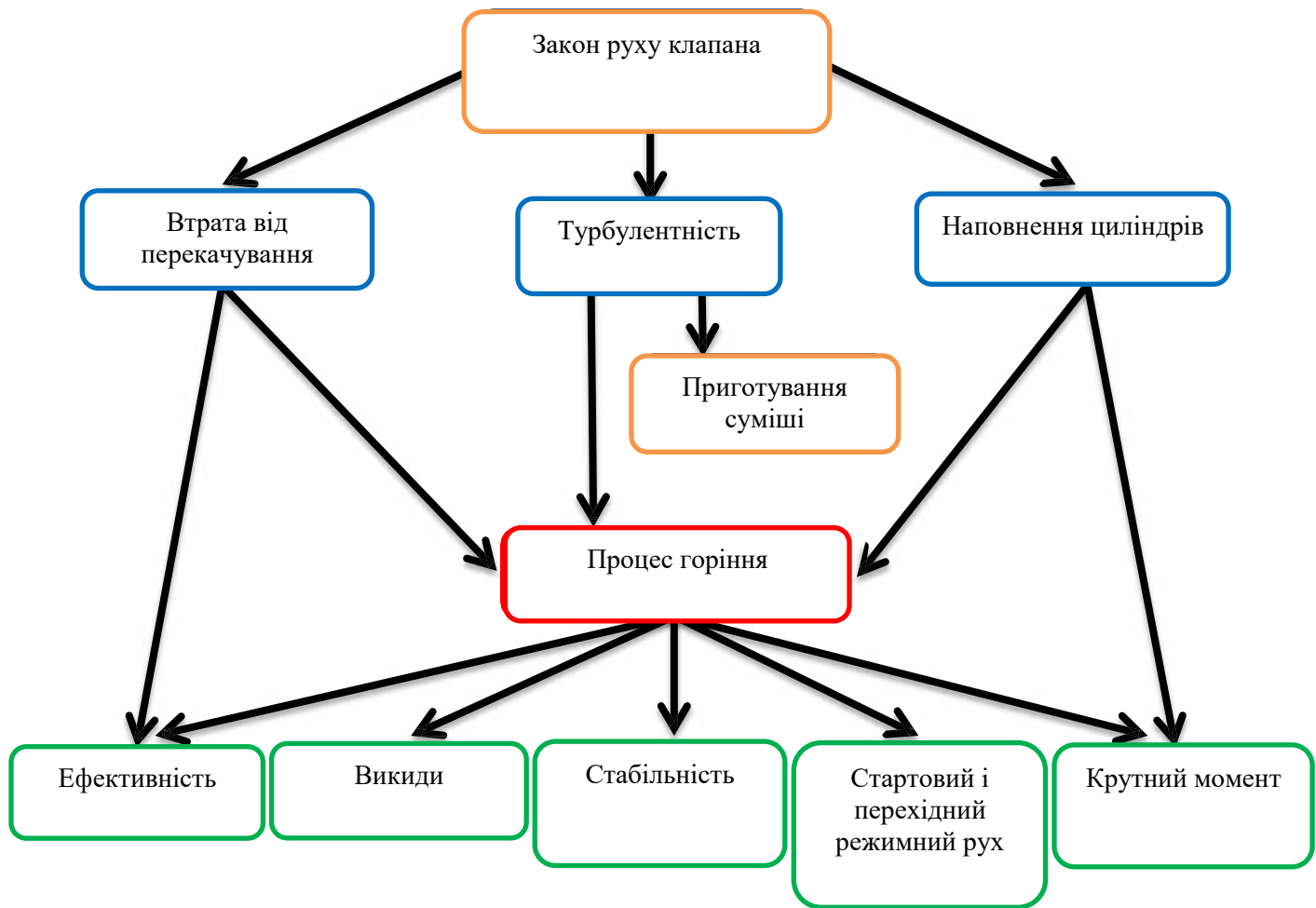


Рисунок 14 – (Вплив руху клапана)

## 1.4 Аналіз поточних систем клапанного механізму

### 1.4.1 AVT[11]

Дослідницька система Lotus Active Valve Train (AVT) – це гідравлічно керована система з електронним керуванням, яка забезпечує контроль окремих профілів підйому клапана контролером на основі цифрового сигнального процесора. Він надає нашим клієнтам інструмент для швидшого дослідження передових характеристик згоряння та економії палива.

Система AVT була розроблена для підтримки досліджень передових методів горіння, включаючи низькотемпературне горіння, контрольоване автозапалювання та гомогенне запалювання від стиснення заряду (HCCI). Там, де є потреба розробити конструкції розподільного вала та клапанного механізму, моделювання AVT усуває необхідність змінювати апаратне забезпечення двигуна, таким чином значно прискорюючи випробування та розробку двигунів і систем згоряння.

Система Lotus AVT використовується на одноциліндрових двигунах у дослідницьких відділах виробників транспортних засобів та в університетах по всьому світу.

Світу, які отримують вигоду від можливості незалежного керування кожним клапаном із зміною від циклу до циклу та робочою швидкістю до 8000 об/хв. Систему можна адаптувати до різноманітних одноциліндрових дослідницьких двигунів, у тому числі власних одноциліндрових дослідницьких двигунів Lotus.

Окрім постачання AVT, ми пропонуємо підтримку та навчання, а також внутрішні дослідження для клієнтів, які використовують нашу власну систему.

#### Опис системи

Система Lotus AVT – це гідравлічна система з електронним керуванням, яка дозволяє контролювати окремі профілі підйому клапана за допомогою контролера на базі процесора цифрових сигналів. AVT дозволяє користувачеві за допомогою ПК вказати бажаний профіль підйому клапана для кожного клапана. Користувач може редагувати та зберігати попередньо визначені профілі підйому клапана з вибраних профілів, що зберігаються на жорсткому диску, або створювати, редагувати та зберігати визначені користувачем профілі. Таким чином, він забезпечує гнучкий інструмент для досліджень і розробок, за допомогою якого можна контролювати підйом і синхронізацію клапанів, водночас дозволяючи отримати звичайні характеристики прискорення та швидкості клапана.

Звичайні розподільні вали замінено приводами з гідравлічним приводом і пропорційними електрогідравлічними сервоклапанами. Гідравлічний привід подвійної дії закріплений на головці блоку циліндрів і вирівняний по осі з клапаном двигуна. Гідравлічний поршень приводу безпосередньо приєднаний до клапана двигуна, а датчик переміщення підключений до верхньої частини поршня, що дозволяє точно контролювати положення



Рисунок 15 – Система Lotus AVT

клапана.

Гідравлічний блок живлення подає гідравлічну рідину під тиском до електрогідравлічних сервоклапанів, які пропорційно контролюють потік гідравлічної рідини до верхньої або нижньої частини поршня приводу. Це дає змогу контролювати швидкість, синхронізацію та підйомний об'єм клапанів двигуна для кожного окремого ступеня обертання колінчастого вала.

Доступ до параметрів керування системою здійснюється через програму графічного інтерфейсу користувача на ПК, яка взаємодіє з контролером AVT.

У системі використовується розширений фазовий ПІД-регулятор для виявлення та автоматичного коригування фактичного виміряного переміщення для досягнення бажаного переміщення. Робота системи постійно контролюється для виявлення потенційних несправностей, таких як втрата тиску в гідравлічній системі, втрата сигналу про положення кривошипа або клапана, а також потенційні сценарії зіткнення клапана з поршнем або клапана з клапаном. Потрібний профіль підйому клапана можна визначити за допомогою програмного забезпечення генератора профілю клапана двигуна Lotus (EVPG), яке передається до контролера AVT через інтерфейс користувача на базі ПК. Можна індивідуально змінювати точки відкриття та закриття профілю з кроком в один градус, а максимальний підйом регулюється до будь-якої дійсної величини від 0,01 мм до максимального ходу приводу. Кожен клапан двигуна управляється окремо.

Бібліотека з багатьох тисяч заданих користувачем профілів підйому може бути створена користувачем для використання в програмах тестування двигуна. З цієї бібліотеки користувач може вибрати до 128 профілів підйому, які можна застосувати до будь-якого клапана двигуна, для використання в будь-якому конкретному сеансі випробування двигуна, і кожен із цих профілів також може бути збільшеним або уповільненим  $\pm 128$  градусів. Якщо потрібно, під час роботи двигуна профіль підйому можна змінювати або модифікувати кожен цикл двигуна та може містити стільки подій підйому, скільки фізично можливо реалізувати. Наприклад, двигун можна налаштувати на перемикання між дво- і чотиритактним згорянням на альтернативних циклах, якщо потрібно. Це дозволяє користувачеві швидко змінювати профіль і спостерігати за його впливом на викиди вихлопних газів і продуктивність двигуна, використовуючи стандартне обладнання для моніторингу тестової камери. Для чотиритактного циклу потреба в підйомі визначається як 720 точок підйому, тобто. один крок підйому на кожен градус повороту колінчастого вала.

Датчик колінчастого вала забезпечує положення кривошипа, а LVDT передають дані про переміщення окремих клапанів двигуна до контролера AVT. Ці сигнали порівнюються з необхідним профілем, приблизно кожні 100 мікросекунд, як частина контуру керування зворотним зв'язком і сигнали запиту приводу надсилаються до сервоприводу. клапан.

#### **1.4.2 Система Delphi[12]**

Delphi Variable Cam Phaser (VCP) замінює стандартний шків, зірочку або шестерню в системі клапанів двигуна. Це дає змогу змінювати синхронізацію пелюстка кулачка (подія підйому) та синхронізацію колінчастого вала під час роботи двигуна на основі параметрів двигуна.

Кутове положення пелюстка кулачка, або фазове співвідношення, контролюється внутрішнім лопатковим механізмом VCP. Команди від модуля керування двигуном регулюють положення клапана керування маслом (Див. схему), який встановлено в головці блоку циліндрів і регулює потік моторного масла з обох боків лопаток.

Система зі змінною фазою розподілу кулачка Delphi включає в себе масляний контрольний клапан, який контролює потік мастила для просування, уповільнення або



утримання положення розподільного вала. Його висока пропускна здатність забезпечує високу швидкість фазування, а вбудована фільтрація зберігає його без сміття, уникаючи потреби в окремому фільтрі, забезпечуючи підвищену гнучкість упаковки.

Змінна фаза кулачка змінює момент підйому клапана. Його можна використовувати для переміщення впускного кулачка, впускного кулачка або обох у двигунах із подвійним верхнім кулачком. Це допомагає підвищити ефективність двигуна, покращуючи стабільність холостого ходу, забезпечуючи при цьому більше крутного моменту та потужності. Це також допомагає збільшити економію палива та зменшує викиди вуглеводнів.

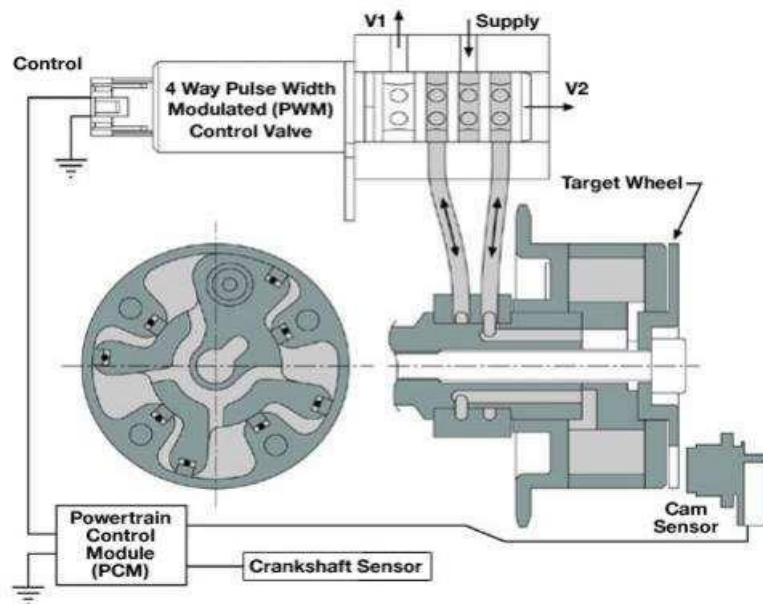


Рисунок 16 – Delphi VCP

### Переваги

- Оптимізований розмір і крутний момент для динамічної стабільності
- Гнучкість укомплектування двигуна забезпечується стандартним блоком ротор/статор у VCP та дистанційно встановленим клапаном регулювання масла
- Механічний фіксатор зберігає положення за замовчуванням під час стоянки в умовах низького тиску
- Чотириходовий регулюючий клапан із низьким обмеженням забезпечує роботу при низькому тиску та безперервну зміну положення
- Високоточні виробничі процеси забезпечують низький рівень витоків та низький зазор для покращеної продуктивності та безшумної роботи
- Можливість системної інтеграції для допомоги клієнтам у розробці та впровадженні базових двигунів і системи керування двигунами

### Типові програми

Delphi Variable Cam Phaser можна застосувати практично до будь-якого двигуна, щоб допомогти розширити криву крутного моменту, збільшити пікову потужність на високих обертах, зменшити викиди вуглеводнів і NOx і допомогти збільшити економію палива. Переваги VCP залежать від застосування й отримуються завдяки збільшенню об'ємної ефективності, зменшенню втрат накачування та контролю внутрішнього розрідження в циліндрі, пов'язаному зі зміною фаз кулачка.

### Переваги продуктивності

Технологія зі змінною фазою кулачка Delphi забезпечує баланс між часом відгуку, потужністю крутного моменту та оптимальною упаковкою. Подальша оптимізація може бути досягнута для досягнення конкретних цілей програми.

Конструкція фазера кулачка та маслорегулюючого клапана дозволяє працювати як у двох положеннях, так і в безступінчастому режимі. Переваги технології змінного фазування кулачка Delphi включають:

- Функція проміжного замкового штифта забезпечує покращену економію палива та продуктивність у додатках з подвійним незалежним фазуванням кулачка
- Гнучка упаковка та компактний розмір для приводу шківів, зірочки або шестерні
- Оптимізований дизайн і процес для забезпечення недорогих компонентів
- Підтримка на системному рівні з інтеграцією програмного забезпечення, можливістю надання конструкцій гідравліки двигуна та алгоритмів керування, включаючи діагностику
- Delphi є провідним виробником кулачкових фазерів і має численні патенти на ці технології. Delphi може адаптувати системи фазування кулачка, щоб допомогти досягти оптимального балансу ефективності та потужності. Впровадження спрощене завдяки конфігурації лопатей, яка зменшує масу та сприяє гнучкості упаковки.
- Delphi виробляє системи фазування кулачка в Північній Америці, Європі та Азії з додатковими розробками продуктів і засобами підтримки клієнтів по всьому світу, щоб забезпечити виключно своєчасну доставку.

### **Перевага Delphi**

Delphi пропонує переваги більш ніж 75-річного досвіду в системах клапанного механізму, а його високоякісні звичайні продукти клапанного механізму заслужили повагу в усій галузі. Наше глибоке розуміння процесу згоряння, величезні можливості досліджень і розробок дозволили продовжувати інновації. Delphi пропонує одну з найповніших у галузі лінійок клапанних механізмів, і ми підтримуємо наших клієнтів на багатьох рівнях, від компонентів до проектування та оптимізації клапанного механізму.

Як світовий лідер у сфері технологій систем керування двигунами, Delphi може допомогти виробникам у всьому світі відповідати вимогам щодо викидів, покращити економію палива та покращити продуктивність. Delphi є джерелом високоцінних рішень, і наш системний підхід вбудований у кожен продукт. Гнучкий інженерний підхід Delphi заохочує співпрацю. Крім того, Delphi має глибоке розуміння автомобільних ринків у всьому світі та глобальну мережу ресурсів.

### **1.4.3 VTEC<sup>[13]</sup>**

VTEC (Електронне керування змінним часом та підйомом) – це система, розроблена Honda покращити об'ємну ефективність чотиритактних двигунів внутрішнього згоряння. Система VTEC використовує два профілі розподільних валів і гідравлічний вибір між профілями. Її винайшов інженер Honda Ікуо Кадзітані, і вона була першою системою такого роду. Він суттєво відрізняється від стандартного VVT (змінна фаза газорозподілу), який лише змінює фази газорозподілу і жодним чином не змінює профіль розподільного вала чи підйом клапана.

Система VTEC забезпечує двигун газорозподілом, оптимізованим для роботи як на низьких, так і на високих обертах. У базовій формі єдиний замок вала звичайного двигуна замінено двома профілями: один оптимізований для стабільності на низьких обертах і економії палива, а інший призначений для максимізації потужності на високих обертах.

Операція перемикачів між двома пелюстками кулачка контролюється ECU який

враховує тиск моторного масла, температуру двигуна, швидкість автомобіля, оберти двигуна та положення дросельної заслінки. Використовуючи ці вхідні дані, ECU програмується на перемикання з низького підйому на високий підйом кулачка, коли умови означають, що потужність двигуна буде покращена.

У точці перемикання спрацьовує соленоїд, який дозволяє тиску масла від золотникового клапана керувати стопорним штифтом, який фіксує високі обертинаслідувач кулачка до низьких обертів. З цього моменту клапани відкриваються та закриваються відповідно до профілю високого підйому, який відкриває клапан далі та на довший час. Точка перемикання змінна, між мінімальною та максимальною точкою, і визначається навантаженням двигуна. Зворотнє перемикання з високих на низькі оберти кулачків налаштовано на нижчу швидкість двигуна, ніж перемикання (що представляє гістерезис циклу), щоб уникнути ситуації, коли двигун повинен працювати безперервно в точці перемикання або навколо неї.

Старішим підходом до регулювання фаз газорозподілу є виготовлення розподільного вала з аГРМ профілем, який краще підходить для роботи на низьких обертах. Поліпшення продуктивності на низьких обертах відбувається в обмін на втрату потужності та ефективності на вищих діапазонах обертів, де більшість вуличних автомобілів працюють більшу частину часу. Відповідно, VTEC намагається поєднати продуктивність при низьких обертах зі стабільністю при високих обертах.

VTEC, оригінальна система регулювання клапанів Honda, що походить від REV (контроль клапанів з модулем обертання), представлено на CBR400 у 1983 році відомий як HYPER VTEC. У звичайному чотиритактному автомобільному двигуні впускний і випускний клапани приводяться в дію кулачками на розподільному валу. Форма пелюстків визначає час, підйом і тривалість кожного клапана.

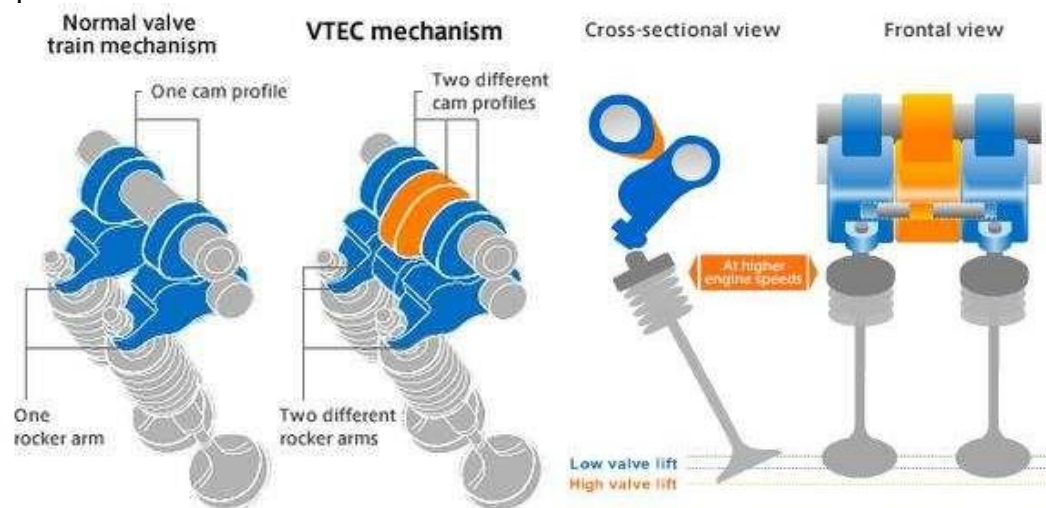


Рисунок – 17 Система Honda VTEC

Час відноситься до вимірювання кута, коли клапан відкривається або закривається відносно положення поршня (BTDC або ATDC). Підйом означає, наскільки відкритий клапан. Тривалість означає, як довго клапан залишається відкритим. Завдяки поведінці робочої рідини (повітря та паливної суміші) до та після згоряння, які мають фізичні обмеження щодо їх потоку, а також їх взаємодії з іскрою запалювання, оптимальні налаштування фаз газорозподілу, підйому та тривалості при низьких обертах двигуна операції дуже відрізняються від операцій на високих обертах. Оптимальні налаштування фаз газорозподілу, підйому та тривалості роботи клапана на низьких обертах приводили б до

недостатнього наповнення циліндра паливом і повітрям при високих обертах, таким чином значно обмежуючи потужність двигуна. І навпаки, оптимальні налаштування фаз газорозподілу, підйому та тривалості роботи клапана на високих обертах призведуть до дуже грубої роботи на низьких обертах та ускладненого холостого ходу. Ідеальний двигун мав би повністю змінну фазу газорозподілу, підйом і тривалість роботи клапана, у якому клапани завжди відкривалися б точно в потрібній точці, піднімалися б достатньо високо й залишалися відкритими лише потрібну кількість часу для використовуваної швидкості двигуна.

#### 1.4.4 VarioCam Plus<sup>[14]</sup>

VarioCam Plus – це концепція двигуна «два в одному» для регулювання впускного та випускного розподільних валів і перемикання підйому впускних клапанів. Система розрізняє дії водія, які є типовими для звичайного повсякденного водіння, і ті дії, які потребують максимальної потужності.

Тоді робота клапана автоматично адаптується до переважаючих умов. Це забезпечує миттєве прискорення та надзвичайно плавний хід, а також надзвичайну потужність прискорення з відносно низьким споживанням палива.



Рисунок 18 – VarioCam Plus

Система керування підйомом клапана складається з перемикачів штовхачів із плоскою основою на стороні впуску, які приводяться в дію електрогідравлічним 3/2-ходовим розподільним клапаном. Впускний розподільний вал забезпечує два різні профілі кулачка з відповідними кривими підйому клапана, щоб діяти відповідно до потреб шляхом вибіркового перемикачів відповідних кулачків. Штовхачі з плоскою основою мають два вкладених підйомники, які можна зафіксувати разом штифтом. Внутрішній підйомник контактує з малим кулачком, а зовнішній – з великим кулачком.

Елемент гідравлічної компенсації піклується про будь-яке динамічне регулювання зазору клапана. VarioCam Plus ефективно пропонує два режими роботи двигуна в одному. Перехід на малий кулачок із підйомом клапана, скажімо, на три міліметри та регулювання фаз газорозподілу для невеликого перекриття клапанів під час холостого ходу оптимізує цикл зарядки газом. Невеликий підйом клапана зменшує втрати на тертя та значно збільшує рух заряду завдяки значно скороченому часу відкриття. Результатом є скорочення споживання та викидів до 10% і значно покращив продуктивність простотою.

Під частковим навантаженням внутрішня рециркуляція вихлопних газів використовується для зменшення ефекту дросельної заслінки та споживання палива. Регулювання розподільного вала встановлено на велике перекриття, тоді як підйом клапана залишається малим, час, доступний для всмоктування вихлопних газів назад, збільшується.

При повному навантаженні максимальний крутний момент і вихідна потужність

забезпечуються циклом заряджання з мінімальними втратами та безкомпромісним профілем кулачка зі збільшеним підйомом клапана, скажімо, на десять міліметрів, і відповідною тривалістю відкриття та закриття відповідно до кривих підйому клапана.

Обидві окремі системи VarioCam Plus управляються через модуль керування Motronic ME 7.8. Основними вхідними змінними, які використовуються для керування VarioCam Plus, є швидкість двигуна, положення педалі акселератора, температура моторного масла та води, а також вибір передач. Потужний комп'ютер дозволяє йому відповідати суворим вимогам.

Команди водія щодо крутного моменту та потужності порівнюються з контрольними картами, що зберігаються в пам'яті. Рішення щодо реакції VarioCam Plus приймаються за мілісекунди, а продуктивність залишається збалансованою та плавною, незважаючи на динамічні зміни в роботі двигуна. Ці зміни будуть непомітні в кабіні.

Незважаючи на те, що оптимізована конструкція двигуна означає, що за допомогою VarioCam Plus можна заощадити паливо, для восьмициліндрових двигунів ця стратегія є ще одним кроком далі. «cylinder shutoff» відключає чотири з восьми камер згоряння при частковому навантаженні. Тоді камери згоряння, що залишилися, можуть працювати більш ефективно, щоб зменшити загальне споживання палива. Електроніка втручається, щоб відновити роботу всіх восьми циліндрів, коли потрібна додаткова потужність.

Незважаючи на те, що жодна з моделей Porsche не оснащена дизельним двигуном, Porsche Engineering не нехтує цим методом згоряння. Складність управління порівнянна з двигуном циклу Отто. Чим більше двигуни Otto і дизельні двигуни будуть оптимізовані з точки зору викидів вихлопних газів і споживання палива, тим більше методи, які використовуються.

## **1.5 Тенденції**

Через поточний зсув до скорочення викидів і нову законодавчу тенденцію, щоб зробити автомобілі більш екологічними, виробники двигунів використовують усі доступні технології для підвищення ефективності та продуктивності своєї продукції.

Регульовані клапанні механізми є однією з найбільш використовуваних технологій для підвищення продуктивності та зменшення забруднення завдяки більш ефективному циклу двигуна для всього діапазону обертів двигуна.

Більшість систем змінного газорозподільного механізму є механічними і зазвичай мають два налаштування: одне для низьких обертів і одне для високих обертів. У високопродуктивних двигунах використовуються гідравлічні або пневматичні системи керування клапанами з електронним керуванням. Ці системи мають безліч налаштувань залежно від умов роботи двигуна.

## **1.6 Висновок**

Тенденцією в автомобільній промисловості є перехід до більш ефективних і менш забруднюючих двигунів внутрішнього згоряння. Повністю змінний клапанний механізм є рішенням, яке пропонує крок вперед до цієї мети.

Існує багато теоретичних переваг безперервного контролю над трьома основними вимірами, що регулюють події впускних і випускних клапанів у чотиритактних двигунах з тарільовими клапанами. Зміна точки відкриття клапана, точки закриття клапана та підйому клапана безпосередньо впливає на процес газообміну, таким чином впливаючи на насосні втрати та, за деяких обставин, на час згоряння двигуна. Разом зі змінною системою впуску

правильна точка закриття впускного клапана (IVC) може призвести до значного збільшення крутного моменту при повному навантаженні на додаток до спостережених покращень часткового навантаження.

## 2 ПАРАМЕТРИ ДВИГУНА. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА

### 2.1 Термодинамічне числення

Метою є виявлення впливу теплових розрахункових параметрів робочого газу, що складається з повітря та палива, на продуктивність двигуна та його енергетичний баланс. У цьому розділі показано, що метод дослідження «числове моделювання». Перша частина присвячена імітаційній моделі процесу *termogazodinamice* двигуна, а друга показує розділи «використання» та «розробка проекту», зосереджені на використанні розрахункової моделі. Ця глава побудована так, що реалізація моделювання для конкретного застосування, якщо відома «теоретична основа», вимагає використання лише «як використовувати», «розробка проекту».

#### 2.1.1 Початкові параметри

Номінальна потужність	$P_n = 75$	[кВт]	
Номінальна кількість обертів на хвилину	$N = 12000$	[об/хв]	
Кількість циліндрів	$= 4$		
Початкова температура	$T_0 = 293$	[К]	
Початковий тиск	$p_0 = 1,02 \cdot 10^5$	[Н/м <sup>2</sup> ]	
Температура залишкового газу	$T_r = 1000$	[К]	{900-1000}
Залишковий тиск газу	$P_r = 1,25 \cdot 10^5$	[Н/м <sup>2</sup> ]	{1,05..1,25}
Коефіцієнт надлишку повітря	$L = 1$		0,85...1}
Ступінь стиснення	$e = 12$		{7,5...1β}

#### 2.1.2 Параметри процесу газообміну

Як буде видно з моделі, стан газу в циліндрі безпосередньо втручається в енергетичний баланс і, отже, здатність виконувати роботу. Таким чином, це буде виглядати як зменшення втрат у впускній системі, так і встановлення пристроїв, здатних втручатися в особливості трьох параметрів: геометрію трубопроводу (зміна швидкості  $u$ ), компресори (змінений тиск  $p$ ) і охолоджувачі (зміни температури  $T$ ). Для кожної з цих підсистем повинна бути відома передаточна функція, що описує ступінь зміни вхідних параметрів, що охоплюють підсистему. Кожен із перелічених елементів призначений для зміни параметра, але також втручається в один додатковий (змінений розділ змінного тиску компресора, температура охолоджувача та знову тиск). Цей погляд розглядає підсистеми *black box* (чорний ящик), про які невідомо більше, наскільки вхідні параметри, ніж конструктивні деталі.

Таким чином, для дизайнера можлива повна свобода комбінувати підсистеми відповідно до запропонованого рівня продуктивності, не вдаючись у конструктивні деталі, зберігаючи таким чином постійний образ збірки. Підсистеми будуть зв'язуватися разом за трьома параметрами

### Його прийнято

Тиск в кінці прийому	$p_a = 0,89 \cdot 10^5$	[Н/м <sup>2</sup> ]	{0,7..0,9}
Суміш попередньо підігріти	$DT = 25$	[К]	{15...40}
Коефіцієнт постзаповнення	$\tau_{пл} = 1,14$		{1,05...1,2}

### Його визначають розрахунками

Коефіцієнт залишкового газу  
 $gr = (T_0 + DT)pr / Tr(e \cdot p_a \cdot n_p - pr) = 0,034$  {0,06..0,12} (2.1)

Температура в кінці прийому  
 $T_a = (T_0 + DT + grTr) / (1 + gr) = 340,156$  [К] (2.2)

Коефіцієнт заповнення

$h_v = (p_a \cdot T_0 / p_0 \cdot T_a) \cdot [e / (e - 1)] \cdot [n_p / (1 + gr)] = 1,0$  {0,75...0,85} (2.3)

### 2.1.3 Параметри процесу стиснення

#### Його прийнято

Коефіцієнт політропного стиснення  $n_1 = 1,4$  {1,32...1,39}

### Його визначають розрахунками

Тиск у кінці стиснення

$p_c = p_a \cdot e^{n_1} = 31,931 \cdot 10^5$  [Н/м<sup>2</sup>] (2.4)

температура в кінець стиснення

$T_c = T_a \cdot e^{n_1 - 1} = 946,049$  [К] (2.5)

### 2.1.4 Параметри процесу випалювання

#### Його прийнято

Склад бензину	$C = 0,854$	[кг]	
	$X = 0,142$	[кг]	
Нижча калорійність	$O = 0,004$	[кг]	
	$Q_i = 43500$	[кДж/кг]	
Коефіцієнт тепловикористання	$x = 0,95$	[ккал/кг]	{0,85..0,95}
Молярна маса палива	$M_c = 0,0088$		



### Його визначають розрахунками

Мінімальна потреба повітря для спалювання палива

$$L_{\min} = 1/0,21 \cdot (c/12 + h/4 - o/32) = 0,507 \quad [\text{кмоль повітря/кг гребінця}] \quad (2.6)$$

Реальна кількість повітря, необхідна для спалювання палива

$$L = l \cdot L_{\min} = 0,507 \quad [\text{кмоль повітря/кг гребінця}] \quad (2.7)$$

Обсяг свіжих завантажень повідомляється про 1 [кг] палива

$$M_1 = l \cdot L_{\min} + M_c = 0,516 \quad (2.8)$$

Теоретичний коефіцієнт варіації моляра - свіже навантаження

$$m_0 = (0,79 \cdot l \cdot L_{\min} + h/2 + c/12) / M_1 = 1,052 \quad (2.9)$$

Реальний коефіцієнт варіації молярного свіжого навантаження

$$m_f = (m_0 + gr) / (1 + gr) = 1,050 \quad (2.10)$$

Середня молярна питома теплоємність суміші початково

$$C'_{mv} = 20 + 17,4 \cdot 10^{-3} \cdot T_c = 36,461 \quad [\text{кДж/кмольК}] \quad (2.11)$$

Середня молярна питома теплота згорання для лямбда < 1

$$C''_{mv} = (18,4 + 2,6 \cdot l) + (15,5 + 13,8 \cdot l) \cdot 10^{-4} T_z = 29,300 \cdot 10^{-4} \quad [\text{кДж/кмольК}] \quad (2.12)$$

Питома теплоємність, що виділяється при неповному згорянні

$$Q_{ai} = Q_i - 61000 \cdot (1 - l) = 43500 \quad [\text{кДж}] \quad (2.13)$$

$$T_z = x \cdot Q_{ai} / [l \cdot L_{\min} + M_c(1 + gr)] + C'_{mv} \cdot T_c - C''_{mv} \cdot m_f \cdot T_z$$
$$= 3432,361 \quad [\text{К}] \quad (2.14)$$

Тиск у кінці горіння

$$p_z = p_c \cdot m \cdot T_z / T_c = 121 \cdot 10^5 \quad [\text{Н/м}^2] \quad (2.15)$$

Коефіцієнт поправки на тиск

$$\Phi = 0,85 \quad \{0,75..0,85\}$$

Дано графік округлення

$$p'_z = p_z \cdot \Phi = 103 \cdot 10^5 \quad [\text{Н/м}^2] \quad (2.16)$$

Ступінь підвищення тиску

$$p = pz/\text{шт} = 3,81$$

(2.17)

### 2.1.5 Параметри процесу розширення

Вихлопна система спрямовує вихлопні гази назовні, і він втручався в стан газу. Системи впуску та випуску є загальними для ряду елементів, які створюють єдину модель, яка називається або імітувати процес будь-якої системи впуску або дренажу. Ці підсистеми:

- Колектор - або труба (вхідна або вихідна)
- Резервуар (траса газового простору, швидкість незначна, підлягає обміну тепловою енергією, але не горить);
- Системи обміну роботою (компресори і турбіни).

#### Його прийнято

Коефіцієнт розширення  $n_2 = 1, 2, 3$  {1,23...1,30}

#### Його визначають розрахунками

Тиск у кінці розширення  
 $p_b = pz/en_2 = 5,238 \cdot 10^5$  [Н/м<sup>2</sup>] (2,17) Температура в

кінці розширення  
 $T_b = Tz/e(n_2-1) = 1906,151$  [К] (2.18)

### 2.1.6 Двигун основні параметри

#### Його прийнято

Дано графік округлення  $= 0,976$  {0,94..0,98}  
 $M_i = 0,85$  {0,7..0,85}

#### Його визначають розрахунками

Середній тиск отримано з теоретичного циклу

$$p_i = pc/(e-1) \cdot [p/(n_2-1) \cdot (1-1/en_2-1)-1/(n_1-1) \cdot (1-1/en_1-1)] = 15,471 \cdot 10^5 \text{ [Н/м}^2\text{]} \quad (2.19)$$

Вказується середній тиск  
 $p_i = m_r \cdot p_i = 15,100 \cdot 10^5$  [Н/м<sup>2</sup>] (2.20)

Показаний ККД двигуна  
 $\eta_i = R_M \cdot p_i \cdot M_1 \cdot T_0 / (p_0 \cdot h_v \cdot Q_i) = 0,404$  {0,25...0,36} (2.21)

Ефективний середній тиск

$$p_e = h_m \cdot p_i = 12,835 \text{ [Н/м}^2\text{]} \quad (2.22)$$

Ефективна ефективність  
 $\eta_{\text{вн}} = \chi_m \cdot \text{привіт} = 0,343$  {0,20...0,29} (2.23)

Питома витрата палива

$$g_e = 36000 / \eta_e \cdot Q_i = 241,065 \quad [\text{г/кВт-год}] \quad (2.24)$$

### 2.1.7 Основні розміри

двигуна Його

прийнято

Хід Коефіцієнт отвору  $\Phi = S/D = 0,62$  {0,8...1,4}

Його визначають розрахунками

Необхідна кубатура

$$V_h = 120000 P_n / p_e \cdot n_n \cdot I = 0,150 \quad [л] \quad (2.25)$$

Розрахунок діаметру і ходу

$$D = (4V_h / p \cdot F)^{1/3} = 0,67 \quad [\text{дм}] \quad (2.26)$$

$$S = F \cdot D = 0,425 \quad [\text{дм}] \quad (2.27)$$

Середня швидкість поршня

$$W_m = S \cdot n_n / 30 = 16,478 \quad [\text{РС}] \quad (2.28)$$

Загальна водотоннажність

$$V_t = i \cdot V_h = 0,600 \quad (2.29)$$

Літрична потужність

$$P_l = P_n / V_t = 128,348 \quad [\text{кВт/л}] \quad (2.30)$$

Важливість середньої швидкості поршня, що впливає з того факту, що крім швидкості незалежно від тенденції калібру двигуна при вивченні параметрів еволюції, такий геометричний двигун (всі розміри збільшуються пропорційно).

Двигуни продуктивності будуть максимально розвиватися, без урахування зносу. Тенденція до збільшення потужності за рахунок збільшення швидкості, збільшення швидкості літрів, ось-ось буде замінена разом із вдосконаленням систем наддуву, для збільшення потужності літрів шляхом збільшення середньої ефективного тиску, зберігаючи швидкість і, отже, знос помірних меж.

### 2.1.8 Вказана діаграма

Обсяг в кінці прийому

$$V_a = V_h \cdot e / (e - 1) = 0,155 \quad [\text{dm}^3] \quad (2.31)$$

Гучність наприкінці стиснення

$$V_c = V_a / e = 0,012 \quad [\text{dm}^3] \quad (2.32)$$

Тиск відповідає поточному значенню об'єму для стиснення

$$p_x = p_a (V_a / V_x)^{n_1} \quad (2.33)$$

для розширення

$$p_x = p_z (V_z / V_x)^{n_2} \quad (2.34)$$

### Його прийнято

Кут випередження запалювання {20...40oRAC}	Як =30	[oRAC]
Кут випередження на DSE	оголошення =60	[oRAC]

Співвідношення радіусів кривошипа і шатуна

	довжина	0,278
	φ	
	унт	

$$X_s = (S/2) \cdot \{ [1 - \cos(as)] + (lb/4) \cdot [1 - \cos(2as)] \} = 3,475 \quad [\text{мм}] \quad (2.35)$$

$$p''c = \{ 1,15..1,25 \} \cdot p_c = 1,2 \cdot p_c = 38,317 \cdot 10^5 \quad [\text{Н/м}^2] \quad (2.36)$$

$$X_{ev} = (S/2) \cdot \{ [1 - \cos(a_{ev})] + (lb/4) \cdot [1 - \cos(2a_{ev})] \} = 12,444 \quad [\text{мм}] \quad (2.37)$$

$$p'a = (1/2) \cdot (p_a + p_b) = 3,064 \cdot 10^5 \quad [\text{Н/м}^2] \quad (2.38)$$

$$V_c' = p \cdot D^2 \cdot X_s / 4 = 0,018 \quad [\text{дм}^3] \quad (2.39)$$

$$V_b' = V_a - p_i \cdot D^2 \cdot X_{ev} / 4 = 0,090 \quad [\text{дм}^3] \quad (2.40)$$

$$V_z = V_c = 0,012 \quad [\text{дм}^3] \quad (2.41)$$

$$V_b = V_a = 0,155 \quad [\text{дм}^3] \quad (2.42)$$

стор[Н/м<sup>2</sup>]  
12000000

### Вказана діаграма

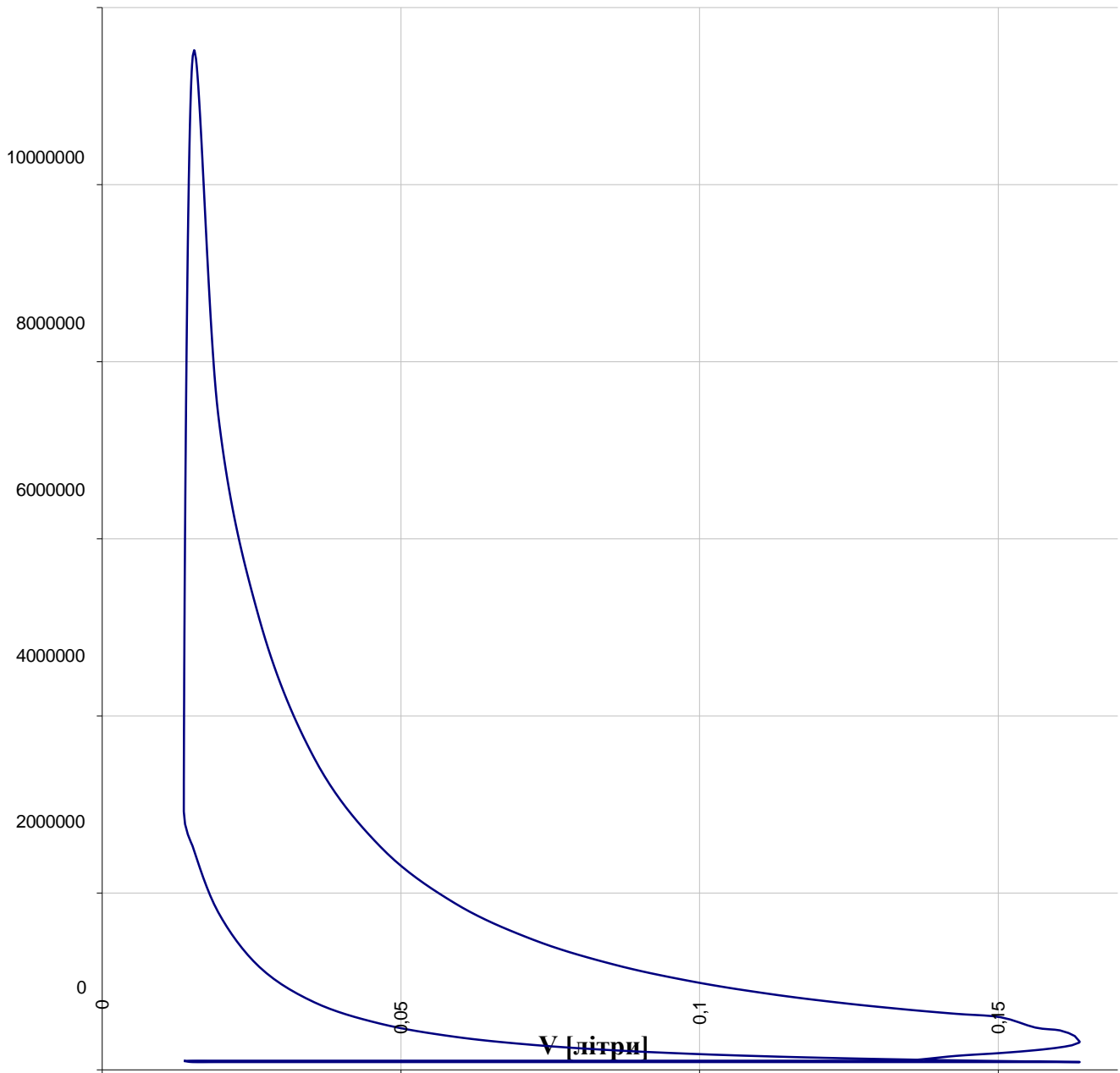


Рисунок 20 – Вказано Діаграма

### 3 ПАРАМЕТРИ ДВИГУНА. ОБЧИСЛЕННЯ КОМПОНЕНТІВ

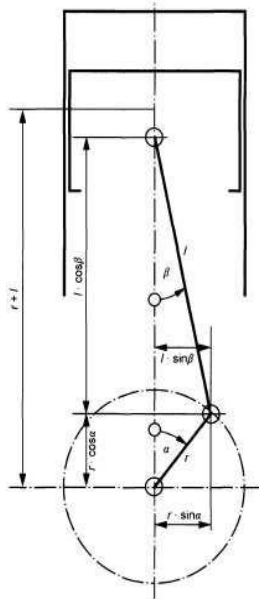
#### 3.1 Розрахунок кривошипно-шатунного механізму

Детальний аналіз кінематики кривошипно-шатунного механізму дуже складний, через змінну робочу систему. Тому ми визначили спрощені співвідношення, у разі постійної кутової швидкості колінчастого вала та в усталеному режимі, отримуючи достатню точність.

Постійна кутова швидкість колінчастого вала, кут повороту пропорційна часу  $i$ , отже, всі кінематичні величини можна виразити через кут повороту колінчастого вала.

Шатунно-шатунно-шатунний механізм може бути спрямованим, коли вісь колінчастого вала перетинає вісь циліндра, або незбалансованим, оскільки дві осі не перетинаються.

Він представить співвідношення розрахунку переміщення, швидкості та прискорення поршня. Вважається початковим положенням для вимірювання кута, коли поршень знаходиться на максимальній відстані від колінчастого вала.



$\alpha$  – The кут повороту кривошипа

$b$  – Кут осі стержня

$\omega$  – Кутова швидкість обертання колінчастого вала

$s$  – Хід поршня

$r$  – Стрижень радіус

$l$  – Стрижень довжина

$(l_b)$  фунт – співвідношення радіуса кривошипа  $i$

довжина шатуна

Рисунок 21 – Кривошипно-шатунний механізм

$$\omega = p \cdot \pi n / \gamma_0 = 1256,64 \quad [\text{рад/с}] \quad (3.1)$$

$$r = S/2 = 21,25 \quad [\text{мм}] \quad (3.2)$$

$$l_b = r/l = 0,27777 \quad \{1/3, 0..1/3, 8\} \quad (3.3)$$

$$b_{\max} = 15 \quad \{12..18\} \quad (3.4)$$

$$l = r/l_b = 90 \quad [\text{мм}] \quad (3.5)$$

$$A_p = p \cdot D_2/4 = 0,003467399 \quad [\text{м}^2] \quad (3.6)$$

#### 3.1.1 Рух поршня

Закон зміни руху поршня за кутом  $\alpha$  визначається аналітично. Диференціювання

рівняння (\*) за часом для отримання аналітичного виразу швидкості поршня:

$$S_x = R[(L - \cos a) + l/b(1 - \cos b)] \quad (*) \quad (3.7)$$

$$S_x = R[(L - \cos a) + l/b(1 - \cos 2 \cdot a)] \quad (3.8)$$

Об'єм циліндра за один раз

$$V_p = p \cdot D^2 \cdot S_x / 4 = 150 \quad [\text{см}^3] \quad (3.9)$$

Швидкість поршня

$$v_p = R \cdot \omega \cdot (\sin a + l/b \cdot \sin 2 \cdot a) = 16,478 \quad [\text{PC}] \quad (3.10)$$

Unghiul de viteza maxima

$$a_{\max} = \arccos\{\sqrt{((1/4)l/b)^2 + 1/2} - 1/4l/b\} = 92 \quad [\text{oRAC}] \quad (3.11)$$

Прискорення поршня

$$j = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos a + l/b \cos 2 \cdot a) \quad (3.12)$$

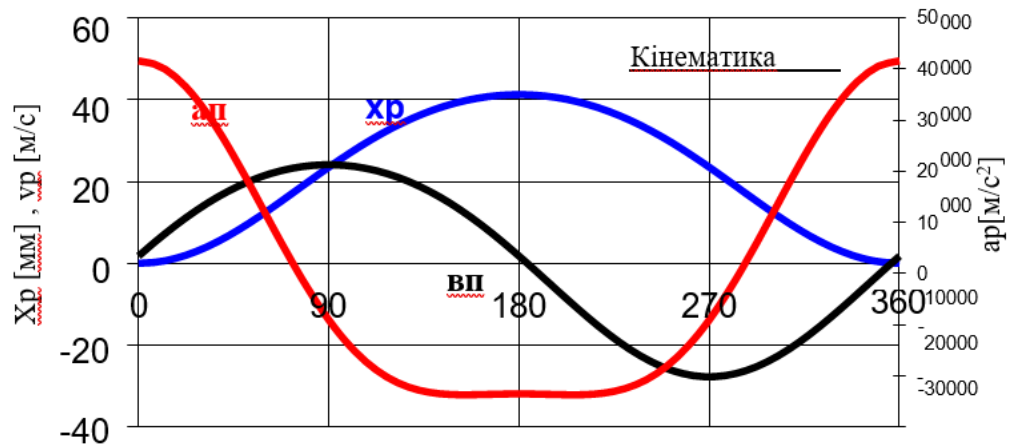
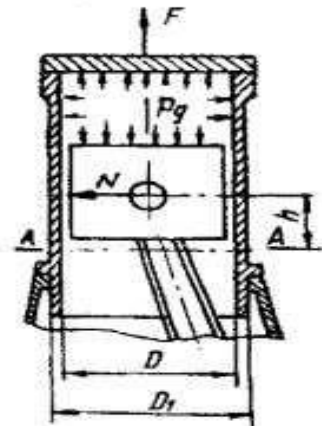


Рисунок 22 – Кінематика поршня

## 3.2 Розрахунок попереднього розміру двигуна [1]

### 3.2.1 Технічні умови на блок двигуна і головку блоку циліндрів

Вибух циліндра вимагає зусиль і сил інерції кривошипно-шатунного механізму. Обов'язкова умова, яку повинен мати блок - це забезпечення максимальної жорсткості.



## Рисунок 23 – Розподіл тиску всередині циліндра

### Головка блока циліндрів

Для конструкції головки блока циліндрів я прийняв:

- Моноблочна конструкція.
- Конструкція схожа на армований брус.
- Камера згоряння має форму даху.
- Використаний матеріал - алюміній.
- Головка блока циліндрів була модифікована для встановлення гідравлічної системи приводу клапанів.
- Ми взяли два клапани для впуску та два для випуску.
- Водяне охолодження.

### Блок двигуна

- Конструкція схожа на армований брус.
- Має відкриту верхню конструкцію
- Блок складається з двох частин, які зібрані в зоні колінчастого вала за допомогою болтів М8, також слугуючи точкою кріплення для корінних підшипників колінчастого вала.
- Товщина ребра 6 мм.
- Канали охолодження мають товщину 5 мм.
- Товщина стінки циліндра 7 мм.
- Стінка циліндра одночасно служить втулкою.
- Масляні канали мають діаметр 1,5 мм, а головна масляна рампа має діаметр 12 мм.
- Розміри болтів взяті з Honda CBR 600 Manual M8·20.

Блок циліндрів виготовлений методом лиття. Конструктивно його рекомендується виконувати у вигляді ґратчастого корпусу. Вони складатимуться з лиття ребер, а стінки будуть такими тонкими, як доступна технологія виробництва.

### 3.2.2 Розрахунок циліндра двигуна

Товщину циліндра визначають, розглядаючи його як тонкостінну посудину, що піддається внутрішньому тиску.

$$D = 67 \text{ (мм)}$$

$$S = 42,5 \text{ (мм)}$$

$$P_{\max} = 9,48 \text{ (Мпа)}$$

Матеріал (AL)

Допустимие значення:

$$\sigma = 57.4 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Товщина стінки:

$$\delta = 7 \text{ (мм)}$$

Зовнішній діаметр циліндра:

$$D_1 = 81 \text{ (мм)}$$

Напруга:

$$D_{\text{med}} = 76 \text{ (мм)}$$



Поперечний переріз:

$$\sigma_t = 32 \text{ (МПа)}$$

Розтягування напруги:

$$W = 27765.819 \text{ (мм)}$$

$$\sigma_i = 1.729 \text{ (МПа)}$$

$$\Sigma\sigma = 33.429 \text{ (МПа)}$$

Нормальна сила на стінку циліндра  $H_{\text{макс}}$  4751 [Нм]

Відстань від НМТ до осі затвора  $\text{ч}$  10.5 [мм]

Загальний натяг не повинен перевищувати 59 Мпа

### 3.2.3 Поршневе числення

Розрахунок опору поршня проводиться після встановлення його основних розмірів за даними існуючих двигунів, які добре зарекомендували себе в експлуатації.

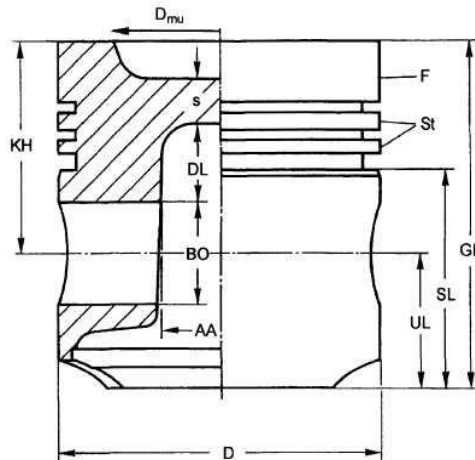


Рисунок 24 – Розміри поршня

Довжина поршня	GL	$1 \cdot D = 67$	[мм]	(3.19)
Довжина куртки	SL	$0,55 \cdot D = 37,85$	[мм]	(3.20)
Висота сегмента вогняного кільця	H	$0,075 \cdot D = 5,025$	[мм]	(3.21)
Відстань між босами	St	$0,39 \cdot D = 26,13$	[мм]	(3.22)
Товщина бока	f	$0,032 \cdot D = 2,144$	[мм]	(3.23)
Товщина головки	c	$0,11 \cdot D = 7,37$	[мм]	(3.24)
Висота стиснення	KH	$0,53 \cdot D = 35,51$	[мм]	(3.25)
Внутрішній діаметр	D <sub>му</sub>	$0,95 \cdot D = 63,65$	[мм]	(3.26)

Перевірка стінки поршня

Перевірте головку поршня на опір, оскільки кругла пластина має нерухомі краї та навантажена рівномірно розподіленим навантаженням. Навантаження на головку поршня визначається як.

$$\sigma_{\phi} := d_i^2 \cdot 0,1875 \cdot (\pi \mu \alpha \xi - 1) \cdot (\delta) = 153,835 \text{ [МПа]} \{90 \dots 200\} \quad (3.27)$$

Внутрішній діаметр головки поршня  $d_i$  [м]

Одиничний стрес	$\sigma \lambda$	[Н/м <sup>2</sup> ]	{ $\beta 00 \dots \gamma 00 \cdot 105$ }
Максимальний тиск газу в циліндрі двигуна	$\sigma_{ор_{gmax}}$	[Н/м <sup>2</sup> ]	

Перевірка слабкої ділянки

Ділянка контролю компресії поршня хх як конструктивна форма, з отворами в правому сегменті мастила, призводить до ослаблення цієї секції.

Діаметр поршня в сегменті мастила	$D_c$	=66,95	[мм]	
$A_c := \frac{\pi \cdot D_c^2}{4}$		=3520,392	[мм <sup>2</sup> ]	(3.28)

$\sigma_c := p_{max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot A_c}$		=12,018	[МПа]	(3.29)
---	--	---------	-------	--------

Допустима загальна напруга стиснення	$\sigma_{ac}$	=60-90	[МПа]	Перевірка
--------------------------------------	---------------	--------	-------	-----------

кортки. Перевірка зносу поршня поверхневого тертя (направляючого).

$p := \frac{N_{max}}{D \cdot L}$	$N_{max}$	=4571	[Н]	
		=1,851	[Н/мм <sup>2</sup> ]	(3.30)

Допустима загальна напруга стиснення =4-7[МПа]Визначення діаметра поршневого вузла

Діаметр поршня для складання визначається таким чином, щоб забезпечити люфт, необхідний для роботи в нормальних умовах. Для алюмінієвих сплавів.

$\alpha_p := 17.5 \cdot 10^{-6}$	$\alpha_p$	=10,7*10 <sup>-6</sup>	[Н/мм <sup>2</sup> ]	(3,30)
Температура циліндра	$T_c$	=373	[K]	

Температура поршня	$T_p$	=200	[K]	
Середня температура	$T_0$	=288	[K]	
Люфт поршня в нижній частині	$\Delta_s$	=0,184	[мм]	
Люфт поршня у верхній частині	$\Delta_i$	=0,125	[мм]	
$D_p = \frac{D \cdot [1 + \alpha_c \cdot (T_c - T_0)] + \Delta_c}{1 + \alpha_p \cdot (T_p - T_0)}$		=66,98	[мм]	(3,31)

$D_i := \frac{D \cdot [1 + \alpha_c \cdot (T_c - T_0)] - \Delta_i}{1 + \alpha_p \cdot (T_p - T_0)}$		=67.039	[mm]	(3.32)
---	--	---------	------	--------

Calculus of the piston port-area

$$\text{Bending} \quad \sigma_i := 2.88 \cdot p_{\max} \cdot \left( \frac{\left( \frac{D_p}{2} - \frac{d}{2} \right)^2}{hc} \right) = 7.518 \quad [\text{MPa}] \quad (3.33)$$

$$\text{Shear} \quad \tau_f := \frac{0.76 \cdot p_{\max} \cdot \pi \cdot \left[ \left( \frac{D_p}{2} \right)^2 - \left( \frac{d}{2} \right)^2 \right]}{\pi \cdot \left[ \left( \frac{D_p}{2} \right)^2 - \left( \frac{d}{2} \right)^2 \right]} = 9.12 \quad [\text{MPa}] \quad (3.34)$$

$$\text{Compression} \quad \sigma_{\text{ech}} := \sqrt{\sigma_i^2 + 4 \cdot \tau_f^2} = 19.729 \quad [\text{MPa}] \quad (3.35)$$

$$p_{\text{me}} \quad \text{mean effective pressure} = 0.601 \quad [\text{N/mm}^2]$$

#### Calculus of the piston jacket

$$\text{The specific pressure on the piston jacket} \quad p_{\text{sm}} \quad \{4,0 \dots 7,0 \cdot 10^5\} \quad [\text{N/m}^2] \\ A_{\text{ev}} := 2 \cdot \pi \cdot \frac{D_p}{2} \cdot L = 7754.13 \quad [\text{mm}^2] \quad (3.36)$$

$$\text{Normal force acting in a plane} \quad N_{\text{max}} = 4571 \quad [\text{N}] \\ \text{perpendicular to the axis bolt} \\ p_{\text{sm}} := \left| \frac{N_{\text{max}}}{D_p \cdot L - A_{\text{ev}}} \right| = 0.865 \quad [\text{N/mm}^2] \quad (3.37)$$

$$\text{Jacket length} \quad L_N \quad [\text{m}] \\ \text{The surface area flared projected on a} \quad A_{\text{ev}} \quad [\text{m}^2] \\ \text{plane normal to the bolt axis}$$

The wall thickness of the shell, respectiv bores is determined by the following relationship

Bolt axis plane,  $l_1=25$  [mm]

$$d_3 := \sqrt{d^2 - \left( 0.02135 \cdot \frac{D_p^2}{l_1} \cdot p_{\text{me}} \right)} = 64,962 \quad [\text{MM}] \quad (3.38)$$

l1 - відстань від дна поршня до площини, в якій розраховується товщина оболонки [мм].

Перевірка слабкої ділянки

Секція перевірки компресії поршня хх як конструктивна форма, з отворами в правому сегменті мастила, призводить до ослаблення цієї секції

$$\sigma_{\chi} := p_{\max} \frac{\pi \cdot \Delta^2}{4 \cdot S_{\diamond}} \quad \begin{array}{l} Aa = 2818 \quad [\text{мм}^2] \\ = 15,013 \quad [\text{МПа}] \end{array} \quad (3.39)$$

Допустима загальна напруга стиснення  $\begin{array}{l} \text{Бас} \\ = 64,973 \end{array} \quad \begin{array}{l} \{20-40\} \\ [\text{мм}] \end{array} \quad [\text{МПа}] \quad (3.40)$

$$d_4 := \sqrt{d^2 - \left[ 0,00772 \cdot D_p^2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot \varepsilon \right]}$$

Розрахунок люфта поршневих кілець в каналі.

$$\begin{array}{l} \text{Осьова} \\ \text{товщина} \\ b \end{array} \quad \begin{array}{l} D_p \\ \frac{D_p}{2} \end{array} \quad \begin{array}{l} p_{\max} \\ \sqrt{\frac{K \cdot p_{\max}}{100}} \end{array} \quad \begin{array}{l} = 3 \\ \sqrt{\frac{1}{\sigma}} \end{array} \quad \begin{array}{l} [\text{мм}] \\ \end{array} \quad (3.41)$$

Максимально допустиме напруження  $\begin{array}{l} \text{Ба} \\ = 3,5 \end{array} \quad \begin{array}{l} \{60 \dots 65\} \\ [\text{Н/мм}^2] \end{array}$

Відстань між буртиком і поршневим кільцем

Для вогняного кільця	f.1	=0,075	
Для компресійного кільця	f.2	=0,028	
Для мастильного кільця	f.3	=0,046	
Радіальна товщина кільця	t1	=0,2	[мм]
Радіальна товщина кільця	t2	=2,5	[мм]
Радіальна товщина кільця	t3	=4	[мм]

### 3.2.4 Розрахунок болтів

Конструкція болта повинна відповідати вимогам для отримання зменшеної маси і жорсткості, достатньої для роботи моторного механізму.

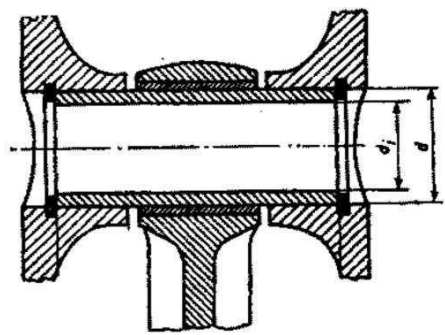


Рисунок 25 Розміри болтів

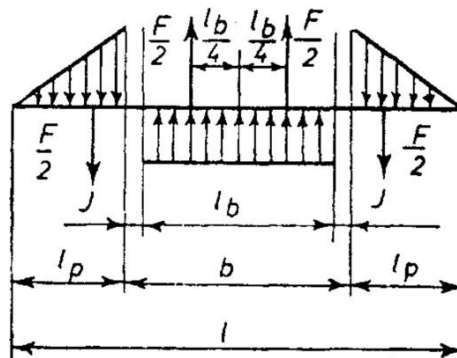


Рисунок 26 Схеми розрахунку болтів

Перевірка зносу				
Діаметр болта	$d_b \approx 0,26 \cdot D$	$=17,42$	[мм]	(3.45)
Внутрішній діаметр	$d_{bi} \approx 0,65 \cdot d_b$	$=11,323$	[мм]	(3.46)
Довжина	$l \approx 0,8 \cdot D$	$=53,6$	[мм]	(3.47)
Контакт із шатуном	$\text{фунт} \approx 0,30 \cdot D$	$=20,1$	[мм]	(3.48)
Довжина контакту з поршнем	$l_p = \frac{(l - \text{фунт})}{2}$	$=15,65$	[мм]	(3.49)
Посилена ділянка	$b = l - 2 \cdot l_p$	$=22,3$	[мм]	(3.50)
Тиск на поверхню стрижня стопи	$F_{\text{макс}}$	$=18611$	[N]	
	$F_{\text{мін}}$	$=51$	[N]	
Тиск на область плеча поршня	$p_b = \frac{F_{\text{макс}}}{d_b \cdot l}$	$=34,133$	[МПа]	(3.51)

Перевірка напруги при вигині

Максимально допустима напруга при вигині

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max} \cdot (1 - 0,5 \cdot l_b \cdot 4 \cdot j)}{0,1 \cdot 1,2 \cdot \delta \beta z \cdot \left[ 1 - \frac{(dbi)^4}{(db)^4} \right]} = 24,303 \text{ [МПа]} \quad (3.52)$$

$$\sigma_{\min} := \frac{F_{\min} \cdot (1 - 0,5 \cdot l_b \cdot 4 \cdot j)}{1,2 \cdot \delta \beta \cdot \left[ 1 - \frac{(dbi)^4}{(db)^4} \right]} = 0,666 \text{ [МПа]} \quad (3.53)$$

Середнє одиничне зусилля і величина напружень

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 11,819 \text{ [МПа]} \quad (3.54)$$

$$\sigma_m := \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 12,485 \text{ [МПа]} \quad (3.55)$$

Загальна напруга зсуву  $\text{Adm} \{150 \dots \beta \beta 0\}$  МПа для сталевий сплав

$$\tau := \frac{0,85 \cdot \Phi \mu \alpha \xi \cdot \left[ 1 + \frac{dbi}{db} + \frac{(dbi)^2}{(db)^2} \right]}{db^2 \cdot \left[ 1 - \frac{(dbi)^4}{(db)^4} \right]} = 131,517 \text{ [МПа]} \quad (3.56)$$

Обчислення овалізації:

Що стосується розвалу, розрахунок базується на припущенні, що цапфа навантажена розподіленим синусоїдальним навантаженням. Для виправлення неточностей гіпотези результати збільшують на коефіцієнт  $k$ . Пікові навантаження виникають у внутрішньому діаметрі болта. Значення цих зусиль розраховується наступним чином:

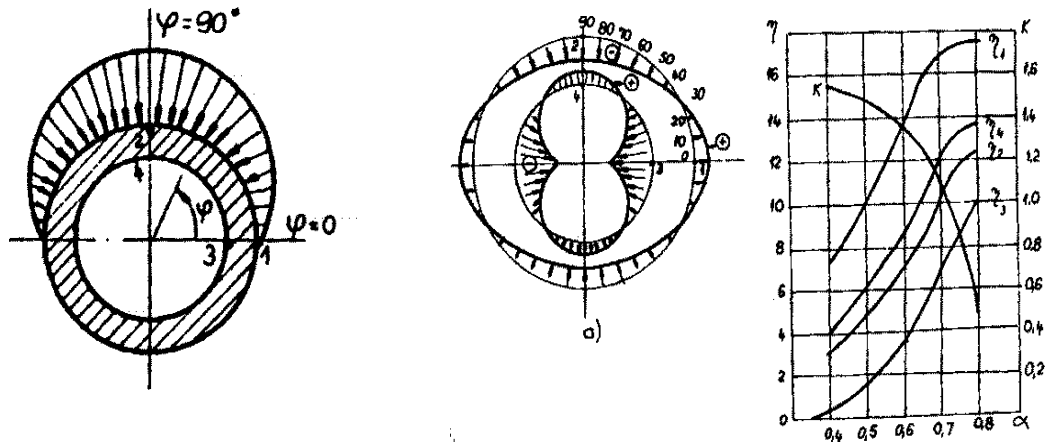


Рисунок 27 – Калькуляція овалізації

### 3.2.5 Розрахунок поршневих кілець

В цілому кільця виготовлені на основі ефекту лабіринтового ущільнення, тобто проміжки між кільцями дозволяють поступово розширювати газ і продовжувати шлях від них. тому в останньому сегменті швидкість потоку і зменшується кількість газу до майже незначних значень

Ефективність вважається нормальною, якщо тиск газу після останнього сегмента становить 3-4% тиску в балоні, а об'єм витoku газу становить 0,2-1% від свіжого навантаження, що надходить у циліндри. Ці величини визначаються дослідним шляхом

Розрахунок слідує за сегментом, встановлюючи наступні цілі: визначити пружний тиск середовища для визначення форми та змонтованого сегмента у вільному стані: два основних розміри, що визначають сегмент: перевірка напружень, що виникають у отворі сегмента, щоб збірка не перевищувала допустимі: визначення холодні та гарячі ігри та перевірка гарячих з'єднань, щоб запобігти зіткненню між головками під час роботи.

Досягнення певного розподілу тиску на сегмент дзеркального циліндра вимагає змінної кривизни середнього сегмента волокна у вільному стані. Витягування середнього сегмента волокна у вільному стані може здійснюватися з урахуванням відносних радіальних і кутових зміщень.

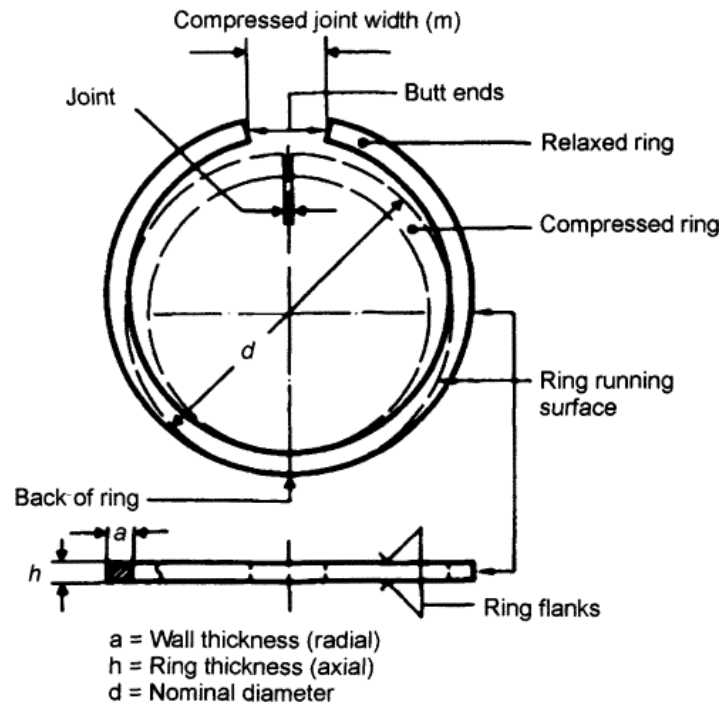


Рисунок 29 – Схема розрахунку поршневих кілець

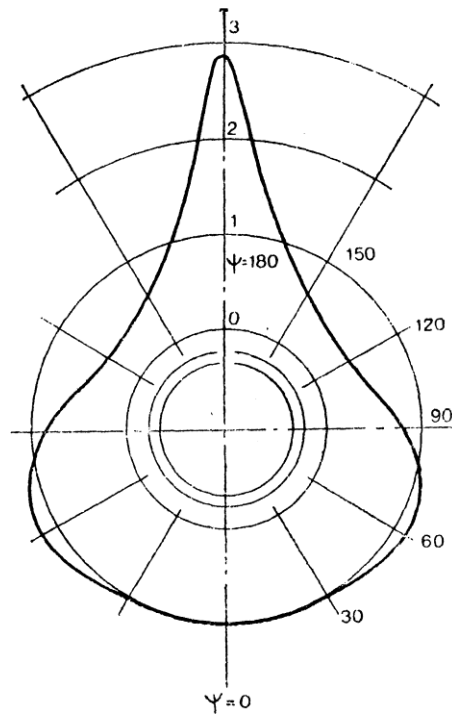


Рисунок 30 – Крива розподілу тиску на дзеркальному кільці



### 3.2.6 Розрахунок шатунів

Під час роботи штока необхідні сили тиску газу та сили інерції різної величини та призначення. Завдяки цим показникам міцності шатун перебуває в поперечному перерізі на стиск, розтяг і вигин.

#### Розрахунок стопи штанги

Основні розміри опори направляючої штока за даними, взятими з літератури Вушко штока необхідно для розтягування сили інерції поршневого вузла, сили стиснення тиску газу. Для виконання розрахунків опір опори тяги розглядають як область, закладену в корпус шатуна кривої стержня СС. Сила інерції розглядається як діє рівномірний розподіл стійки на верхню половину стопи стрижня СС небезпечного перерізу з'являється згинальний момент.

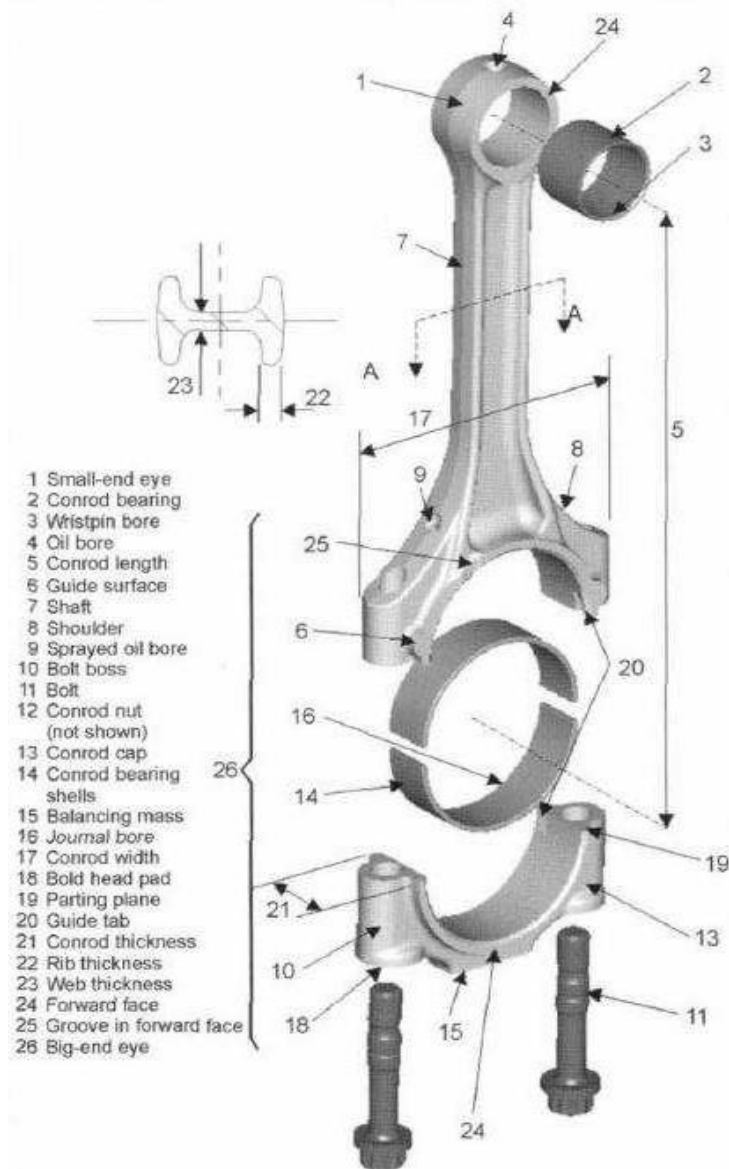


Рисунок 31 – Шатун

зовнішній діаметр ніжки  
 $d_e := 1.73 \cdot d_b = 30,137$  [ММ] (3.61)

Радіальна товщина стопи  
 $h_p := 0.35 \cdot d_b = 6,097$  [ММ] (3.61b)

Радіальна товщина втулки  
 $h_b := 0.11 \cdot d_b = 1,916$  [ММ] (3.61c)

Маса поршня	$m_p$	=0,2	[кг]
Маса штока	$m_b$	=0,3	[кг]
Маса стопи стрижня	$m_{1b}$	=0,075	[кг]
Маса голови стрижня	$m_{2b}$	=0,225	[кг]
Маса голови стрижня	$m_{cp}$	=0,068	[кг]

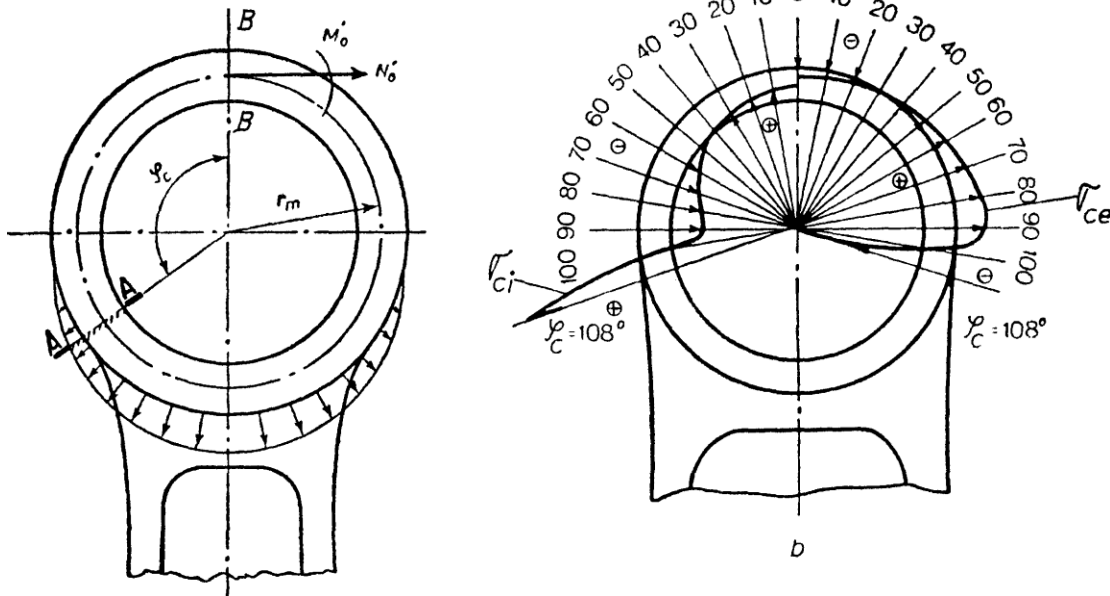


Рисунок 33 Напряга стиснення стрижня

Якщо припустити, що воно розподілено за законом синусоїдальної нижньої половини стопи стрижня, зусилля отримають деякий вузол стиснення волокна всередині та зовні із заданою тягою.

У розділі СС з'явиться вкладення згинального моменту з цими зв'язками підзвітного М'с.

Розрахунок корпусу стійки проводиться як мінімум у двох ділянках: у середній секції II, а при яскраво вираженому перетині змінюється вздовж тіла стрижня і розрахунок проводиться для секції II-II

Блок розтягування, що вимагається силою розтягування стійки натягу та вигину, розраховується наступним чином.

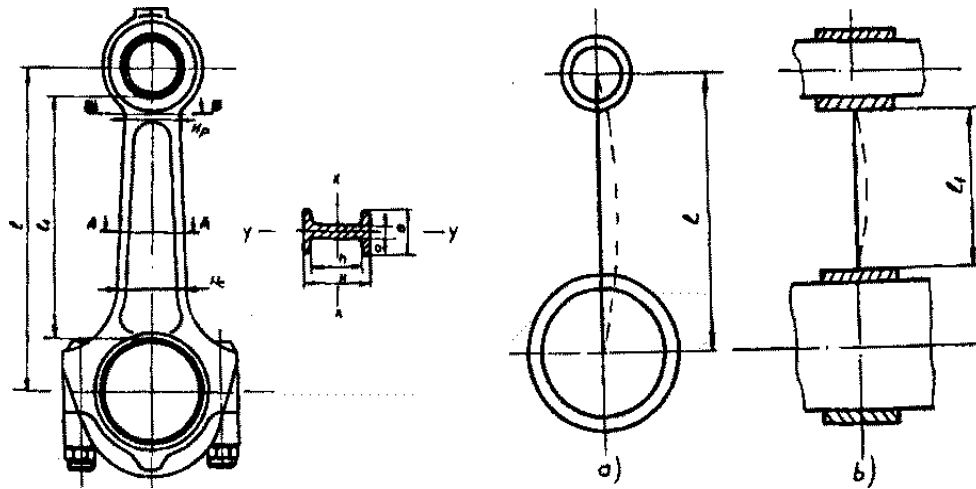


Рисунок 34 Схема розрахунку тіла шатуна

У розділі II сила  $F_c$  може викликати вигин стержня. Зусилля прогину в двох площинах розмірів приблизно рівних перетинів розумно вибрано; враховуючи тягу шарнірних кінців тяги зусилля прогинання

Обчислення головки стрижня

Перевірка стійки натягу головки під дією сили інерції. Припущення для розрахунку такі: багато співробітників розподіляються, збиває кришку за синусоїдальним законом. - секція небезпечна в гвинтах правого стрижня - стержень головної стійки є безперервною кривою, кришка оснащена затягуванням. - підшипник деформується разом із кришкою стрижня через частину зусилля, пропорційного поперечному перерізу моменту інерції. У цій ситуації стрес внутрішнього розтягування інфібра.

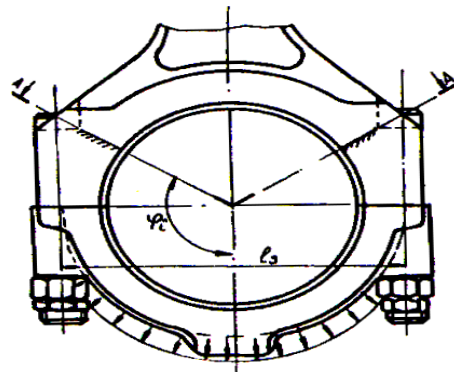


Рисунок 35 – Розрахунок головки стрижня

$$F_{jc} = \left( \frac{\pi \cdot v^2}{30} \right) \cdot [(\mu\pi + \mu1\beta) \cdot (1+\lambda) \cdot (m2b \cdot mcp)] = -7087 \quad [N] \quad (3,82)$$

Момент інерції ковпачка	$I_{cp}$	=5720	[кг/мм <sup>3</sup> ]
Момент інерції підшипника	$I_c$	=30	[кг/мм <sup>3</sup> ]
Площа покриття-розрізу	$A_{kp}$	=350	[мм <sup>2</sup> ]
Площа несучого перетину	$A_c$	=62,5	[мм <sup>2</sup> ]
При опорі кап	$W_{cp}$	=500	[МПа]
Відстань між осями шатунних болтів	$I_p$	=60	[мм]

Шатунні болти створюють необхідне початкове зусилля натягу та силу інерції ФСП мас, що рухаються в поступальному та обертальному русі мас, які знаходяться над площиною роз'єднання корпусу та кришки.

Для забезпечення необхідного затягування підшипників початкова сила затиску гвинтів повинна бути вище сили інерції, яка повертає гвинт.

Враховуючи зусилля, які вимагають шатунних болтів, вони підбираються відповідно до перевірки на розтягування та втоми

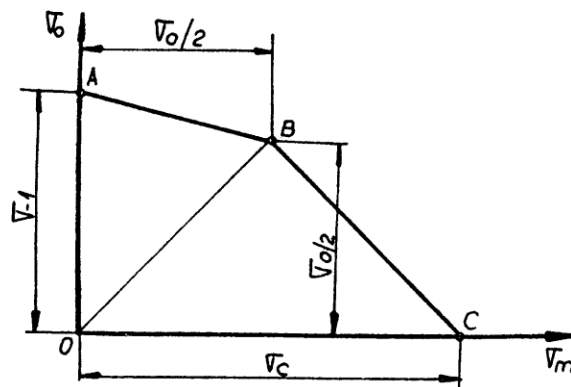


Рисунок 36 – Визначення запасу міцності шатунних болтів

### 3.2.7 Розрахунок колінчастого вала

Враховуючи умови експлуатації, розрахунковим шляхом перевіряють питомі тиск і нагрів колінчастого вала, втомну і крутильну вібрацію. Розрахунковий колінчастий вал має перевірочний характер, його розмір приймається шляхом статистичної обробки наявних розмірів колінчастого вала.

Перевірка натискних шпинделів і їх нагрівання Для апревені виштовхування мастильної плівки шийок і втулок необхідно зменшити тиск на шпинделі. Максимальний питомий тиск на звичайних шпинделях і підшипниках шатунів розраховується наступним чином.

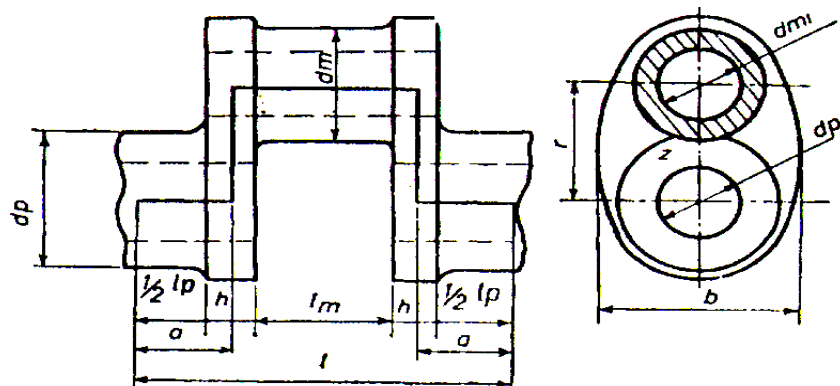


Рисунок 37 Розміри колінчастого вала

Діаметр шатунної шийки	$dm = 0.61 \cdot D$	=40,87	[ММ]	(3,95)
Діаметр корінного підшипника	$dp := 0.71 \cdot D$	=47,57	[ММ]	(3,96)
Довжина шатунної шийки	$lm := 0.58 \cdot dm$	=23,7	[ММ]	(3,97)
Довжина корінного підшипника	$lp := 0.4 \cdot dp$	=19	[ММ]	(3,98)
Довжина руки	$b := 1.5 \cdot dm$	=61,3	[ММ]	(3,99)
Товщина руки	$h := 0.24 \cdot dm$	=9,8	[ММ]	(4.1)

Час навантаження максимальною силою, що шатун	$R_{mmax}$	= 20258	[N]	
Максимальна тимчасова міцність навантаження	$R_{pmax}$	=25704	[N]	
$p_{mmax} := \frac{R_{mmax}}{dm \cdot lm}$		=20,911	[МПа]	(4.2)

$$p_{rmax} := \frac{R_{pmax}}{dp \cdot lp} = 18,932 \quad [МПа] \quad (4,3)$$

Середні арифметичні значень сил що навантажують підшипники та шпинделі	$R_{mm}$	=6449	[N]	
	обертів на хвилину	=10408	[N]	

$$P_m := \frac{R_{mm}}{dm \cdot lm} = 6,657 \quad [МПа] \quad (4,4)$$

$$p_{pm} := \frac{R_{pm}}{dp \cdot lp} = 34,113 \quad [МПа] \quad (4,5)$$

Перевірка нагрівальної оправки виконується спочатку за спрощеним циклом	$\xi$	=1,06		
		=3693913		(4,6)

$$K_m := \sqrt{p_m \cdot \left( \xi \cdot \frac{\pi \cdot dm \cdot n}{60} \right)^3} = 4977672 \quad (4,7)$$

$$K_p := \sqrt{p_p \cdot \left( \xi \cdot \frac{\pi \cdot dp \cdot n}{60} \right)^3}$$

Перевірка цим методом не враховує факторів, характерних для гідродинамічного режиму змащення. Перевірка втоми. Розрахунок колінчастого вала як статичної невизначеної балки пов'язаний з труднощами. Тому розрахунок вимагає прийняти спрощену схему нарахування та врахувати деформацію колінчастого вала, оскільки розривна балка складається з числа часток, що дорівнює числу вигинів. Розрахунок виконується для кожного коліна частково на таких спрощених припущеннях: а) кожна сторона є простою балкою, що спирається на дві опори. б) опори є жорсткі та співвісні. в) згинальними моментами в опорах нехтують. г) ліктьові максимальні амплітуди, що діють на згинальні та крутильні моменти та сили як знакові змінні. д) У лівому лікті діє опорний момент, що дорівнює сумі моментів, що передують ліктьовому згину.

Розрахунок втоми підшипників шпинделя.

Час, необхідний для посадки на кручення та вигин після циклера. Оскільки довжина оправки зменшується, згинальний момент є низьким, у цих умовах відмовляються від перевірки згину. Рівні шпинделів від передньої частини колінчастого вала повинні обертатися нижче, ніж ті, що діють у цапфах від задньої частини валу шпинделя, і особливо в кінці, оскільки це підсумовує середній час виробництва для кожного циліндра. Розрахунок повинен бути розроблений для кожного окремого циліндра, який передбачає додавання крутих моментів з урахуванням порядку запалювання.

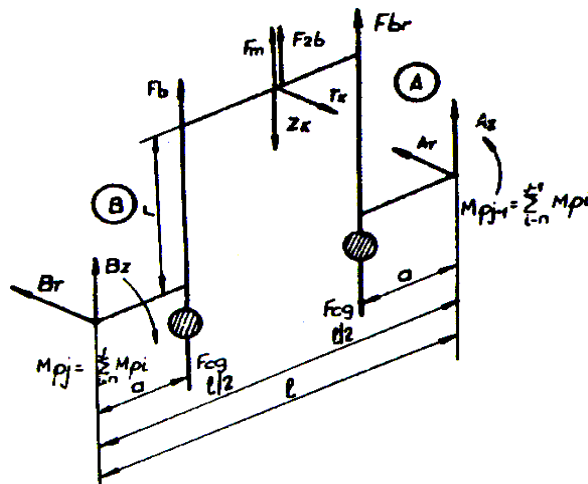


Рисунок 38 Розрахунок втоми підшипника шпинделя

Розрахунок втоми шатунної цапфи

Час, необхідний для згинання та кручення шатунної цапфи. Розрахунок проводиться для ліктя, що спирається на дві опори і навантажується зосередженими силами. Оскільки ця ділянка пікових моментів вимоги не збігається в часі, коефіцієнт міцності визначається окремо для вигину та кручення, а потім визначається загальний коефіцієнт міцності за реакціями опор, передбачених для балансування сил і моментів. Зручно, щоб сили, що діють на шпиндель, розподілялися в двох напрямках: один в іншій площині тангенціального коліна до шатуна.

Розрахунок торсіонної шийки шатунної пальці базується на наступних співвідношеннях

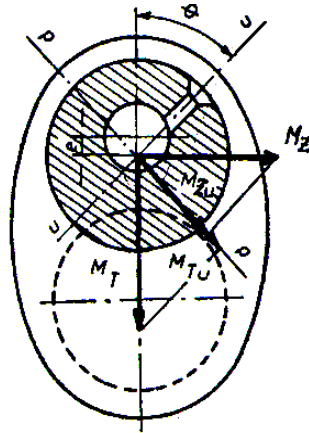


Рисунок 39 Розрахункова цапфа згинання шатуна

$M_{pmin} = -454,68$  [Нм]  
 $M_{pmax} = 631,69$  [Нм]

$$W_p = \frac{\pi \cdot \delta \cdot \pi^3}{32} = 10568,159 \quad (4,8)$$

$$\sigma_{\mu \min} := \frac{M_p}{W_p} = -43,24 \text{ [МПа]} \quad (4,9)$$

$$\sigma_{\mu \max} := \frac{M_{pmax}}{W_p} = 59,773 \text{ [МПа]} \quad (4,10)$$

$$\psi_p := \frac{2 \cdot \tau_1}{\tau_0} = 20 \quad (4,11)$$

$\tau_1 = 180$   
 $\gamma = 0,8$   
 $x = 2,5$   
 $\tau_0 = 260$

Коефіцієнт безпеки розраховується за допомогою рівняння

$$C_p = \frac{\tau_1}{\sigma_{ра} \cdot \psi_p} = 1,114 \quad (4,12)$$

$\sigma_{свечора}$   
 $\gamma$

Розрахунок втоми шатунної цапфи

$M_{tmax} = 1724$  [Нм]  
 $M_{tmin} = 327$  [Нм]

$$W_{pm} = \frac{\pi \cdot T_M^3}{16} = 13404,29 \quad [\text{мм}^3] \quad (4.13)$$

$$\tau(\phi) := \frac{M_{tma}}{W_{pm}} = 0,129 \quad (4.14)$$

$$\tau_{J^{\circledast}} := \frac{M_{tmi}}{W_{pm}} = 0,024 \quad (4.15)$$

$$\tau_{\alpha} := \frac{W_{pm}}{\tau_{\text{Мак}} \cdot c} = \frac{W_{pm}}{\tau_{XB} \cdot 2} \quad (4.16)$$

$$\tau_{\mu} := \frac{\tau_{\text{Мак}} + \tau_{J^{\circledast}}}{c} \quad (4.17)$$

$$\begin{aligned} \beta\tau &= 1,9 \\ \psi r &= 0,09 \\ \gamma t &= 0,7 \\ \tau l &= 160 \end{aligned}$$

Коефіцієнт міцності на крутильний  
запит задається  
формулою

$$C_{\tau} := \frac{\tau_{\text{Мак}} \cdot \tau_{\text{Мак}} + \psi r}{\beta\tau \cdot \tau_{XB} \cdot \tau_{XB}} = 765,75 \quad (4.18)$$

Розрахунок вигину шатунної цапфи

$$W_m = \frac{\pi \cdot T_M^3}{16} = 13404,29 \quad [\text{мм}^3] \quad (4.19)$$

$$\sigma(\phi) := \frac{M_{\text{Макс}}}{W_m} = 0,172 \quad [\text{МПа}] \quad (4.20)$$

$$\sigma_{\text{Міні}} := \frac{W_m}{M_{\text{Міні}}} = 0,064 \quad [\text{МПа}] \quad (4.21)$$



Коефіцієнт міцності на вигин

$$C_{\sigma} := \frac{\left( \frac{\sigma_{-1}}{\beta \sigma} \right) \cdot \sigma_a}{\left( \frac{\gamma \sigma \cdot \varepsilon \Gamma}{\sigma_M} \right)} = 4,5 \quad (4,22)$$

Глобальний коефіцієнт безпеки

$$C_M = \frac{C_{\sigma} \cdot X_{\tau}}{\sqrt{C_{\sigma}^2 + X_{\tau}^2}} = 3,2 \quad (4,23)$$

### Розрахунок плеча колінчастого вала

Колінчастий вал плеча вимагається при змінному навантаженні, розтягуванні, стисненні, вигині та безпечному крутному моменті. Коефіцієнти для цих запитів визначаються в середній точці дотичної до шпинделя підшипника великого перерізу, де найбільші зусилля виявляються рівномірними.

Літак зробив запит, виникає згинання ліктя.  
Загальна напруга розраховується наступним чином.

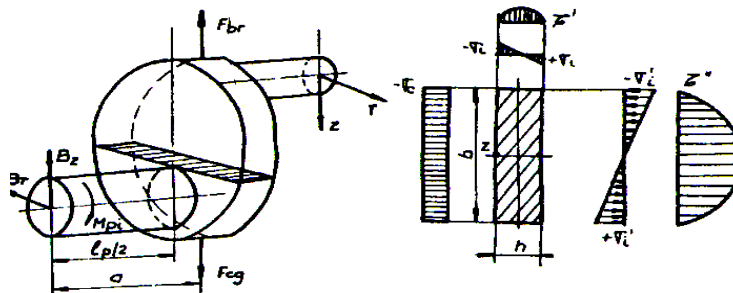


Рисунок 40 Розрахунок плеча колінчастого вала

$$B_{zmax} = 74433$$

$$B_{zmin} = 62324$$

$$\sigma(\phi) := \frac{B_{zmax} \cdot (6 \cdot \alpha + 1)}{\left( \frac{b \cdot h^2}{12} \right)} = 2501,2 \quad [\text{МПа}] \quad (4,24)$$

$$\sigma_{\mu v} := \frac{B_{zmin} \cdot (6 \cdot \alpha + 1)}{\left( \frac{b \cdot h^2}{12} \right)} = 2094,35 \quad [\text{МПа}] \quad (4,25)$$

$$\sigma_{\mu} := \frac{\sigma(\phi) + \sigma(\geq)}{2} = 2297,81 \quad [\text{МПа}] \quad (4,26)$$

$$\sigma_{\alpha} := \frac{\sigma_{\text{макс.}} \cdot \sigma_{\text{XB}}}{2} = 204,12 \quad [\text{МПа}] \quad (4,27)$$

$$\begin{aligned} \gamma_b &= 1,15 \\ \psi_b &= 0,1 \\ x &= 1,5 \\ b_1 &= 480 \quad [\text{МПа}] \end{aligned}$$

Коефіцієнт міцності на вигин

$$C_{\sigma} := \frac{\sigma_1}{\gamma_{\sigma} \cdot \sigma_a \cdot \psi_{\sigma} \cdot \sigma_M} = 2,5 \quad (4,28)$$

$$\begin{aligned} K &= 0,27 \\ T_{\text{max}} &= 10294,59 \quad [\text{N}] \\ T_{\text{min}} &= 4569,67 \quad [\text{N}] \end{aligned}$$

$$\tau(\sigma) := 0,5 \cdot \alpha \cdot T_{\text{min}} \alpha \xi = 101,489 \quad [\text{МПа}] \quad (4,29)$$

$$\tau(\sigma) := \frac{K \cdot b \cdot h^2}{0,5 \cdot \alpha \cdot T_{\text{min}}} = 45,05 \quad [\text{МПа}] \quad (4,30)$$

Безпека  $K \cdot b \cdot h^2$

$$\begin{aligned} x &= 2 \\ \psi_t &= 0,1 \\ \gamma_t &= 1,1 \\ &= 2,729 \end{aligned}$$

коефіцієнт крутильного запиту

$$C_t := \frac{\tau_1}{\tau_a + \psi_t \cdot \tau_M} = 2,729 \quad (4,31)$$

Глобальний коефіцієнт безпеки

$$C_{br} := \frac{C_{\sigma} \cdot X_{\tau}}{\sqrt{C_{\sigma}^2 + X_{\tau}^2}} = 1,843 \quad (4,32)$$

## 4 Аналіз процесу газообміну за допомогою програми моделювання AVL BOOST

### 4.1 Опис програми [15]

AVL BOOST – це розширений і повністю інтегрований «Віртуальний інструмент моделювання двигуна» з розширеними моделями для точного прогнозування продуктивності двигуна, акустики та ефективності пристроїв обробки вихлопних газів. Він підтримує розробку двигуна, наприклад, для певної концепції автомобіля; необхідний крутний момент і потужність можна забезпечити в поєднанні з оптимізованими викидами, споживанням палива та комфортом пасажирів (акустика та перехідні процеси).

Програма має зручний інтерфейс із символічними та простими у використанні командами. Побудова моделей є логічною, а елементи керування та процедури моделювання прості у виконанні навіть для нових користувачів.

### 4.2 Імітаційна модель

Щоб створити імітаційну модель, мені спочатку довелося вивчити та виміряти схожий функціонуючий реальний двигун, щоб переконатися, що всі вставлені дані точні, і симуляції можна довіряти як кінцевому результату.

Обраним двигуном був двигун CBR 600 RR 2004 року випуску, який має подібні характеристики до розробленого двигуна.

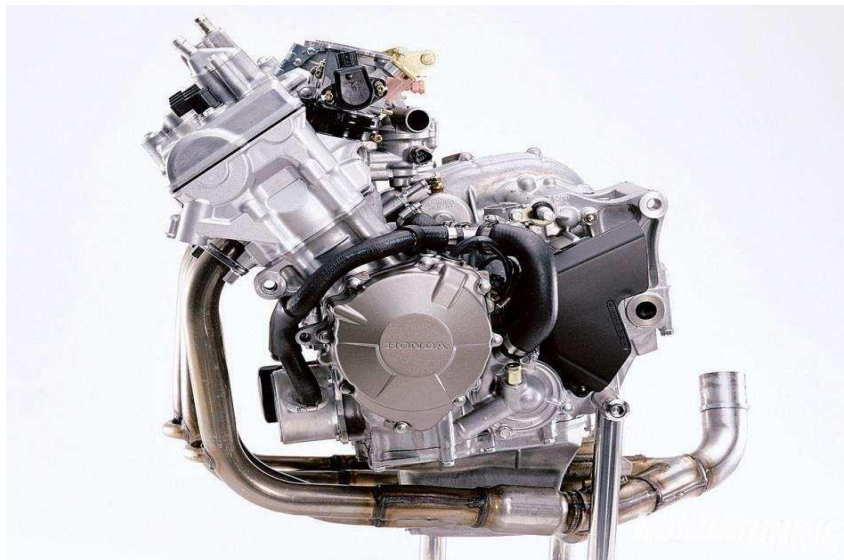


Рисунок 41 Двигун Honda CBR 600 RR

Наступним кроком проектування є створення віртуальної моделі двигуна з необхідними специфікаціями для отримання максимально точного результату.

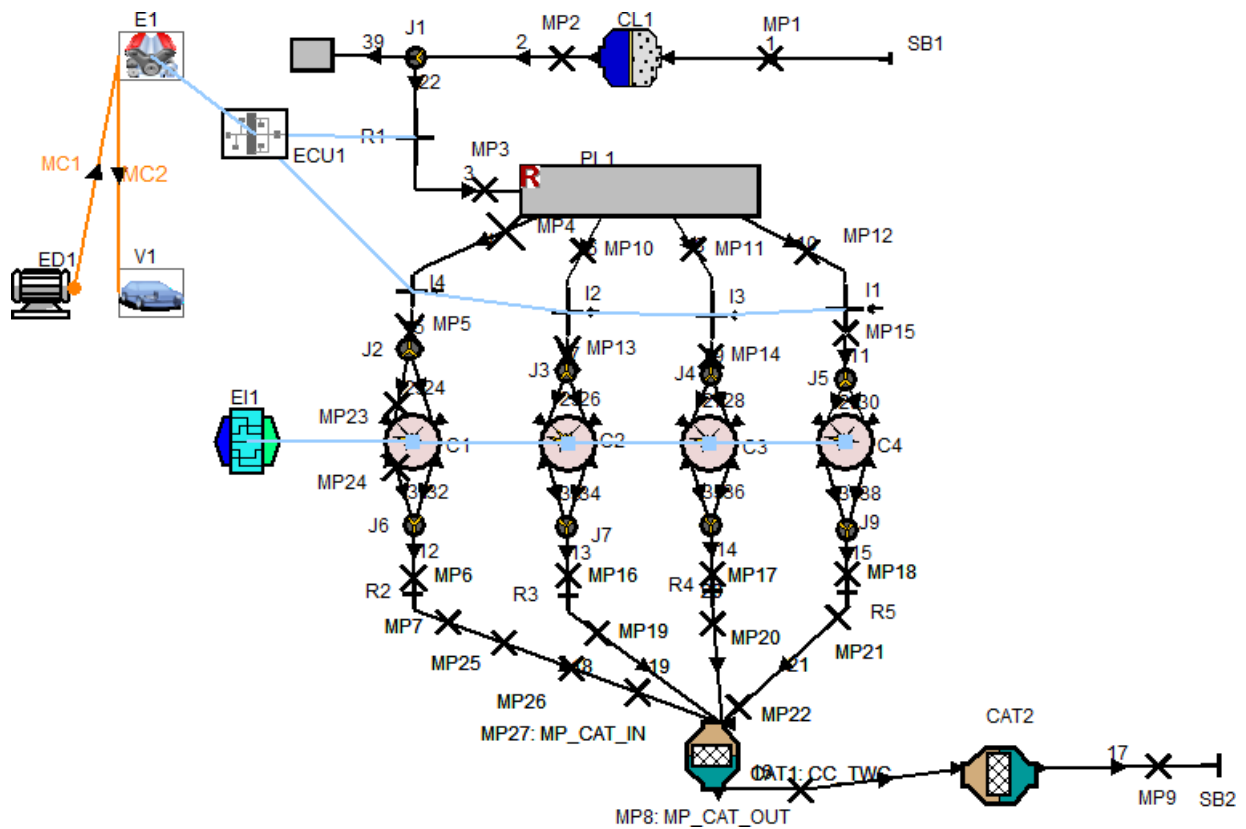


Рисунок 42 Модель двигуна AVL BOOST

За допомогою програми ми можемо моделювати всі робочі параметри двигуна і в різних умовах навколишнього середовища.

Також ми можемо моделювати двигун на постійній або змінній швидкості.

Модель двигуна може працювати при постійному розподілі клапанів або може мати змінний низ руху клапанної системи.

### 4.3 Основні рівняння збереження, які використовуються для числення в симуляційних обчисленнях

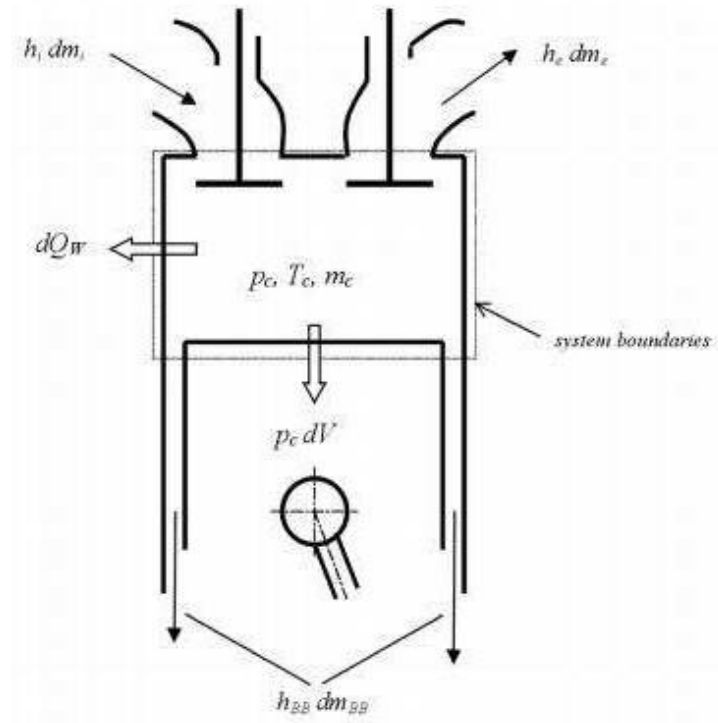


Рисунок 43 Енергетичний баланс циліндра

Розрахунок термодинамічного стану циліндра базується на першому законі термодинаміки:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt}$$

Зміну маси в циліндрі можна розрахувати за сумою мас, що втікає та витікає:

Де:	$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha}$	зміни внутрішньої енергії в роботі
	$- p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha}$	поршня циліндра
	$\frac{dQ_F}{d\alpha}$	підведення тепла палива
	$\sum \frac{dQ_w}{d\alpha}$	тепловтрати стін
	$h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$	ентальпійний потік через продув
		маса в циліндрі
		питома внутрішня

$m_c$	енергія циліндр тиск
$u$	об'єм циліндра
$P_c$	енергія
$V$	палива стінка
$Q_F$	втрати
$Q_w$	теплакут
$\alpha$	кривошипа
$h_{BB}$	ентальпія
$\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$	масового потоку
$dm_i$	продуву
$dm_e$	Елемент маси, що впадає в циліндр,
$h_i$	Елемент маси, що витікає з циліндра
$h_e$	Ентальпія маси, що втікає
$q_{ev}$	ентальпія маси, що виходить з циліндра
$f$	теплоти випаровування палива
$m_{ev}$	частка тепла випаровування від заряду циліндра, що випаровує паливо

Перший закон термодинаміки для циклу високого тиску стверджує, що зміна внутрішньої енергії в циліндрі дорівнює сумі роботи поршня, підведення тепла палива, втрат тепла на стінці та ентальпії потоку через продув.

#### **Внутрішня/зовнішня підготовка суміші:**

Рівняння справедливе для двигунів із внутрішнім і зовнішнім приготуванням суміші. Однак терміни, що враховують зміну складу газу внаслідок горіння, трактуються по-різному для внутрішнього та зовнішнього приготування суміші.

Для приготування внутрішньої суміші передбачається, що:

- паливо, додане до заряду циліндра, негайно спалюється
- продукти згоряння миттєво змішуються з рештою заряду циліндра і утворюють однорідну суміш
- як наслідок, співвідношення А/В заряду безперервно зменшується від високого значення на початку згоряння до кінцевого значення наприкінці згоряння.

Для приготування зовнішньої суміші передбачається, що

- суміш однорідна на початку горіння

- як наслідок, співвідношення  $A/F$  є постійним під час згоряння
- Згорілий і незгорілий заряди мають однакові тиск і температуру, хоча склад різний.

#### 4.4 Теплопередача в циліндрі [5]

Тепловіддача до стінок камери згоряння, тобто головки блоку циліндрів, поршня та гільзи циліндра, розраховується за формулою:

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi})$$

$Q_{wi}$  тепловий потік стінки (головка циліндра,

$A_i$  поршень, гільза) площа поверхні

$\alpha_w$  (головка циліндра, поршень, гільза)

коефіцієнт теплопередачі

$T_c$  температура газу в балоні

$T_{wi}$  температура стінки (головка циліндра, поршень, гільза)

У разі температури стінки гільзи враховується зміна осьової температури між положенням ВМТ і НМТ поршня:

$$T_L = T_{L,TDC} \cdot \frac{1 - e^{-cx}}{x \cdot c}$$

$$c = \ln \left( \frac{T_{L,TDC}}{T_{L,BDC}} \right)$$

$T_L$  температура вкладиша  
температура гільзи в положенні

$T_{L,TDC}$  ВМТ. Температура гільзи в

$T_{L,BDC}$  положенні НМТ

$x$

відносний хід (фактичне положення поршня відносно повного ходу)

Для розрахунку коефіцієнта теплопередачі BOOST надає такі моделі теплопередачі:

- Woschni 1978
- Woschni 1990
- Гогенберг
- Lorenz (тільки для двигунів з розділеною камерою згоряння)
- Модель AVL 2000
- Баргенде

Для обчислення двигуна в імітаційній моделі була модель передачі Woschni 1978 використовується.

#### 4.5 WOSCHNI Модель

Модель Woschni, опублікована в 1978 році для циклу високого тиску, підсумовується таким чином:

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot p_c^{0.8} \cdot T_c^{-0.53} \cdot \left[ C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_D \cdot T_{c,1}}{P_{c,1} \cdot V_{c,1}} \cdot (p_c - P_{c,p}) \right]^{0.8}$$

$$C_1 = 2.28 + 0.308 \cdot c_u / c_m$$

для двигунів

$$C_2 = 0.00324 \quad \text{ДІ для}$$

$$C_2 = 0.00622 \quad \text{двигунів IDI}$$

$D$  отвір циліндра  
середня швидкість поршня

$c_m$

окружна швидкість  
робочий об'єм на циліндр

$c_u$

$V_D$

тиск у циліндрі двигуна з двигуном [бар]

$P_{c,p}$

$T_{c,1}$

температура в циліндрі при закритті впускного

$P_{c,1}$

клапана (IVC) тиск у циліндрі при IVC [бар]

Модифікована модель теплопередачі Woschni, опублікована в 1990 році, спрямована на більш точне прогнозування теплопередачі при роботі з частковим навантаженням: об'єм у циліндрі фактичний об'єм циліндра

вказаний середній ефективний тиск

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot p_c^{0.8} \cdot T_c^{-0.53} \cdot \left\{ c_1 \cdot c_m \cdot \left[ 1 + 2 \left( \frac{V_{TDC}}{V} \right)^2 \cdot IMEP^{-0.2} \right] \right\}^{0.8}$$

У випадку, якщо:

$$C_2 \cdot \frac{V_D \cdot T_{c,1}}{P_{c,1} \cdot V} \cdot (p_c - P_{c,p}) \geq 2 \cdot C_1 \cdot c_m \cdot \left( \frac{V_{TDC}}{V} \right)^2 \cdot IMEP^{-0.2},$$

Коефіцієнт



- $\alpha_w$     теплопередачі діаметр
- $D$         циліндра
- $c_m$     середня швидкість поршня
- $c_u$     окружна швидкість

## 4.6 Порівняльний аналіз

Для порівняння між звичайним розподілом, що приводиться в дію кулачком, і гідравлічним змінним розподілом, було проведено аналіз одного циліндра, а наступні графіки показують різницю між різними етапами налаштування впуску.

Налаштування було виконано на обертах пікової потужності, і всі умови були однаковими з точки зору граничних умов.

Ми можемо спостерігати, що для кожного параметра таймінг має різний вплив на кожен параметр. Але ми також можемо помітити, що гідравлічна система має велику перевагу над звичайним налаштуванням кулачка, і використання цієї системи також сприяє продуктивності двигуна

Аналіз масового потоку всмоктування для одного циліндра

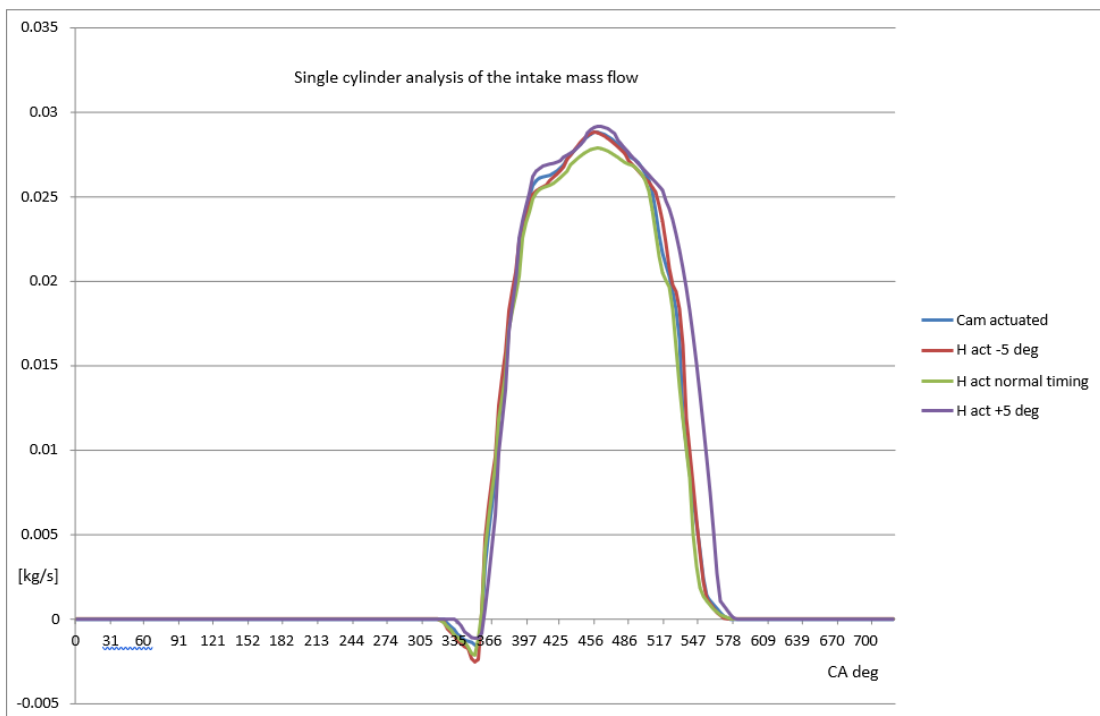


Рисунок 44 – Аналіз масового потоку впуску

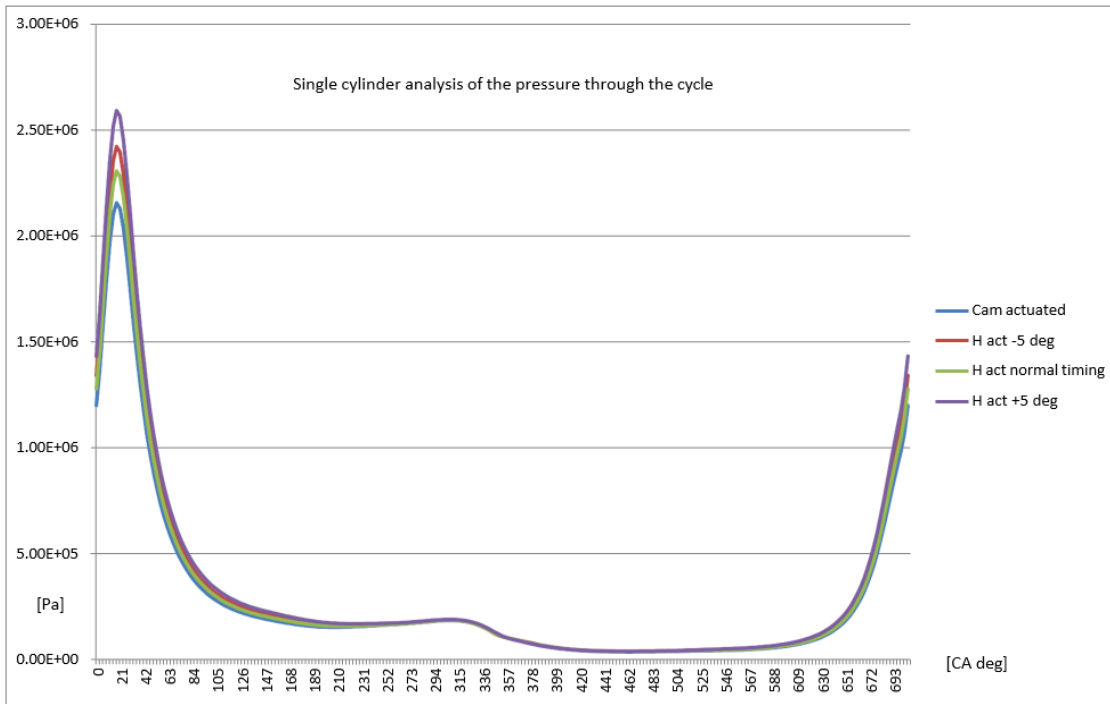


Рисунок 45 – Аналіз тиску через цикл

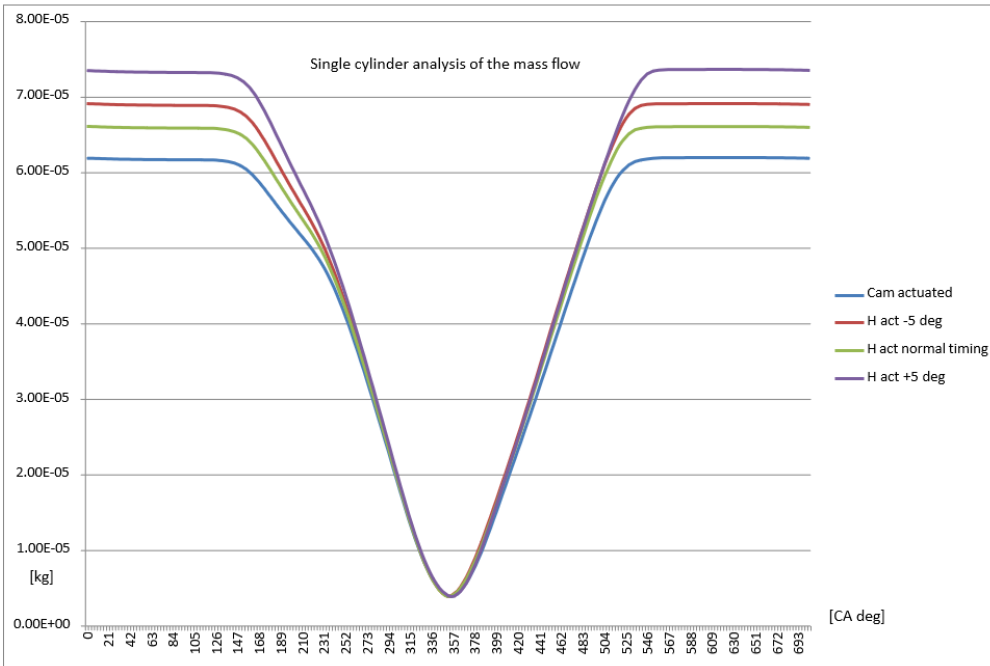


Рисунок 46 – Аналіз масової витрати

## 5 РОЗРОБКА ПОВНІСТЮ ЗМІННОГО ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ КЛАПАНІВ І 3D-ДИЗАЙН У SOLIWORKS.

Існує багато теоретичних переваг безперервного контролю над трьома основними вимірами, що регулюють події впускних і випускних клапанів у чотиритактних двигунах з тарільовими клапанами. Зміна точки відкриття клапана, точки закриття клапана та підйому клапана безпосередньо впливає на процес газообміну, таким чином впливаючи на насосні втрати та, за деяких обставин, на час згоряння двигуна. Разом зі змінною системою впуску правильна точка закриття впускного клапана (IVC) може призвести до значного збільшення крутного моменту при повному навантаженні на додаток до спостережених покращень часткового навантаження.

Оптимізація відкриття випускного клапана (EVO) може призвести до збільшення розширення і, отже, підвищення ефективності, а зміна закриття випускного клапана (EVC) безпосередньо контролює кількість вихлопних газів, що потрапили в циліндр, і, отже, може мати значний вплив на викиди NOx.

Однією спільною рисою всіх цих механічно змінних клапанних механізмів є те, що для кожного додаткового рівня гнучкості неминуче ускладнення іншого ступеня.

Система, розроблена в рамках цього проекту, має повністю регульований клапанний механізм, який також має персоналізацію від клапана до клапана та змінюється на основі циліндра, щоб його можна було налаштувати якомога ефективніше. Таким чином ми можемо отримати максимальну потужність і ефективність із циклу двигуна.

З огляду на те, що повністю гнучке керування ходом клапанів є дуже бажаною концепцією з точки зору термодинаміки та керування двигуном, і що суто механічна система була б надзвичайно складною (якщо її справді можливо організувати), потрібно шукати інші засоби керування, щоб отримати бажану функціональність. У поєднанні з цим вартість розробки та виробництва суто механічних систем, ймовірно, зросте для зменшення віддачі, тоді як повністю змінний клапанний механізм, ймовірно, стане дешевшим із збільшенням споживання.

Контрольний модуль буде або індивідуальним налаштуванням для кожного клапана, або як пара для кожного циліндра. Що більш поширений і кращий у застосуванні, маючи вищу ефективність на високих швидкостях, то гідравлічні приводи є кращим вибором для відповідної роботи.

Для легкої інтеграції системи ми можемо використовувати внутрішній масляний насос двигуна, щоб створити тиск масла, необхідний для приведення в дію окремих поршнів клапанів. Щоб переконатися, що ми маємо ідеальний контроль над налаштуванням клапана, для кожного клапана будуть створені окремі поршні.

Були проведені дослідження та розрахунки як електромагнітних, так і електрогідравлічних систем, і для простої електромагнітної роботи переваги, що випливають із низького енергоспоживання, порівнювалися з недоліками згоряння, які посилюються при роботі з фіксованим підйомом. Після цього була складена таблиця цільових показників продуктивності, яка визначає, що для оптимального керування двигуном будь-яка обрана система повинна відповідати наступним критеріям.

Дослідження електромагнітних систем показало, що основними проблемами будуть ті, що стосуються методу приведення в дію, зокрема, відсутність легко керованих засобів м'якого приземлення та змінної підйомної сили. Контроль сили по відношенню до

переміщення клапана також буде інженерною проблемою.

Variable	Performance
Lift	0-15mm, Continuously Variable
Valve Opening / Closing Timing	Unrestricted
Phasing of Event	Unrestricted
Maximum Velocity	5m/s
Valve Operation	Individual
Maximum Engine Speed	7000rpm (Gasoline/HSDI) 2400rpm (Heavy Duty Diesel)
Residual Cylinder Pressure	20bar (70bar for Exhaust Braking)
Lift Repeatability	1%
Timing Repeatability	1° Crank Angle

### 5.1 Схема системи

Для кращого розуміння системи я склав спрощену гідравлічну схему для одного циліндра з двома клапанами. На схемі представлено два паралельно з'єднаних клапанних модуля. Паралельно з'єднаних модулів може бути нескінченна кількість.

«Клапан перемикавання» використовується для спрямування потоку до або від «клапанів приводу» (по одному на тарілковий клапан двигуна) залежно від того, чи має тарілковий клапан рухатися відкритим чи закритим.

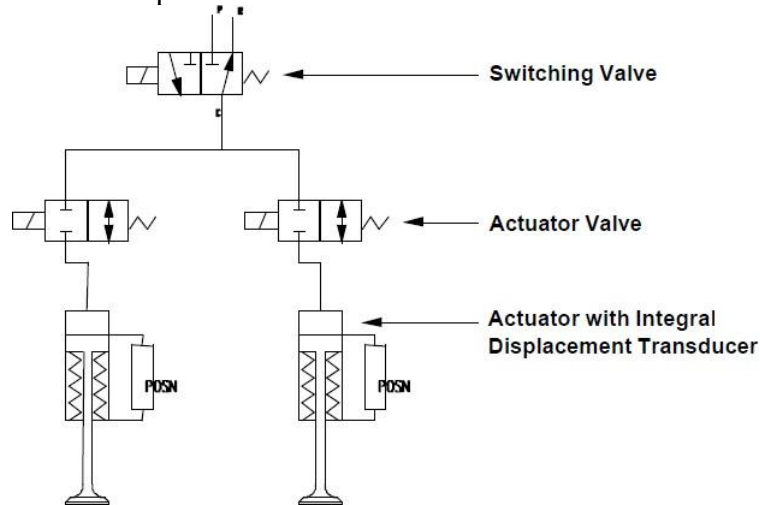


Рисунок 48 – Гідравлічна схема модуля

Типова послідовність роботи із закритого положення відбуватиметься, коли перемикаючий клапан перейде до «тиску», а клапани приводу залишатимуться закритими. Деякий контрольований витік через клапани приводу може підняти клапан із сідла. Після цього клапан приводу відкривався б позитивно, щоб забезпечити більш швидку швидкість відкриття, а потім закривався біля максимального підйому. Клапан продовжував би повільно відкриватися через контрольований витік, згаданий вище. Приблизно на середині шляху через подію клапана перемикаючий клапан переміститься в положення «повернення», і

почнеться контрольований витік

дозволити клапану повільно закриватися завдяки енергії деформації, накопиченій у пружині під час відкриття. Позитивне відкриття клапана приводу тепер дозволяє клапану закриватися швидше. Поруч із сідлом клапан приводу закривається, а контрольований витік і зменшене навантаження на пружину тепер забезпечують м'яке торкання донизу, а разом з ним і можливість адаптувати перекриття клапана.

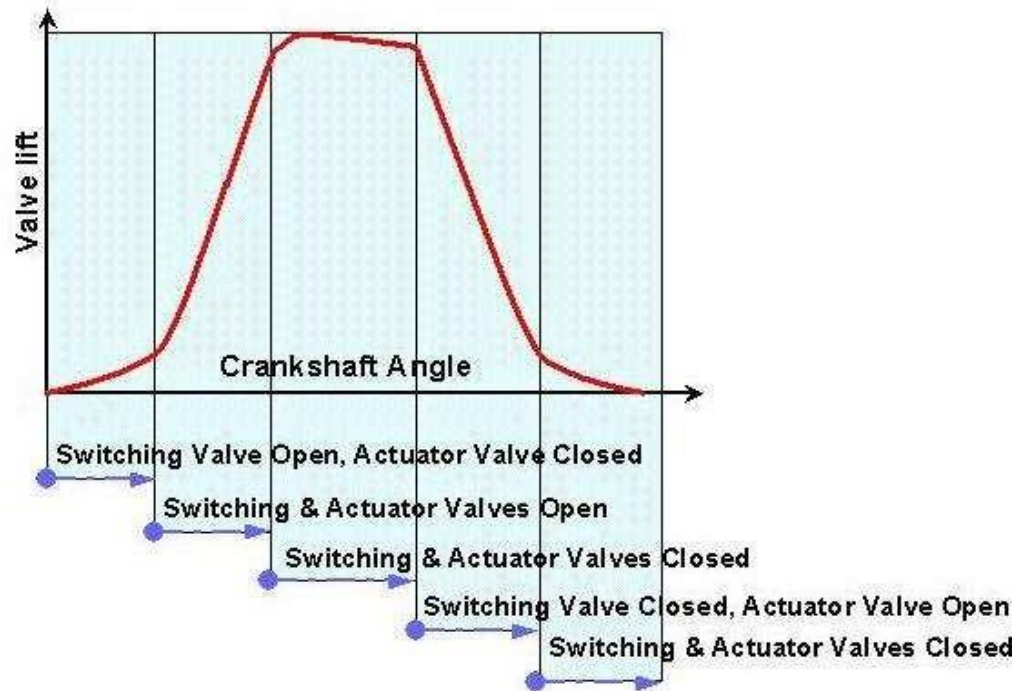


Рисунок 49 Фази активації клапана

Положення клапана контролюється за допомогою замкнутого контуру, при цьому датчик положення знаходиться всередині корпусу приводу: він обертається навколо гідравлічної камери, а мішенню для датчика є гідравлічний поршень.

Сам поршень не кріпиться жорстко до клапана; натомість він стикається з наконечником клапана, і всю касету можна встановити одним блоком у верхній частині головки блоку циліндрів переважно звичайної архітектури, хоча й без ускладнень із кулачками, штовхачами та пов'язаними з ними компонентами.

Поворотна пружина забезпечує інші значні переваги, а також забезпечує звичайне розташування головки блоку циліндрів і процедуру складання. Коли двигун вимкнено, встановлення всіх регулюючих клапанів у положення «повернення» гарантує, що тарілчасті клапани залишаться на своїх гніздах (порівняйте з електромагнітними системами, які потребують додаткового механізму блокування, щоб досягти цього, інакше доведеться паркувати напіввідкритими). Це означає, що під час запуску система автоматично має базову лінію, а під час процедури запуску клапани можна тримати закритими, якщо це необхідно, щоб колінчастий вал обертався до вищої швидкості, перш ніж дозволити впуск повітря.

Нарешті, зменшення сили закриття біля сидіння означає, що м'яке сидіння легше влаштувати.

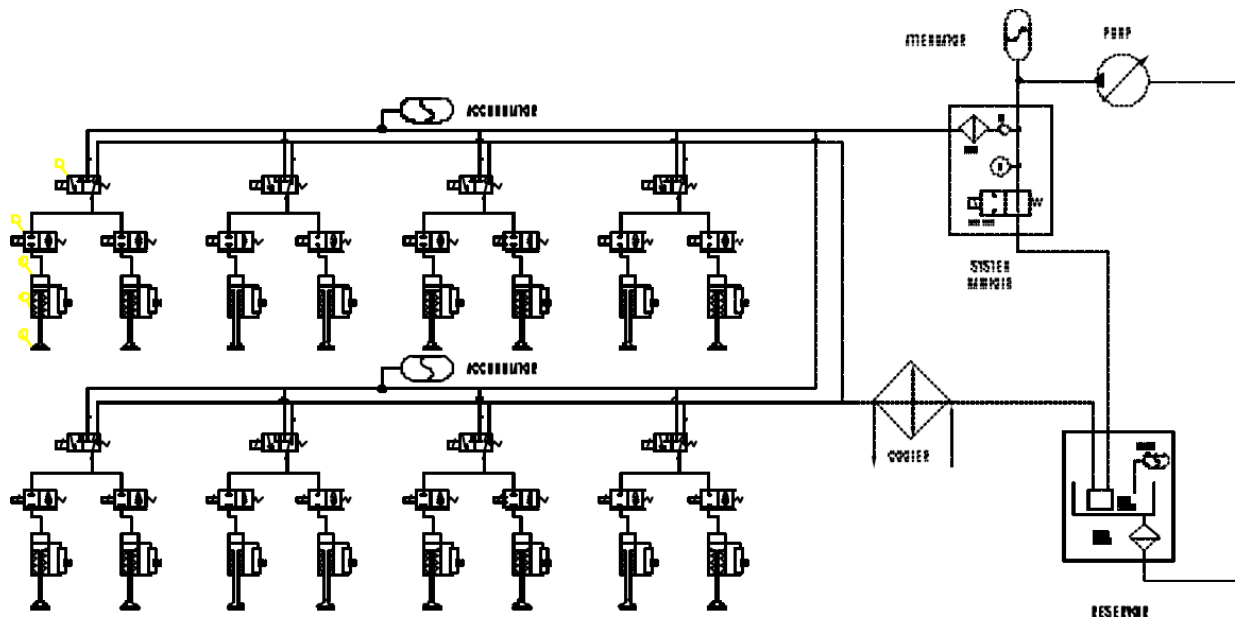


Рисунок 50 – Гідравлічна схема системи клапанного механізму

3D дизайн деталей виконано за допомогою програми SOLIDWORKS.

Рішення SOLIDWORKS охоплюють усі аспекти процесу розробки вашого продукту завдяки безперервному інтегрованому робочому процесу – проектування, перевірка, екологічне проектування, комунікація та керування даними. Дизайнери та інженери можуть з легкістю охоплювати кілька дисциплін, скорочуючи цикл проектування, підвищуючи продуктивність і швидше поставляючи інноваційні продукти на ринок.

Програмне забезпечення SOLIDWORKS поєднує простоту використання з широкими можливостями налаштування, щоб допомогти новим користувачам швидко навчатися, а досвідченим працювати швидше. Компанії будь-якого розміру можуть використовувати цей простий, але потужний пакет, щоб втілити в життя своє бачення продукту. Інтуїтивно зрозумілий інтерфейс користувача SOLIDWORKS, розроблений для того, щоб допомогти вам миттєво почати працювати, простий у вивченні та використанні. Контекстні меню пропонують правильну команду в потрібний час. Команди панелі інструментів упорядковані за функціями дизайну для швидкого доступу. Автоматичний пошук команд миттєво приведе вас до будь-якої команди. А великий набір навчальних посібників і допоміжної документації допоможе вам швидко розвиватися. Легке налаштування інтерфейсу користувача SOLIDWORKS дозволяє значно підвищити продуктивність проектування. Ви можете налаштувати панелі інструментів, контекстні меню, гарячі клавіші та налаштування середовища. Можливості жестів миші дають вам швидкий доступ до команд, і ви можете автоматично виконувати функції проектування через API і пакетну обробку. Інтелектуальне проектування та можливості деталізації допомагають підвищити продуктивність користувачів шляхом автоматичного виявлення та вирішення проблем моделювання та деталізації, які зазвичай розчаровують нових користувачів або вважають досвідченими користувачами виснажливими та трудомісткими.

## 5.2 Попередній розрахунок розмірів для гідравлічної системи

### 5.2.1 Розрахунок системи змащення Дебет масла, необхідний для задоволення теплотреби в передачі

Теплова частка	$f_u$	=0,04	
Калорійність	$Q_i$	=42000	[кДж/кг]
Питома витрата палива	$c_e$	=300	[г/кВт-год]
Потужність двигуна	$p_n$	=75	[кВт]
Виділяється тепло			
$Q_{\text{в}} = \frac{Q_i \cdot c_e \cdot p_n}{1000}$		=3,78*1064	[кДж/год] (5.1)
Відношення температур	$\frac{t_{\text{в}}}{t_{\text{г}}}$	=1,14	[К/К] (5.2)
	$\Delta t$		
Кількість масла для підтримки Необхідна кількість масла для охолодження ламінарного потоку через магістраль	$\pi$	=12000	[об/хв]
Діаметр головного вала	$b$	=12	[мм]
Кількість підшипників		=5	
Необхідний обсяг мастила	$V_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{в}}}{\rho \cdot \eta}$	30.72	[л/год] (5.3)

### 5.2.2 Попереднє визначення розмірів розрахунок для гідравл

система

Радіус робочого поршня	$r_p$	=3,5	[мм]
Хід поршня	$h$	=10	[мм]
Площа поршня		=38,485	[мм <sup>2</sup> ] (5,4)
$A_p = \pi \cdot r_p^2 \cdot h$			

Об'єм циліндра				
$V_{pt} := A_p \cdot h$		=384,85	[мм <sup>3</sup> ]	(5,5)

### Циклове числення

Швидкість двигуна	$n$	=12000	[об/хв]	
-------------------	-----	--------	---------	--

Необхідний об'єм рідини за хвилину				
$V_c \square \square V_{pt} \square$ $2$		=2,309*10 <sup>6</sup>	[мм <sup>3</sup> ]	(5,6)

Кількість циліндрів	$n_c$	=16		
---------------------	-------	-----	--	--

Необхідний об'єм накачування				
$V_{hp} := V_c \cdot n_c$		=3,695*10 <sup>7</sup>	[мм <sup>3</sup> /хв]	(5,7)

$V_{pt1} := 60 \cdot V_{hp}$		=2,2175*10 <sup>9</sup>	[мм <sup>3</sup> /год]	(5,8)
------------------------------	--	-------------------------	------------------------	-------

$V_{pt} := 10^{-6} \cdot \zeta \pi \tau 1$		=2,217*10 <sup>3</sup>	[л/год]	(5,9)
--	--	------------------------	---------	-------

### 5.2.3 Розміри масляного насоса

Насос дебетовий				
$V_{pu} := 1.25 \cdot (V_u + V_{pt})$		=2,809*10 <sup>3</sup>	[л/год]	(5.10)

Швидкість насоса

$N_{pu} = \frac{n_e}{0,75}$		=9000	[об/хв]	(5.11)
-----------------------------	--	-------	---------	--------

Окружна швидкість коліс	$\omega_p$	=6	[РС]	
-------------------------	------------	----	------	--

ККД насоса	$\zeta_{пу}$	=0,7		
------------	--------------	------	--	--

Ширина зуба	$l_t$	=35	[мм]	
-------------	-------	-----	------	--

Висота зуба	$h_t$	=12	[мм]	
-------------	-------	-----	------	--

Діаметр перегородки	$D_p$	=10	[мм]	
---------------------	-------	-----	------	--

Кількість зубів	$z$	=4		
-----------------	-----	----	--	--

Потужність насоса



$$V_{pu2} := \pi \cdot D_p \cdot l_t \cdot h_t \cdot n_{pu} \cdot \eta_{pu} = 147 \quad [l/min] \quad (5.12)$$

$$= 8820 \quad [l/h]$$

### Необхідна потужність для насоса

Потрібний тиск Об'єм  $\Delta P_u = 25$  bar

накачування

$$V_{pu3} = \frac{V_{pu2}}{2,7} \cdot 10^{-7} \cdot V_{pu} = 7.585 \cdot 10^{-4} \quad [m^3/s] \quad (5.13)$$

Механічна ефективність  $\eta_m = 0.7$

Споживана потужність

$$P_{pu} := \frac{110 \cdot V_{pu3} \cdot \Delta P_u}{\eta} = 0,271 \quad [кВт] \quad (5.14)$$

Процес виготовлення впускного клапана

Клапан є компонентом, який ізолює камеру згоряння від решти системи. Рух клапана регулюється низьким рівнем руху розподільної системи, який попередньо встановлений шляхом моделювання та тестування, оптимізований для максимальної ефективності термодинамічного циклу.

Найбільш навантажений компонент клапана – це стрижень, який має витримувати всі удари та навантаження, що виникають під час фази відкриття та закриття та удару з сідлом клапана.

### 5.3 Технічні умови

Технічні умови відносяться до стандартів, за якими повинен бути виготовлений клапан. Як обробка поверхні, так і міцність поверхні компонента повинні відповідати високому рівню точності та якості.

- Як стрижень, так і конічна поверхня, яка контактує з сідлом клапана, мають бути виконані відповідно до якості ISO 6, з подальшим попередженням на поверхні сідла для ідеальної посадки.
- Вісь штока повинна бути перпендикулярна до поверхні лотка клапана з точністю 0,05 ... 0,1 мм.
- Твердість поверхні стрижня повинна бути в межах 55 HRC

### 5.4 Матеріал і процес виготовлення

Клапан виготовлений із сталевих сплавів Cr, Ni, Mo, має високу стійкість до механічних ударів, стійкість до іржі та зберігає свої властивості при високих температурах.

Приклади: 4 OC10x, 34 MoCMx, x85Cr MoV 182, Cr Si X 45, Cr Si 9 STAS 791-79.

В якості обраного матеріалу було прийнято Cr Si X 45.

Деталь або відливають, або формують під тиском, після чого виправляють і обробляють для отримання продукту, зазначеного в технічних умовах. Клапан проходить фінішну операцію, щоб зберегти дуже гладку поверхню.

У випадку литих клапанів спочатку проводиться обробка, а потім процес виправлення, щоб переконатися, що поверхня не зазнає жодних змін.

Після фази зносу сідло та клапан нумеруються, щоб вони залишалися як пара для процесу монтажу. Останнім кроком перед монтажем є перевірка довжини та діаметра стрижня та лотка.

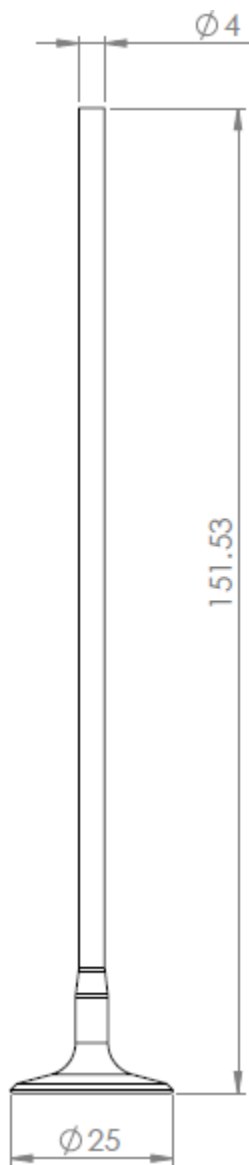


Рисунок 54 Этап кувания

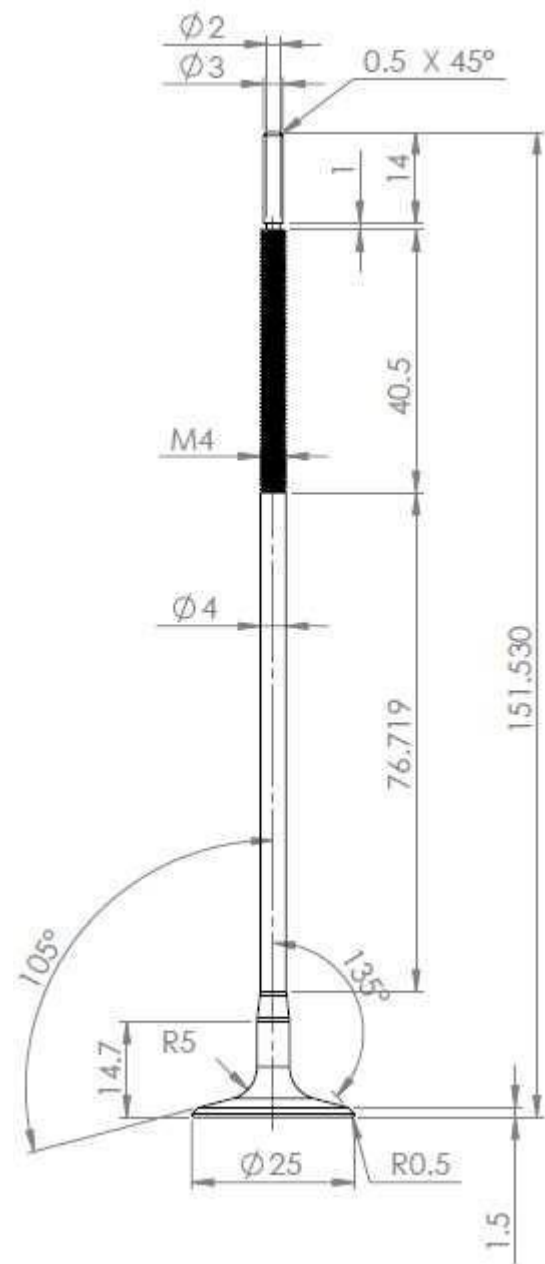
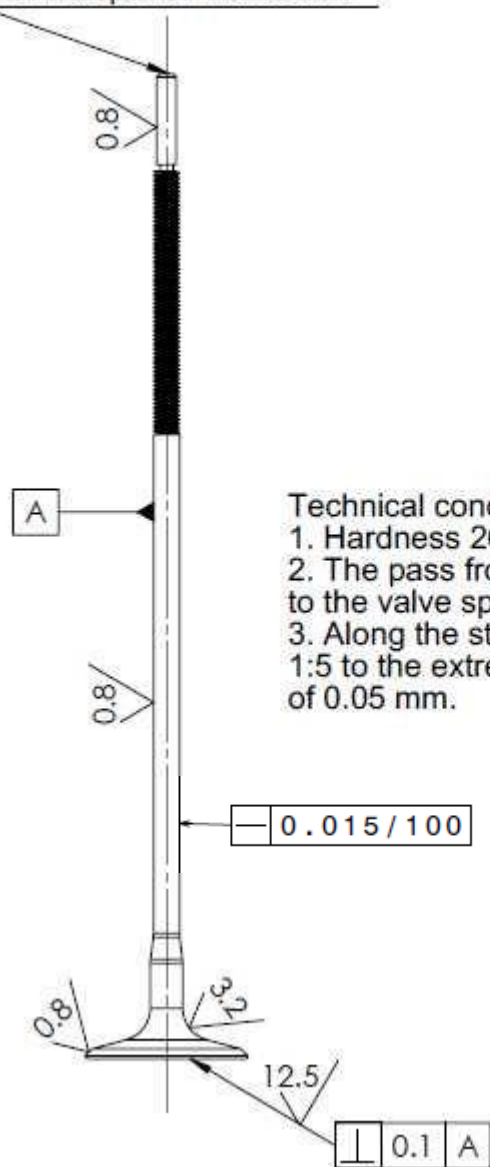


Рисунок 55 Поворотный этап

Hardened with induction  
current at minimum 40 HRC  
with a depth of 1.5...2 mm



Technical condition

1. Hardness 262...302HB.
2. The pass from the stem to the valve spring retainer.
3. Along the stem length from the cone zone 1:5 to the extremity, it is admitted a thinning of 0.05 mm.

Рисунок 56 Оздоблення

## 6 ВИСНОВКИ

З першого розділу ми бачимо, що ринкові тенденції в автомобільній промисловості зміщуються в бік більш ефективних і менш забруднюючих двигунів внутрішнього згорання. Повністю змінний клапанний механізм є рішенням, яке пропонує крок вперед до цієї мети.

За допомогою процесу обчислення та моделювання ми довели, що запропоноване рішення для покращення об'ємної ефективності двигуна працює та може бути відкориговано шляхом дорогого тестування для будь-якого рішення двигуна.

Конструкцію системи можна легко модифікувати за допомогою різних монтажних фланців для адаптації до будь-якої головки блоку циліндрів.

### **Переваги**

- Краща об'ємна ефективність
- Збільшений масовий потік
- Вищий крутний момент двигуна
- Підвищення тиску в балоні
- Регулювання на весь діапазон обертів двигуна
- Регулювання для всіх циклів навантажень

### **Недоліки**

- Збільшений обсяг масла
- Підвищена температура масла
- Складне електронне управління
- Невелике збільшення маси

## 7

## Додаток

n [об/хв]	Pe [кВт]	ge [г/кВт-год]	Ge [кг/год]	Я [Нм]
1000	6,727	256,833	1,728	64,242
1200	8,175	253,578	2,073	65,055
1400	9,652	250,425	2,417	65,834
1600	11,156	247,373	2,760	66,580
1800 рік	12,684	244,423	3,100	67,293
2000 рік	14,236	241,575	3,439	67,972
2200	15,809	238,829	3,776	68,619
2400	17,400	236,184	4,110	69,232
2600	19,008	233,642	4,441	69,813
2800	20,631	231,200	4,770	70,360
3000	22,266	228,861	5,096	70,874
3200	23,911	226,623	5,419	71,354
3400	25,565	224,487	5,739	71,802
3600	27,225	222,453	6,056	72,217
3800	28,889	220,520	6,371	72,598
4000	30,556	218,689	6,682	72,946
4200	32,222	216,960	6,991	73,261
4400	33,886	215,333	7,297	73,543
4600	35,546	213,807	7,600	73,792
4800	37,200	212,383	7,901	74,007
5000	38,845	211,061	8,199	74,189
5200	40,481	209,840	8,494	74,339
5400	42,103	208,721	8,788	74,455
5600	43,711	207,704	9,079	74,538
5800	45,302	206,789	9,368	74,587
6000	46,875	205,975	9,655	74,604
6200	48,427	205,263	9,940	74,587
6400	49,956	204,652	10,224	74,538
6600	51,459	204,144	10,505	74,455
6800	52,936	203,737	10,785	74,339
7000	54,384	203,432	11,063	74,189
7200	55 800	203,228	11,340	74,007
7400	57,183	203,127	11,615	73,792
7600	58,531	203,127	11,889	73,543
7800	59,841	203,228	12,161	73,261
8000	61,111	203,432	12,432	72,946
8200	62,340	203,737	12,701	72,598
8400	63,525	204,144	12,968	72,217
8600	64,664	204,652	13,234	71,802

n [об/хв]	Ре [кВт]	ge [г/кВт-год]	Ge [кг/год]	Я [Нм]
8800	65,756	205,263	13,497	71,354
9000	66,797	205,975	13,758	70,874
9200	67,786	206,789	14,017	70,360
9400	68,721	207,704	14,274	69,813
9600	69,600	208,721	14,527	69,232
9800	70,420	209,840	14,777	68,619
10000	71,181	211,061	15,023	67,972
10200	71,878	212,383	15,266	67,293
10400	72,511	213,807	15,503	66,580
10600	73,077	215,333	15,736	65,834
10800	73,575	216,960	15,963	65,055
11000	74,002	218,689	16,183	64,242
11200	74,356	220,520	16,397	63,397
11400	74,634	222,453	16,603	62,518
11600	74,836	224,487	16,800	61,606
11800	74,959	226,623	16,987	60,661
12000	75 000	228,861	17,165	59,683

Альфа[гр]	Бета[гр]	хр[мм]	Vp[!]	вп[PC]	ап[м/с2]
<b>0</b>	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	42243.33583
<b>10</b>	0,04825	0,40574	0,01453	5,81811	41187.25731
<b>20</b>	0,09515	1,60270	0,05741	11,34668	38101.08176
<b>30</b>	0,13934	3,53175	0,12651	16,31856	33222.46848
<b>40</b>	0,17951	6,09937	0,21848	20,50908	26920.09998
<b>50</b>	0,21443	9,18473	0,32900	23,75176	19655,89044
<b>60</b>	0,24295	12,64853	0,45308	25,94807	11938.33404
<b>70</b>	0,26408	16,34270	0,58541	27,07043	4272,34472
<b>80</b>	0,27709	20,12011	0,72071	27,15835	-2888,70198
<b>90</b>	0,28148	23,84320	0,85408	26,30831	-9183,33388
<b>100</b>	0,27709	27,39093	0,98116	24,65891	-14370,32017
<b>110</b>	0,26408	30,66342	1,09838	22,37303	-18342,02849
<b>120</b>	0,24295	33,58402	1,20300	19,61927	-21121,66791
<b>130</b>	0,21443	36,09888	1,29308	16,55492	-22845,22882
<b>140</b>	0,17951	38,17440	1,36743	13,31224	-23730,76159
<b>150</b>	0,13934	39,79308	1,42541	9,98976	-24039,13460
<b>160</b>	0,09515	40,94855	1,46680	6,64927	-24031,39799
<b>170</b>	0,04825	41,64060	1,49159	3,31867	-23928,23516
<b>180</b>	0,00000	41,87098	1,49984	0,00000	-23876,66808
<b>190</b>	-0,04825	41,64060	1,49159	-3,31867	-23928,23516
<b>200</b>	-0,09515	40,94855	1,46680	-6,64927	-24031,39799
<b>210</b>	-0,13934	39,79308	1,42541	-9,98976	-24039,13460
<b>220</b>	-0,17951	38,17440	1,36743	-13,31224	-23730,76159
<b>230</b>	-0,21443	36,09888	1,29308	-16,55492	-22845,22882
<b>240</b>	-0,24295	33,58402	1,20300	-19,61927	-21121,66791
<b>250</b>	-0,26408	30,66342	1,09838	-22,37303	-18342,02849

Альфа[гр]	Бета[гр]	хр[мм]	Vp[л]	вп[PC]	ап[м/с2]
260	-0,27709	27,39093	0,98116	-24,65891	-14370,32017
270	-0,28148	23,84320	0,85408	-26,30831	-9183,33388
280	-0,27709	20,12011	0,72071	-27,15835	-2888,70198
290	-0,26408	16,34270	0,58541	-27,07043	4272,34472
300	-0,24295	12,64853	0,45308	-25,94807	11938,33404
310	-0,21443	9,18473	0,32900	-23,75176	19655,89044
320	-0,17951	6,09937	0,21848	-20,50908	26920,09998
330	-0,13934	3,53175	0,12651	-16,31856	33222,46848
340	-0,09515	1,60270	0,05741	-11,34668	38101,08176
350	-0,04825	0,40574	0,01453	-5,81811	41187,25731
360	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	42243,33583
370	0,04825	0,40574	0,01453	5,81811	41187,25731
380	0,09515	1,60270	0,05741	11,34668	38101,08176
390	0,13934	3,53175	0,12651	16,31856	33222,46848
400	0,17951	6,09937	0,21848	20,50908	26920,09998
410	0,21443	9,18473	0,32900	23,75176	19655,89044
420	0,24295	12,64853	0,45308	25,94807	11938,33404
430	0,26408	16,34270	0,58541	27,07043	4272,34472
440	0,27709	20,12011	0,72071	27,15835	-2888,70198
450	0,28148	23,84320	0,85408	26,30831	-9183,33388
460	0,27709	27,39093	0,98116	24,65891	-14370,32017
470	0,26408	30,66342	1,09838	22,37303	-18342,02849
480	0,24295	33,58402	1,20300	19,61927	-21121,66791
490	0,21443	36,09888	1,29308	16,55492	-22845,22882
500	0,17951	38,17440	1,36743	13,31224	-23730,76159
510	0,13934	39,79308	1,42541	9,98976	-24039,13460
520	0,09515	40,94855	1,46680	6,64927	-24031,39799
530	0,04825	41,64060	1,49159	3,31867	-23928,23516
540	0,00000	41,87098	1,49984	0,00000	-23876,66808
550	-0,04825	41,64060	1,49159	-3,31867	-23928,23516
560	-0,09515	40,94855	1,46680	-6,64927	-24031,39799
570	-0,13934	39,79308	1,42541	-9,98976	-24039,13460
580	-0,17951	38,17440	1,36743	-13,31224	-23730,76159
590	-0,21443	36,09888	1,29308	-16,55492	-22845,22882
600	-0,24295	33,58402	1,20300	-19,61927	-21121,66791
610	-0,26408	30,66342	1,09838	-22,37303	-18342,02849
620	-0,27709	27,39093	0,98116	-24,65891	-14370,32017
630	-0,28148	23,84320	0,85408	-26,30831	-9183,33388
640	-0,27709	20,12011	0,72071	-27,15835	-2888,70198
650	-0,26408	16,34270	0,58541	-27,07043	4272,34472
660	-0,24295	12,64853	0,45308	-25,94807	11938,33404
670	-0,21443	9,18473	0,32900	-23,75176	19655,89044
680	-0,17951	6,09937	0,21848	-20,50908	26920,09998
690	-0,13934	3,53175	0,12651	-16,31856	33222,46848
700	-0,09515	1,60270	0,05741	-11,34668	38101,08176
710	-0,04825	0,40574	0,01453	-5,81811	41187,25731
720	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	42243,33583



альфа	Xp	Vx	px	вп	ап	Fg
[гр]	[м]	[l]	[Н/м2]	[РС]	[м/с2]	[N]
0	0,0000	0,0136	102000.000	0,0000	42243,3358	0,0000
10	0,0004	0,0151	90000.000	5,8181	41187,2573	-42,9847
20	0,0016	0,0194	90000.000	11,3467	38101.0818	-42,9847
30	0,0035	0,0263	90000.000	16,3186	33222,4685	-42,9847
40	0,0061	0,0355	90000.000	20,5091	26920,1000	-42,9847
50	0,0092	0,0465	90000.000	23,7518	19655,8904	-42,9847
60	0,0126	0,0589	90000.000	25,9481	11938,3340	-42,9847
70	0,0163	0,0722	90000.000	27.0704	4272,3447	-42,9847
80	0,0201	0,0857	90000.000	27.1583	-2888,7020	-42,9847
90	0,0238	0,0990	90000.000	26,3083	-9183,3339	-42,9847
100	0,0274	0,1118	90000.000	24,6589	-14370,3202	-42,9847
110	0,0307	0,1235	90000.000	22,3730	-18342,0285	-42,9847
120	0,0336	0,1339	90000.000	19,6193	-21121,6679	-42,9847
130	0,0361	0,1429	90000.000	16,5549	-22845,2288	-42,9847
140	0,0382	0,1504	90000.000	13,3122	-23730,7616	-42,9847
150	0,0398	0,1562	90000.000	9,9898	-24039,1346	-42,9847
160	0,0409	0,1603	90000.000	6,6493	-24031,3980	-42,9847
170	0,0416	0,1628	90000.000	3,3187	-23928,2352	-42,9847
180	0,0419	0,1636	90000.000	0,0000	-23876,6681	-42,9847
190	0,0416	0,1628	90639,363	-3,3187	-23928,2352	-40,6945
200	0,0409	0,1603	92607,596	-6,6493	-24031,3980	-33,6441
210	0,0398	0,1562	96061,699	-9,9898	-24039,1346	-21,2713
220	0,0382	0,1504	101286,860	-13,3122	-23730,7616	-2,5545
230	0,0361	0,1429	108738,070	-16,5549	-22845,2288	24.1362
240	0,0336	0,1339	119113,123	-19,6193	-21121,6679	61,3002
250	0,0307	0,1235	133477,890	-22,3730	-18342,0285	112,7557
260	0,0274	0,1118	153482,715	-24,6589	-14370,3202	184,4141
270	0,0238	0,0990	181743,708	-26,3083	-9183,3339	285,6467
280	0,0201	0,0857	222531,991	-27.1583	-2888,7020	431,7528
290	0,0163	0,0722	283051,428	-27.0704	4272,3447	648,5370
300	0,0126	0,0589	375844,886	-25,9481	11938,3340	980,9287
310	0,0092	0,0465	523259,057	-23,7518	19655,8904	1508,9750
320	0,0061	0,0355	764853,360	-20,5091	26920,1000	2374,3801
330	0,0035	0,0263	1164123,984	-16,3186	33222,4685	3804,5912
340	0,0016	0,0194	1784200,866	-11,3467	38101.0818	6025,7435
350	0,0004	0,0151	2532293,453	-5,8181	41187,2573	8705.4556
360	0,0000	0,0136	2918073,683	0,0000	42243,3358	10087,3433
370	0,0004	0,0151	11418458,828	5,8181	41187,2573	40536.2281
380	0,0016	0,0194	7411370,097	11,3467	38101.0818	26182,5981
390	0,0035	0,0263	5092983,322	16,3186	33222,4685	17877,9989
400	0,0061	0,0355	3521294,306	20,5091	26920,1000	12248,1154

альфа	Xp	Vx	px	vp	ap	Fg
[гр]	[м]	[l]	[Н/м2]	[РС]	[м/с2]	[N]
420	0,0126	0,0589	1886261.706	25,9481	11938,3340	6391,3315
430	0,0163	0,0722	1470319,670	27.0704	4272,3447	4901.4024
440	0,0201	0,0857	1190213,485	27.1583	-2888,7020	3898,0454
450	0,0238	0,0990	996252.407	26,3083	-9183,3339	3203,2653
460	0,0274	0,1118	858780,786	24,6589	-14370,3202	2710,8338
470	0,0307	0,1235	759620,785	22,3730	-18342,0285	2355,6367
480	0,0336	0,1339	687308.516	19,6193	-21121,6679	2096,6099
490	0,0361	0,1429	634424.043	16,5549	-22845,2288	1907.1746
500	0,0382	0,1504	596066.322	13,3122	-23730,7616	1769,7749
510	0,0398	0,1562	479472.882	9,9898	-24039,1346	1352.1303
520	0,0409	0,1603	447508.023	6,6493	-24031,3980	1237,6303
530	0,0416	0,1628	383578.305	3,3187	-23928,2352	1008,6302
540	0,0419	0,1636	319648,588	0,0000	-23876,6681	779,6302
550	0,0416	0,1628	287683,729	-3,3187	-23928,2352	665.1302
560	0,0409	0,1603	255718,870	-6,6493	-24031,3980	550,6301
570	0,0398	0,1562	223754,011	-9,9898	-24039,1346	436.1301
580	0,0382	0,1504	191789,153	-13,3122	-23730,7616	321,6301
590	0,0361	0,1429	159824,294	-16,5549	-22845,2288	207.1301
600	0,0336	0,1339	105000.000	-19,6193	-21121,6679	10,7462
610	0,0307	0,1235	105000.000	-22,3730	-18342,0285	10,7462
620	0,0274	0,1118	105000.000	-24,6589	-14370,3202	10,7462
630	0,0238	0,0990	105000.000	-26,3083	-9183,3339	10,7462
640	0,0201	0,0857	105000.000	-27.1583	-2888,7020	10,7462
650	0,0163	0,0722	105000.000	-27.0704	4272,3447	10,7462
660	0,0126	0,0589	105000.000	-25,9481	11938,3340	10,7462
670	0,0092	0,0465	105000.000	-23,7518	19655,8904	10,7462
680	0,0061	0,0355	105000.000	-20,5091	26920,1000	10,7462
690	0,0035	0,0263	105000.000	-16,3186	33222,4685	10,7462
700	0,0016	0,0194	105000.000	-11,3467	38101.0818	10,7462
710	0,0004	0,0151	105000.000	-5,8181	41187,2573	10,7462
720	0,0000	0,0136	102000.000	0,0000	42243,3358	0,0000

альфа	M1	M2	M3	M4	гора	T1
[гр]	[Нм]	[Нм]	[Нм]	[Нм]	[Нм]	[N]
0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0
10	-113,8	-37,5	-39,2	16.2	-174,4	-5435
20	-205,5	-75,4	-77,9	-17.2	-376,0	-9814
30	-258,0	-113,3	-114,5	-49,2	-535,0	-12322
40	-263,1	-149,0	-145,7	-49,7	-607,5	-12567
50	-222,8	-178,6	-165,0	-13.6	-580,1	-10644
60	-148,2	-196,4	-169,9	48.9	-465,6	-7081
70	-55,9	-195,7	-152,0	121.4	-282,2	-2670

альфа	M1	M2	M3	M4	гора	T1
[гр]	[Нм]	[Нм]	[Нм]	[Нм]	[Нм]	[N]
90	113.6	-120,5	-36,2	235.9	192,8	5426
100	166.7	-46,6	54.9	260,0	435.1	7965
110	193,0	41,0	153.4	260.3	647,6	9218
120	194,8	127,0	242.4	241,0	805.1	9303
130	177,8	193.4	303.9	208.4	883,5	8490
140	148.6	223.5	323.6	165.2	861,0	7098
150	113.1	207.9	295.1	123.2	739.3	5403
160	75.4	150.6	221.6	80.6	528.2	3600
170	37.5	73.3	116.5	39.6	266,9	1791 рік
180	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0
190	-37,5	16.2	-113,8	-39,2	-174,4	-1792 рік
200	-75,4	-17.2	-205,5	-77,9	-376,0	-3603
210	-113,3	-49,2	-258,0	-114,5	-535,0	-5411
220	-149,0	-49,7	-263,1	-145,7	-607,5	-7118
230	-178,6	-13.6	-222,8	-165,0	-580,1	-8532
240	-196,4	48.9	-148,2	-169,9	-465,6	-9380
250	-195,7	121.4	-55,9	-152,0	-282,2	-9350
260	-171,2	187,8	36.3	-107,3	-54,4	-8178
270	-120,5	235.9	113.6	-36,2	192,8	-5754
280	-46,6	260,0	166.7	54.9	435.1	-2226
290	41,0	260.3	193,0	153.4	647,6	1957 рік
300	127,0	241,0	194,8	242.4	805.1	6067
310	193.4	208.4	177,8	303.9	883,5	9238
320	223.5	165.2	148.6	323.6	861,0	10677
330	207.9	123.2	113.1	295.1	739.3	9931
340	150.6	80.6	75.4	221.6	528.2	7194
350	73.3	39.6	37.5	116.5	266,9	3500
360	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0
370	16.2	-39,2	-37,5	-113,8	-174,4	-823
380	-17.2	-77,9	-75,4	-205,5	-376,0	-2351
390	-49,2	-114,5	-113,3	-258,0	-535,0	-2372
400	-49,7	-145,7	-149,0	-263,1	-607,5	-651
410	-13.6	-165,0	-178,6	-222,8	-580,1	2333
420	48.9	-169,9	-196,4	-148,2	-465,6	5799
430	121.4	-152,0	-195,7	-55,9	-282,2	8969
440	187,8	-107,3	-171,2	36.3	-54,4	11269
450	235.9	-36,2	-120,5	113.6	192,8	12421
460	260,0	54.9	-46,6	166.7	435.1	12433
470	260.3	153.4	41,0	193,0	647,6	11511
480	241,0	242.4	127,0	194,8	805.1	9956
490	208.4	303.9	193.4	177,8	883,5	7893
500	165.2	323.6	223.5	148.6	861,0	5886
510	123.2	295.1	207.9	113.1	739.3	3850

альфа	M1	M2	M3	M4	гора	T1
[гр]	[Нм]	[Нм]	[Нм]	[Нм]	[Нм]	[N]
530	39.6	116.5	73.3	37.5	266,9	0
540	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-1874 pик
550	-39,2	-113,8	16.2	-37,5	-174,4	-3722
560	-77,9	-205,5	-17.2	-75,4	-376,0	-5471
570	-114,5	-258,0	-49,2	-113,3	-535,0	-6958
580	-145,7	-263,1	-49,7	-149,0	-607,5	-7882
590	-165,0	-222,8	-13.6	-178,6	-580,1	-8114
600	-169,9	-148,2	48.9	-196,4	-465,6	-7259
610	-152,0	-55,9	121.4	-195,7	-282,2	-5126
620	-107,3	36.3	187,8	-171,2	-54,4	-1731 pик
630	-36,2	113.6	235.9	-120,5	192,8	2620
640	54.9	166.7	260,0	-46,6	435.1	7327
650	153.4	193,0	260.3	41,0	647,6	11577
660	242.4	194,8	241,0	127,0	805.1	14515
670	303.9	177,8	208.4	193.4	883,5	15459
680	323.6	148.6	165.2	223.5	861,0	14094
690	295.1	113.1	123.2	207.9	739.3	10584
700	221.6	75.4	80.6	150.6	528.2	5565
710	116.5	37.5	39.6	73.3	266,9	0
720	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0

альфа	Fj	Ф	Бета	H	C	T	З	M
[гр]	[N]	[N]	[rad]	[N]	[N]	[N]	[N]	[Нм]
0	-25156,6407	-25156,6407	0,0000	0	-25157	0	-25157	0,0
10	-24527,7276	-24570,7123	0,0483	-1187	-24599	-5435	-23991	-113,8
20	-22689,8564	-22732,8411	0,0951	-2170	-22836	-9814	-20620	-205,5
30	-19784,5574	-19827,5421	0,1393	-2781	-20022	-12322	-15781	-258,0
40	-16031,3874	-16074,3721	0,1795	-2917	-16337	-12567	-10439	-263,1
50	-11705,4244	-11748,4091	0,2144	-2559	-12024	-10644	-5592	-222,8
60	-7109,4854	-7152,4701	0,2429	-1773 pик	-7369	-7081	-2041	-148,2
70	-2544,2555	-2587,2403	0,2641	-700	-2680	-2670	-227	-55,9
80	1720,2722	1677,2875	0,2771	477	1744 pик	1735 pик	-179	36.3
90	5468,8349	5425,8502	0,2815	1569 pик	5648	5426	-1569 pик	113.6
100	8557,7754	8514,7907	0,2771	2422	8852	7965	-3863	166.7
110	10922,9968	10880,0121	0,2641	2942	11271	9218	-6486	193,0
120	12578,3204	12535,3356	0,2429	3107	12915	9303	-8958	194,8
130	13604,7308	13561,7461	0,2144	2953	13880	8490	-10980	177,8
140	14132,0810	14089,0963	0,1795	2557	14319	7098	-12436	148.6
150	14315,7225	14272,7378	0,1393	2002 pик	14412	5403	-13361	113.1
160	14311,1152	14268,1305	0,0951	1362	14333	3600	-13873	75.4

170	14249,6799	14206,6952	0,0483	686	14223	1791 pик	-14110	37,5
180	14218,9708	14175,9861	0,0000	0	14176	0	-14176	0,0
альфа	F <sub>j</sub>	Φ	Бета	H	C	T	З	M
[гр]	[N]	[N]	[rad]	[N]	[N]	[N]	[N]	[Hм]
190	14249,6799	14208,9855	-0,0483	-686	14226	-1792 pик	-14112	-37,5
200	14311,1152	14277,4710	-0,0951	-1363	14342	-3603	-13882	-75,4
210	14315,7225	14294,4511	-0,1393	-2005 pик	14434	-5411	-13382	-113,3
220	14132,0810	14129,5265	-0,1795	-2564	14360	-7118	-12472	-149,0
230	13604,7308	13628,8670	-0,2144	-2968	13948	-8532	-11034	-178,6
240	12578,3204	12639,6206	-0,2429	-3133	13022	-9380	-9033	-196,4
250	10922,9968	11035,7524	-0,2641	-2984	11432	-9350	-6579	-195,7
260	8557,7754	8742,1896	-0,2771	-2486	9089	-8178	-3967	-171,2
270	5468,8349	5754,4816	-0,2815	-1664 pик	5990	-5754	-1664 pик	-120,5
280	1720,2722	2152,0250	-0,2771	-612	2237	-2226	-229	-46,6
290	-2544,2555	-1895,7186	-0,2641	513	-1964 pик	1957 pик	-167	41,0
300	-7109,4854	-6128,5568	-0,2429	1519	-6314	6067	-1749 pик	127,0
310	-11705,4244	-10196,4494	-0,2144	2221	-10435	9238	-4853	193,4
320	-16031,3874	-13657,0073	-0,1795	2478	-13880	10677	-8869	223,5
330	-19784,5574	-15979,9662	-0,1393	2241	-16136	9931	-12718	207,9
340	-22689,8564	-16664,1129	-0,0951	1590 pик	-16740	7194	-15115	150,6
350	-24527,7276	-15822,2720	-0,0483	764	-15841	3500	-15449	73,3
360	-25156,6407	-15069,2974	0,0000	0	-15069	0	-15069	0,0
370	-24527,7276	16008,5005	0,0483	169	3497	773	3410	16,2
380	-22689,8564	3492,7417	0,0951	-182	-1915 pик	-823	-1729 pик	-17,2
390	-19784,5574	-1906,5585	0,1393	-531	-3820	-2351	-3011	-49,2
400	-16031,3874	-3783,2720	0,1795	-551	-3084	-2372	-1971 pик	-49,7
410	-11705,4244	-3034,4542	0,2144	-156	-735	-651	-342	-13,6
420	-7109,4854	-718,1539	0,2429	584	2428	2333	673	48,9
430	-2544,2555	2357,1468	0,2641	1519	5820	5799	494	121,4
440	1720,2722	5618,3176	0,2771	2466	9016	8969	-923	187,8
450	5468,8349	8672,1002	0,2815	3258	11730	11269	-3258	235,9
460	8557,7754	11268,6092	0,2771	3777	13805	12421	-6025	260,0
470	10922,9968	13278,6335	0,2641	3968	15202	12433	-8748	260,3
480	12578,3204	14674,9302	0,2429	3844	15981	11511	-11085	241,0
490	13604,7308	15511,9054	0,2144	3463	16275	9956	-12874	208,4
500	14132,0810	15901,8559	0,1795	2843	15924	7893	-13830	165,2
510	14315,7225	15667,8528	0,1393	2181	15701	5886	-14556	123,2
520	14311,1152	15548,7455	0,0951	1456	15328	3850	-14836	80,6
530	14249,6799	15258,3102	0,0483	724	15016	1891 pик	-14897	39,6
540	14218,9708	14998,6010	0,0000	0	14915	0	-14915	0,0
550	14249,6799	14914,8101	-0,0483	-718	14879	-1874 pик	-14761	-39,2
560	14311,1152	14861,7453	-0,0951	-1408	14819	-3722	-14344	-77,9
570	14315,7225	14751,8526	-0,1393	-2027	14595	-5471	-13531	-114,5

				рік				
580	14132,0810	14453,7111	-0,1795	-2506	14037	-6958	-12192	-145,7
590	13604,7308	13811,8609	-0,2144	-2742	12884	-7882	-10192	-165,0
600	12578,3204	12589,0665	-0,2429	-2710	11265	-8114	-7814	-169,9
610	10922,9968	10933,7429	-0,2641	-2317	8876	-7259	-5108	-152,0
альфа	Fj	Φ	Бета	H	C	T	3	M
[гр]	[N]	[N]	[rad]	[N]	[N]	[N]	[N]	[Нм]
620	8557,7754	8568,5216	-0,2771	-1558 рік	5697	-5126	-2486	-107,3
630	5468,8349	5479,5811	-0,2815	-501	1802 рік	-1731 рік	-501	-36,2
640	1720,2722	1731,0184	-0,2771	721	-2634	2620	270	54,9
650	-2544,2555	-2533,5094	-0,2641	1919 рік	-7354	7327	-624	153,4
660	-7109,4854	-7098,7392	-0,2429	2898	-12048	11577	-3337	242,4
670	-11705,4244	-11694,6782	-0,2144	3489	-16396	14515	-7625	303,9
680	-16031,3874	-16020,6412	-0,1795	3588	-20097	15459	-12841	323,6
690	-19784,5574	-19773,8112	-0,1393	3181	-22901	14094	-18050	295,1
700	-22689,8564	-22679,1102	-0,0951	2340	-24628	10584	-22238	221,6
710	-24527,7276	-24516,9814	-0,0483	1215	-25186	5565	-24563	116,5
720	-25156,6407	-25156,6407	0,0000	0	-25157	0	-25157	0,0

альфа	T2	Z1	Z2	г'	Z'	Rm	Rp
[гр]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
0	0	-25157	-14176	0	-5490	38035,13	5490,33
10	-1792 рік	-23991	-14112	-1822 рік	-4940	37268,34	5264,80
20	-3603	-20620	-13882	-3106	-3369	34906,30	4581,74
30	-5411	-15781	-13382	-3455	-1200	31195,91	3657,75
40	-7118	-10439	-12472	-2724	1017	26488,08	2907,93
50	-8532	-5592	-11034	-1056	2721	21317,93	2918,88
60	-9380	-2041	-9033	1150	3496	16514,45	3680,04
70	-9350	-227	-6579	3340	3176	13375,28	4608,33
80	-8178	-179	-3967	4956	1894 рік	13171,74	5305,72
90	-5754	-1569 рік	-1664 рік	5590	48	15432,68	5590,37
100	-2226	-3863	-229	5095	-1817 рік	18540,02	5409,61
110	1957 рік	-6486	-167	3630	-3160	21446,16	4812,78
120	6067	-8958	-1749 рік	1618 рік	-3605	23735,60	3951,07
130	9238	-10980	-4853	-374	-3063	25324,01	3086,08
140	10677	-12436	-8869	-1790 рік	-1784 рік	26291,00	2526,77
150	9931	-13361	-12718	-2264	-321	26790,36	2286,74
160	7194	-13873	-15115	-1797 рік	621	26993,07	1901,02
170	3500	-14110	-15449	-854	670	27047,87	1085,48
180	0	-14176	-15069	0	447	27054,48	446,66
190	-823	-14112	3410	-484	-8761	27050,16	8774,70

200	-2351	-13882	-1729 рік	-626	-6077	27002,39	6108,70
210	-2372	-13382	-3011	-1519 рік	-5185	26811,92	5403,33
220	-651	-12472	-1971 рік	-3234	-5251	26330,86	6166,59
230	2333	-11034	-342	-5433	-5346	25389,31	7622,24
240	5799	-9033	673	-7590	-4853	23834,53	9008,28
250	8969	-6579	494	-9159	-3536	21586,84	9818,08
260	11269	-3967	-923	-9723	-1522 рік	18725,16	9841,49
270	12421	-1664 рік	-3258	-9088	797	15639,59	9122,70
альфа	T2	Z1	Z2	T'	Z'	Rm	Rp
[гр]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
280	12433	-229	-6025	-7329	2898	13295,15	7881,31
290	11511	-167	-8748	-4777	4291	13191,11	6421,27
300	9956	-1749 рік	-11085	-1944 рік	4668	15835,63	5056,96
310	7893	-4853	-12874	673	4011	19993,88	4066,65
320	5886	-8869	-13830	2396	2481	24226,97	3448,45
330	3850	-12718	-14556	3040	919	27455,91	3176,10
340	1891 рік	-15115	-14836	2651	-140	28903,28	2655,05
350	0	-15449	-14897	1750 рік	-276	28543,10	1771,68
360	-1874 рік	-15069	-14915	937	-77	27947,79	940,14
370	-3722	3410	-14761	1450	9085	9503,81	9200,42
380	-5471	-1729 рік	-14344	1560 рік	6307	14795,84	6497,27
390	-6958	-3011	-13531	2293	5260	16065,72	5737,89
400	-7882	-1971 рік	-12192	3615	5111	14863,31	6260,08
410	-8114	-342	-10192	5224	4925	13424,66	7179,50
420	-7259	673	-7814	6529	4243	13513,40	7786,84
430	-5126	494	-5108	7047	2801	15290,91	7583,39
440	-1731 рік	-923	-2486	6500	782	17817,51	6546,64
450	2620	-3258	-501	4900	-1379	20363,78	5090,80
460	7327	-6025	270	2553	-3147	22625,51	4052,45
470	11577	-8748	-624	-33	-4062	24499,29	4062,00
480	14515	-11085	-3337	-2280	-3874	25949,54	4495,11
490	15459	-12874	-7625	-3783	-2625	26935,31	4604,34
500	14094	-13830	-12841	-4104	-494	27349,20	4133,81
510	10584	-14556	-18050	-3367	1747 рік	27703,30	3793,23
520	5565	-14836	-22238	-1837 рік	3701	27779,11	4131,73
530	0	-14897	-24563	0	4833	27775,00	4833,49
540	0	-14915	-25157	-937	5121	27856,40	5205,93
550	-5435	-14761	-23991	856	4615	27888,62	4694,17
560	-9814	-14344	-20620	2171	3138	27766,61	3815,98
570	-12322	-13531	-15781	2682	1125	27310,57	2908,35
580	-12567	-12192	-10439	2343	-876	26279,78	2501,30
590	-10644	-10192	-5592	1265	-2300	24456,04	2625,25
600	-7081	-7814	-2041	-89	-2886	21928,58	2887,68
610	-2670	-5108	-227	-1228	-2440	18702,40	2731,56

620	1735 рік	-2486	-179	-1733 рік	-1154	15461,96	2081,86
630	5426	-501	-1569 рік	-1403	534	13633,18	1501,12
640	7965	270	-3863	-319	2067	14583,19	2091,01
650	9218	-624	-6486	1180	2931	17786,26	3159,30
660	9303	-3337	-8958	2606	2810	21763,27	3832,98
670	8490	-7625	-10980	3484	1677 рік	25678,53	3867,05
680	7098	-12841	-12436	3498	-202	29328,16	3504,05
690	5403	-18050	-13361	2591	-2344	32689,66	3493,95
700	3600	-22238	-13873	982	-4182	35554,83	4296,17

710	1791 рік	-24563	-14110	-896	-5227	37441,99	5302,93
720	0	-25157	-14176	0	-5490	38035,13	5490,33



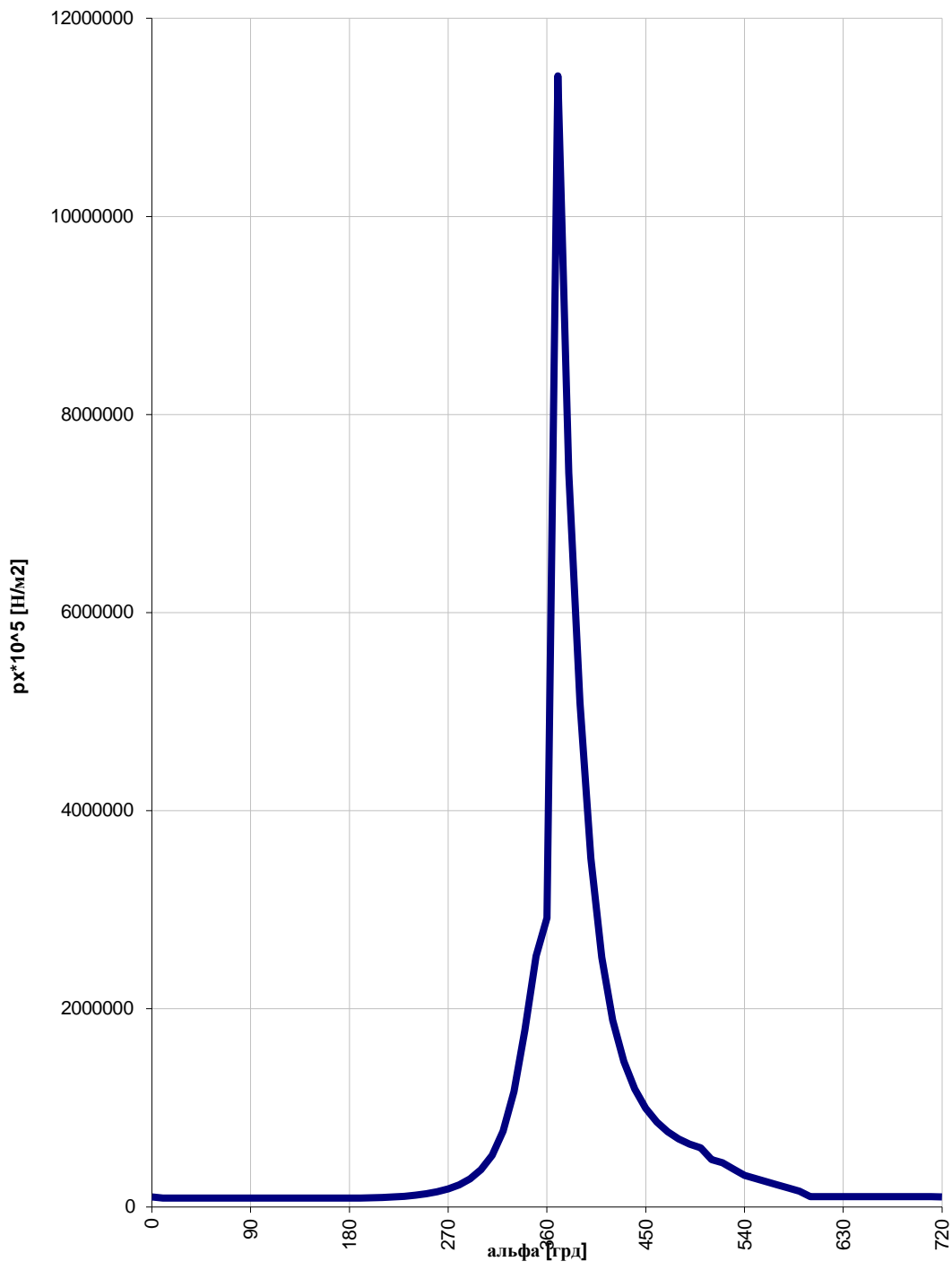


Рисунок 57 Тиск у балоні

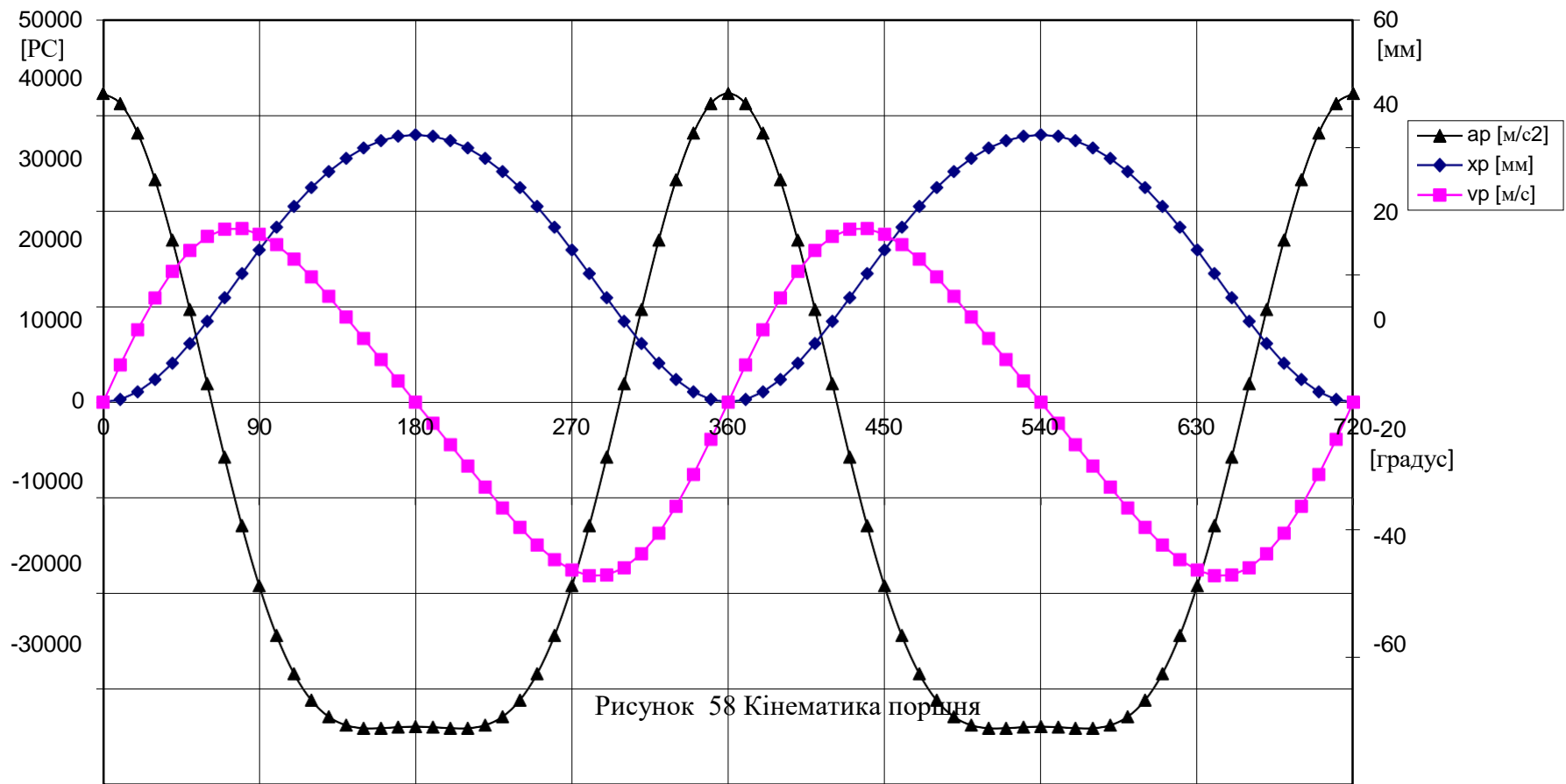


Рисунок 58 Кінематика поршня

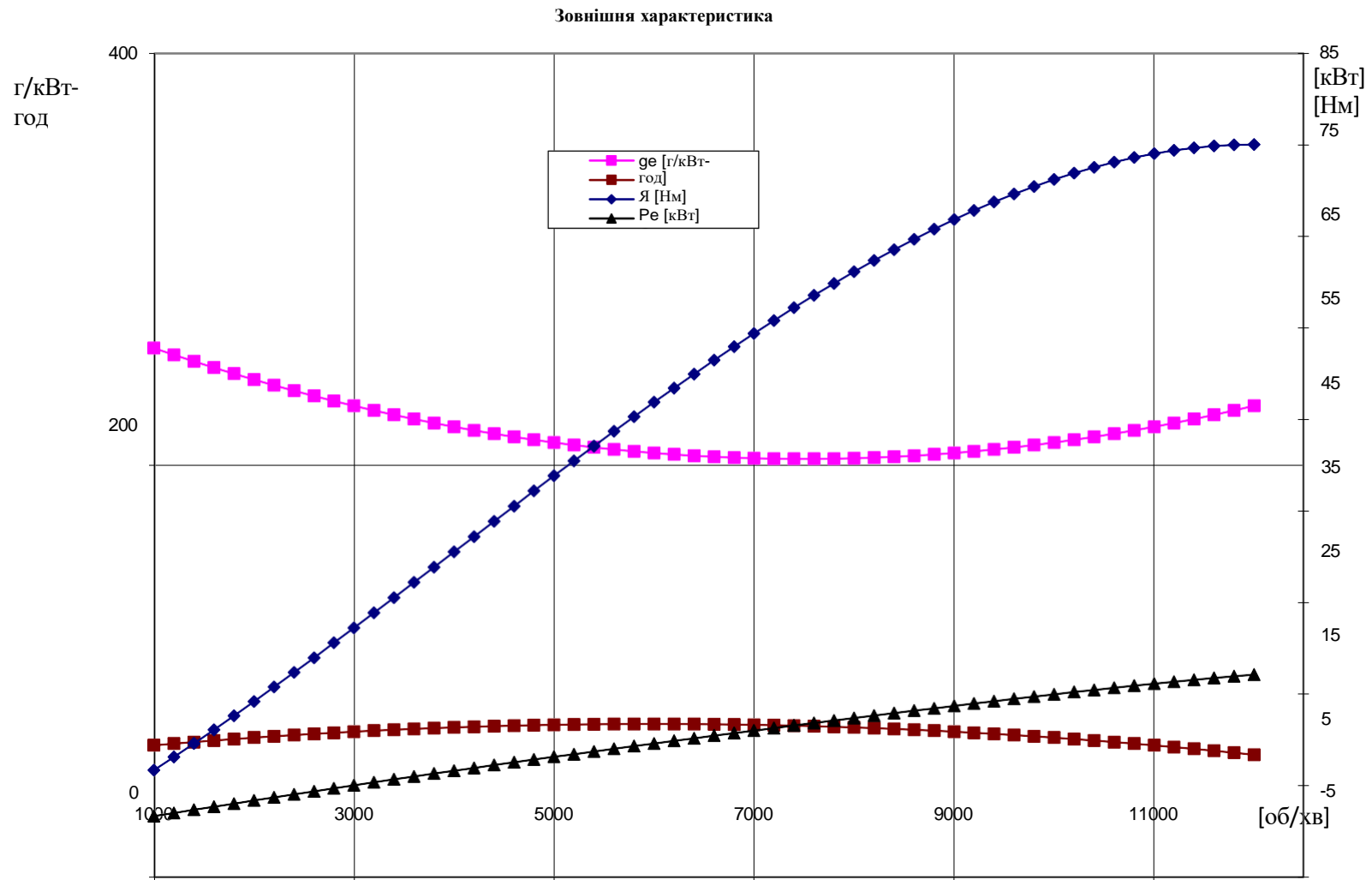


Рисунок 59 – Зовнішня характеристика

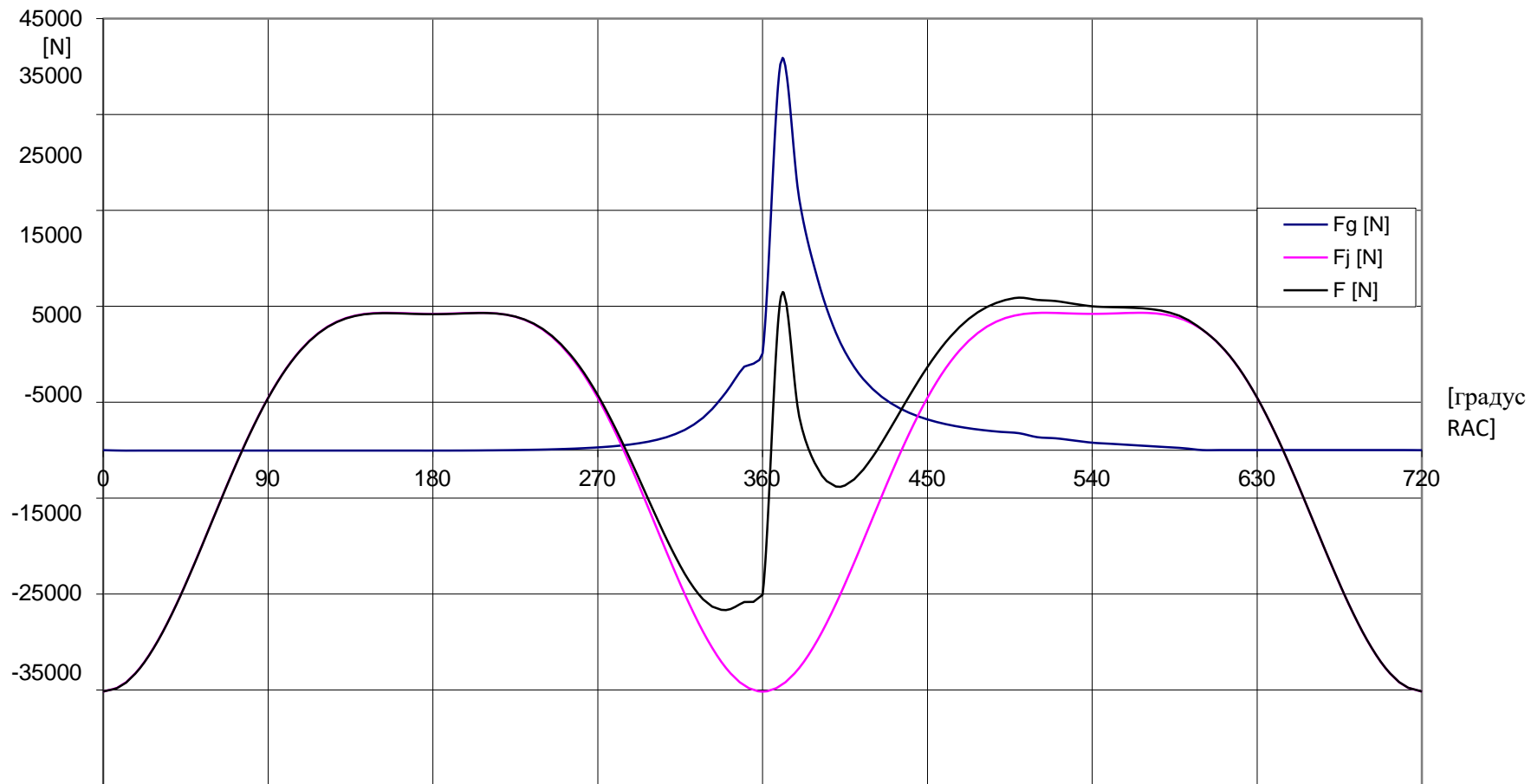


Рисунок 60 – Зміна сил

### Зміна сил

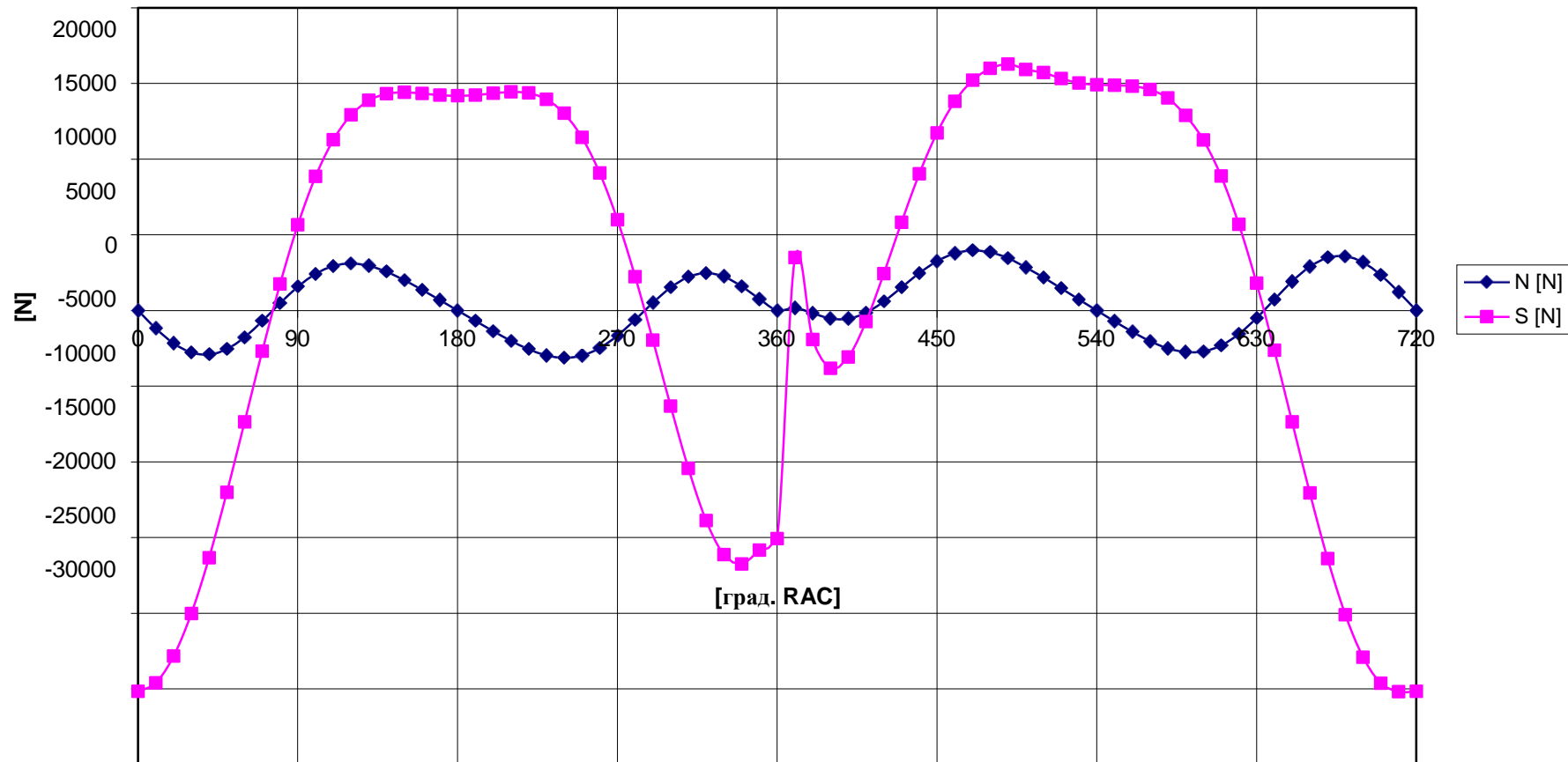


Рисунок – Варіація сил NS

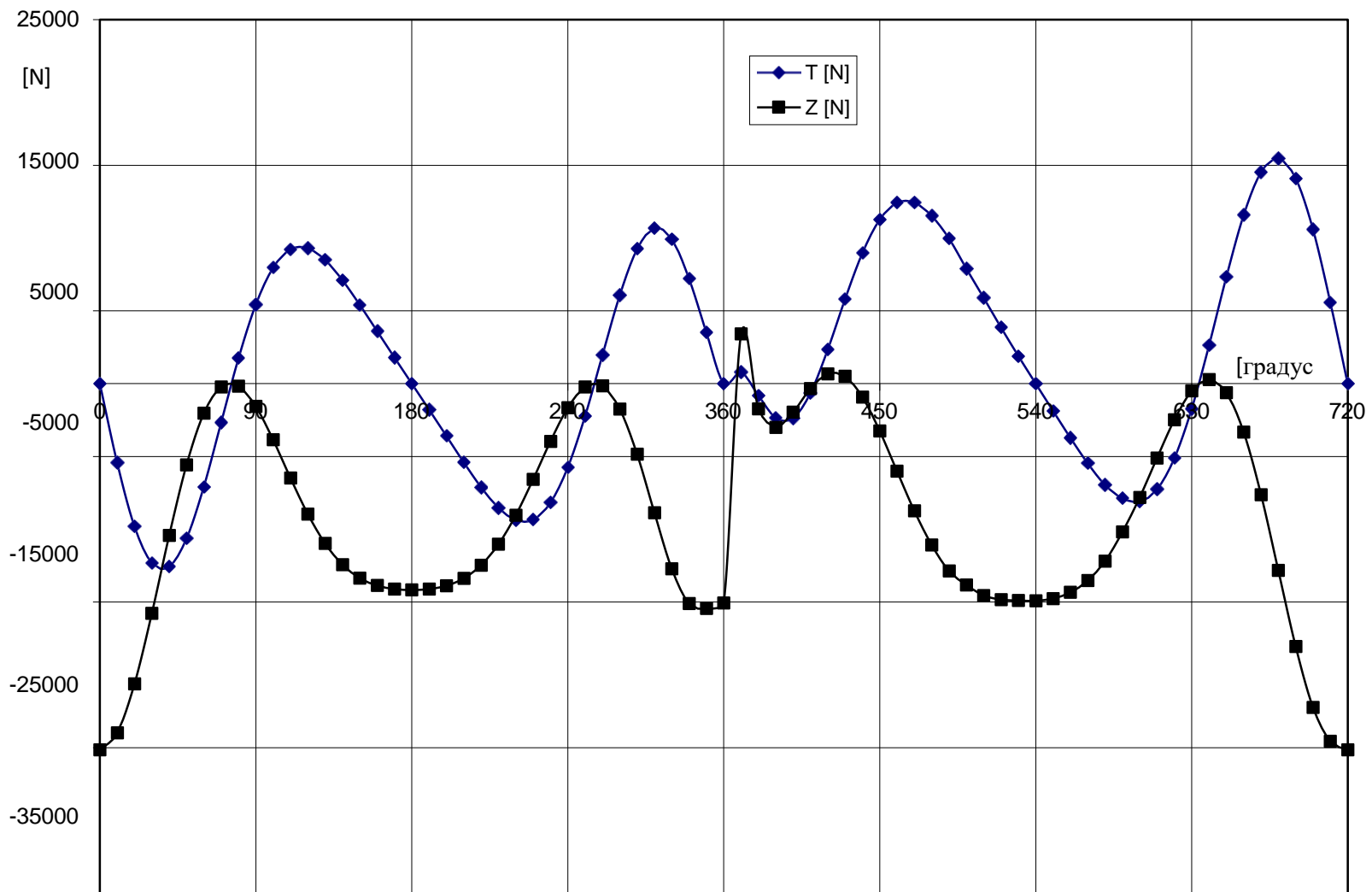


Рисунок 61 – Зміна сил TZ

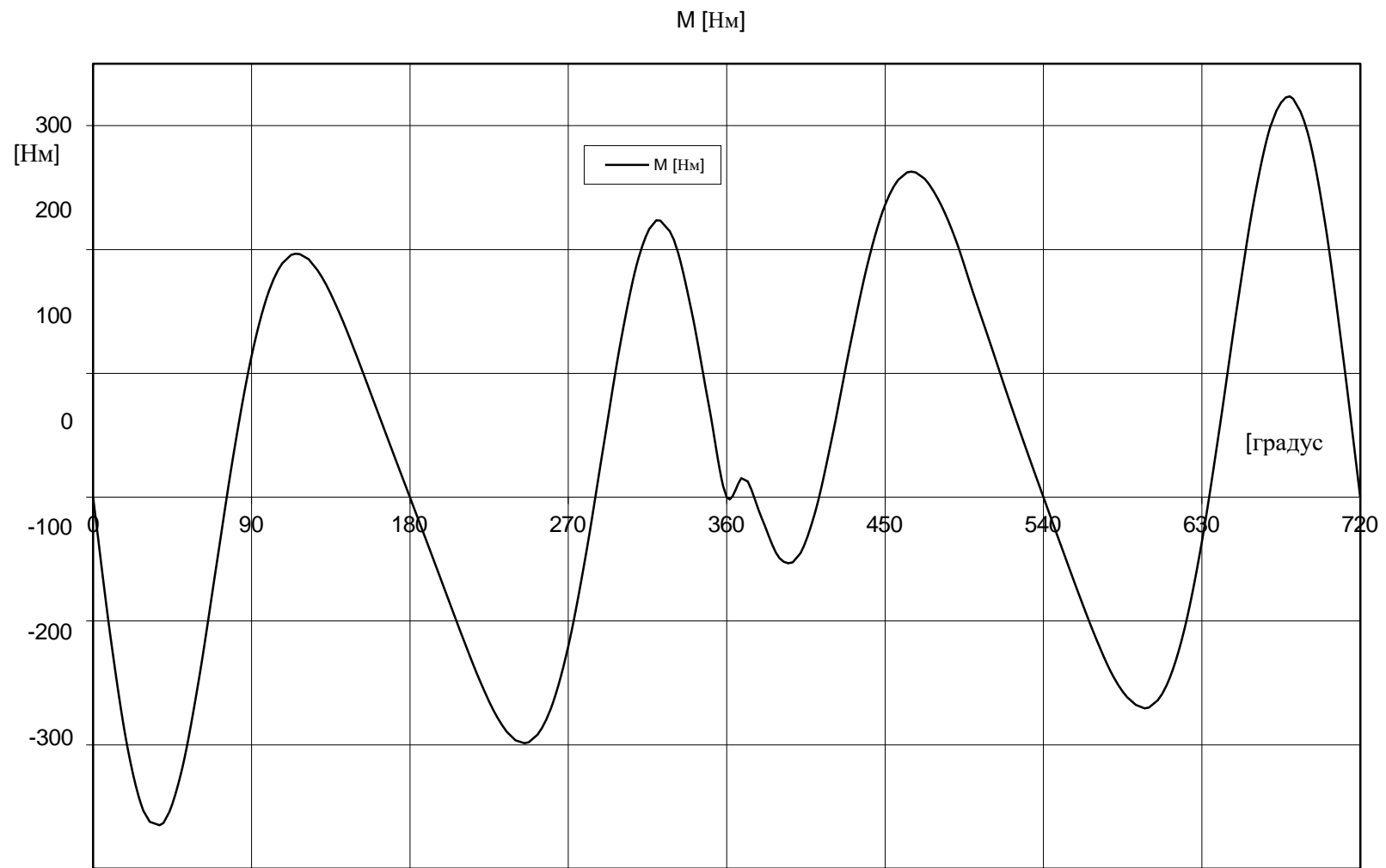


Рисунок 61 – Зміна моменту одного циліндра

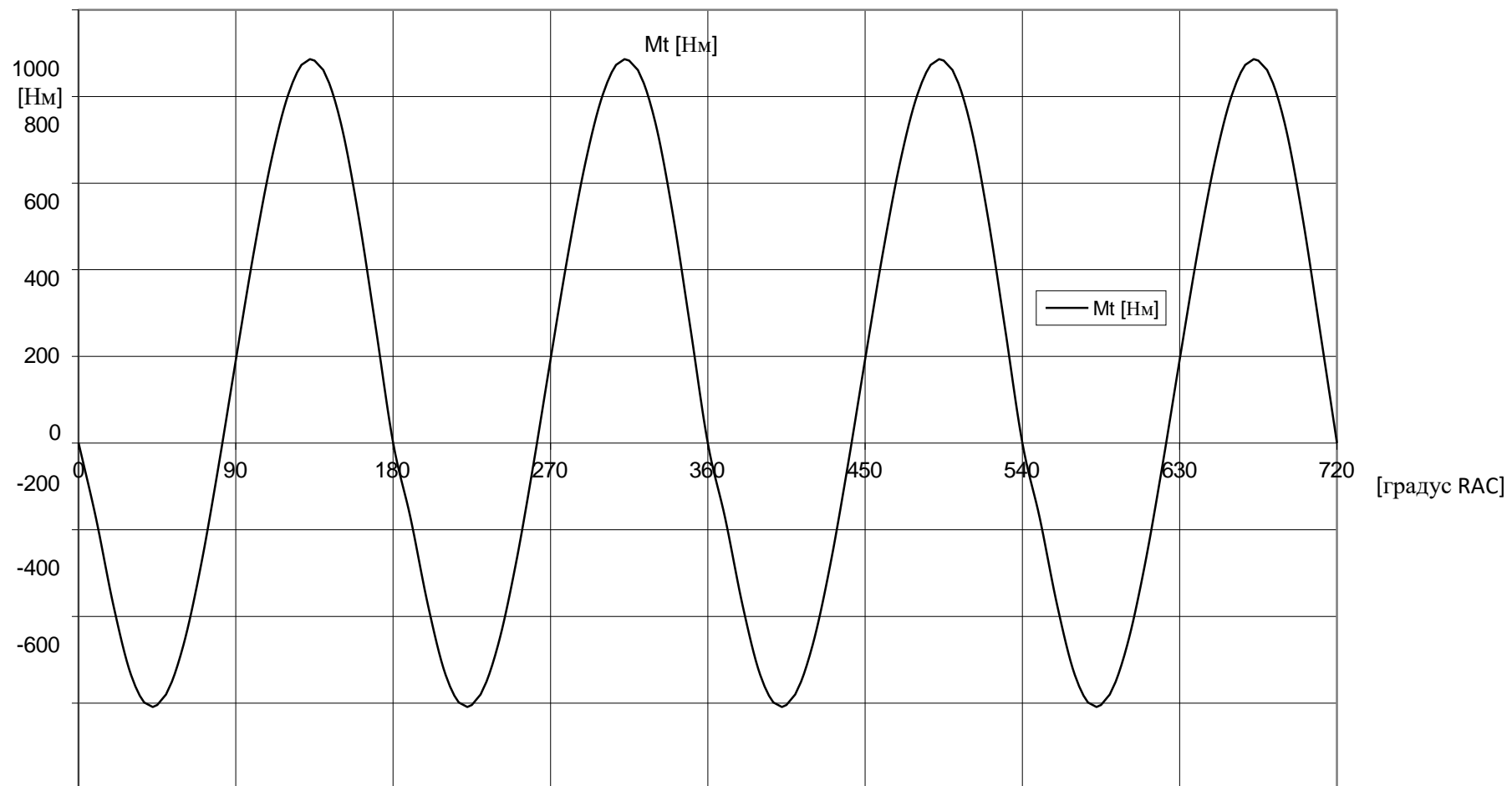


Рисунок 62 – Моментна діаграма



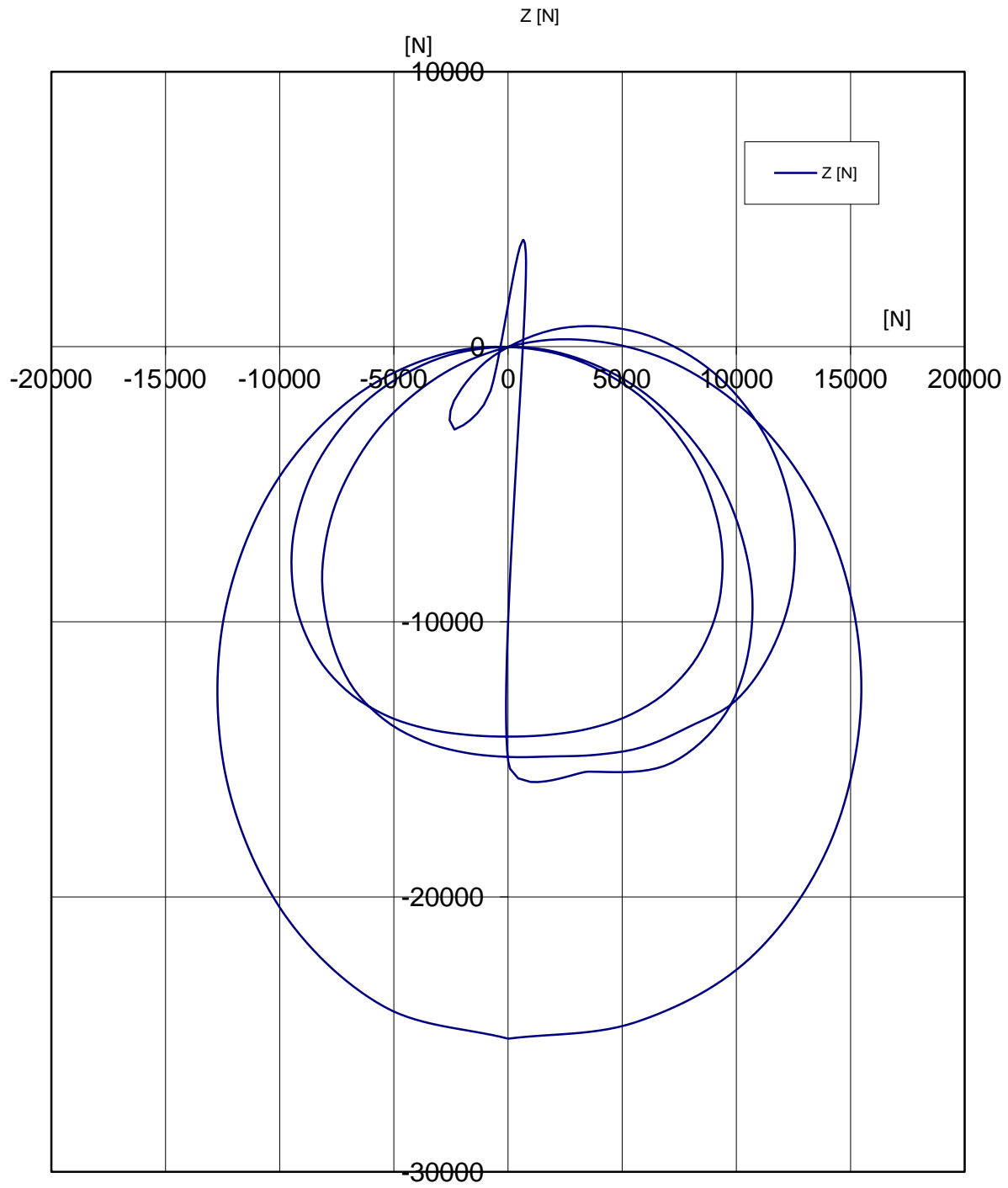


Рисунок 63 – Полярна діаграма

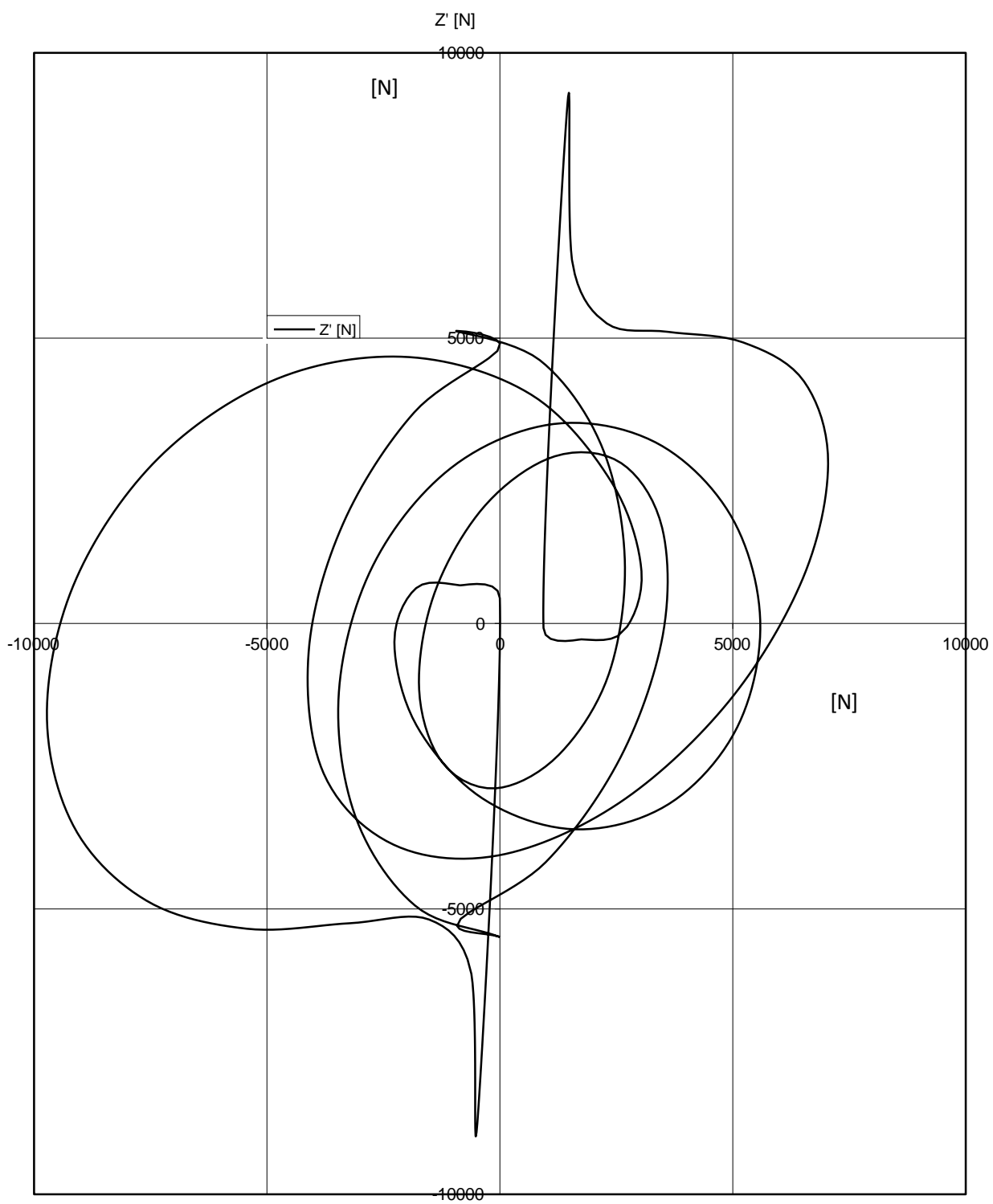


Рисунок 64 – Полярна діаграма

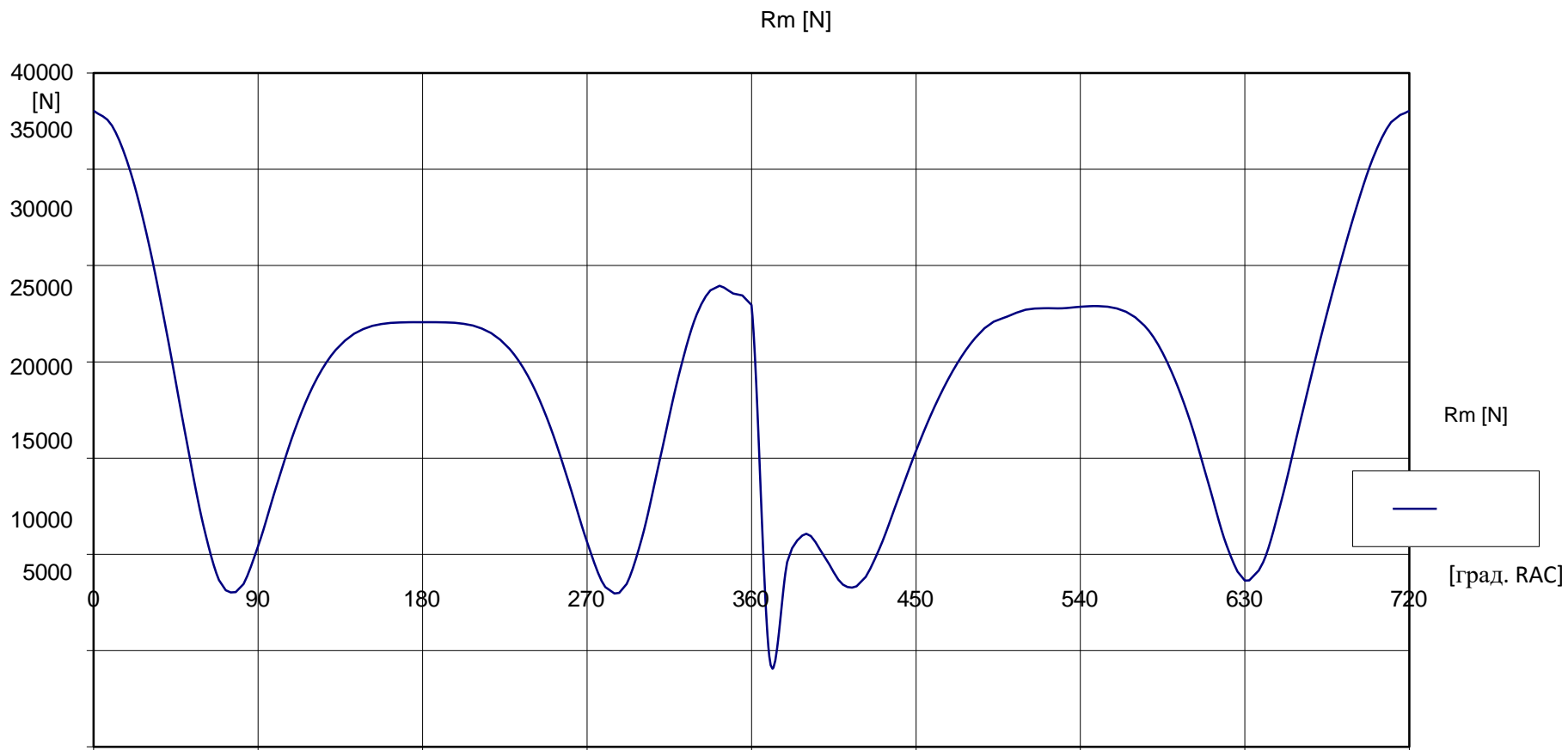


Рисунок 56 – Діаграма результуючої сили тріщини

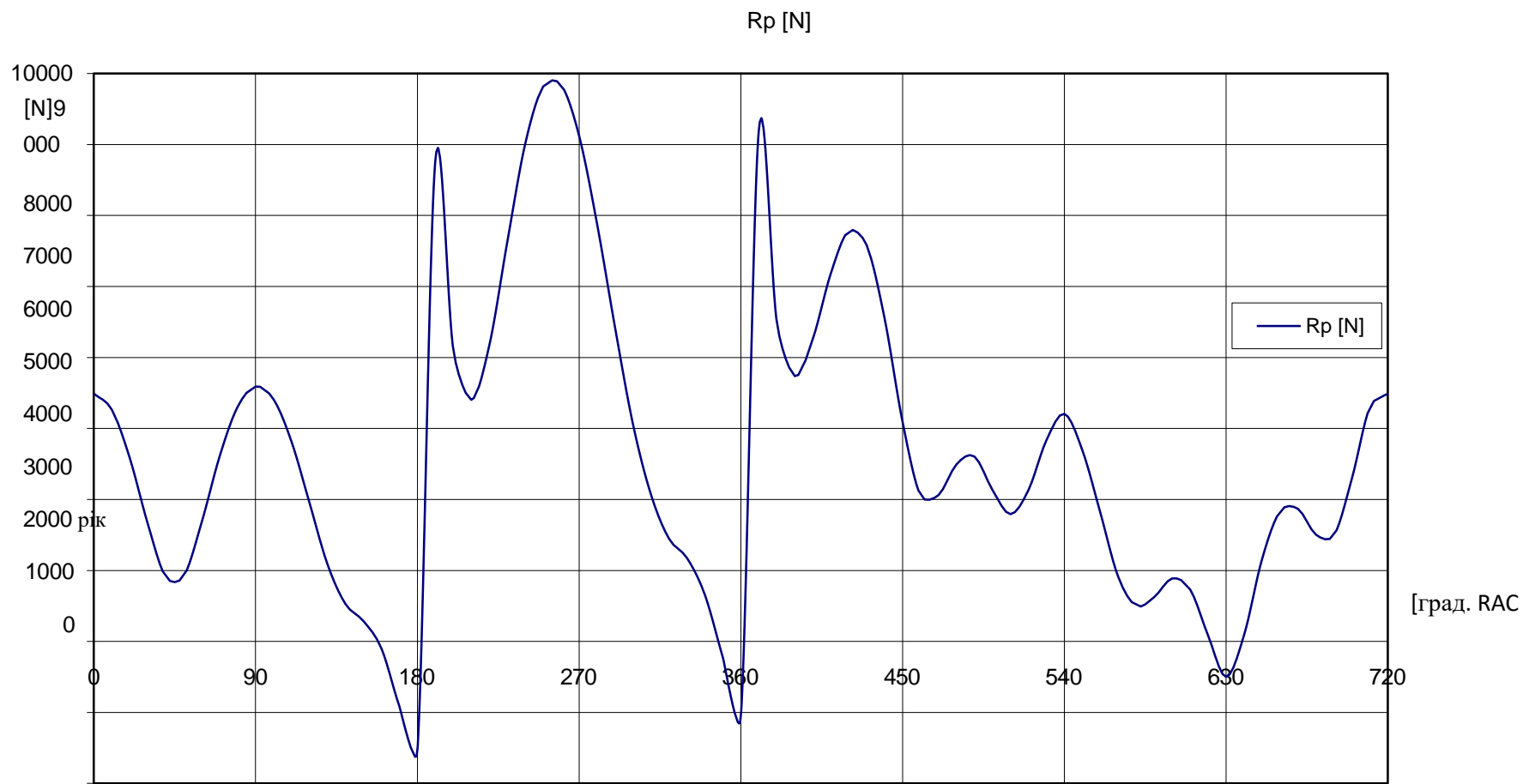


Рисунок 66 – Діаграма цапфового підшипника результуючої сили

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Порядок оформлення учбових документів [Текст] : навч. посібн П60 / В.Н. Павленко, В.В. Воронько, Ю.А. Сисоев, И.М. Тараненко. – 3-е вид., доп. и випр. – Х. : Нац. аерокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского «Харьк. авиац. ин-т», 2013.
2. Каталог технологічного інструменту та обладнання для СТО. [Електронний ресурс] URL: <https://grandinstrument.ua/ua/> (дата звернення 12.12.2023).
3. Мигаль В.Д. Основи технічної діагностики автомобілів: навч. посіб., 2-ге видання. [Текст] Харків: Майдан, 2016. – 372 с.
4. ISO 9141: Road vehicles – Diagnostic systems [Електронний ресурс] – URL: <https://www.iso.org/standard/16738.html> (жата звернення 06.12.2023).
5. Балабанов В.И. Безразборное восстановление трущихся соединений автомобилей. Методы и средства. [Текст] Астрем, 2002. – 64 с.
6. Люлька В.С., Коньок М.М., Перинський Ю.Є., Клімов О.М Основи діагностики автомобіля. [Текст] Чернігів, 2013. – 22 с.
7. Біліченко В. В. , Крещенецький В. Л. , Кукурудзяк Ю. Ю. Основи технічної діагностики колісних транспортних засобів. [Текст] Вінниця, 2012. – 66 с.
8. Чабанний В.Я., Магопєць С.О., Мажейка О.Й., Кропівний В.М., Василенко І.Ф., Шепеленко І.В., Павлюк-Мороз В.А. Ремонт автомобілів. [Текст] Кропивницький, 2007. – 348 с.
9. Підручник з будови автомобіля . [Електронний ресурс] URL: <https://green-way.com.ua/uk/dovidniki/pidruchnyk-po-vlashtuvannju-avtomobilja> (дата звернення 20.12.2023).
10. ДБН В.1.1-7:2016. Пожежна безпека об'єктів будівництва. [Чинний від 2017-06-01]. Вид. офіц. Київ, 2017. – 35 с.
11. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. [Чинний від 1999-12-01]. Вид. офіц. Київ, 1999. – 21 с.
12. ДБН В.2.5-28:2018. Природне і штучне освітлення. [Чинний від 2019 03-01]. Вид. офіц. Київ, 2018. – 48 с.
13. ДБН В.2.5-56:2014. Системи протипожежного захисту. Зі змінами №1. [Чинний від 2014-11-13]. Вид. офіц. Київ, 2014. – 51 с.