## Автомобільний дизельний двигун з подовженим розширенням та змінною тактністю

#### Зміст:

Вступ

1. Основні відомості про схеми подовженого розширення

1.1. Оригінальна концепція двигуна та циклу Аткінсона

1.2. Реалізація циклу Аткінсона за рахунок зміни фаз газорозподілу

(схеми Отто-Аткінсона та Міллера-Аткінсона)

1.3. Двигун Дьяченко, двигун Ricardo.

1.4. Висновок, двигун зі зміною тактності.

2. Порівняння ідеальних термодинамічних циклів

3. Вибір основних параметрів двигуна

4. Розрахунки робочих циклів у комплексі Blitz-PRO

4.1. Особливості математичної моделі

4.2. Порівняння результатів розрахунків для запропонованої схеми та для традиційного двигуна з газотурбінним наддувом

5. Розрахунки навантажувальних характеристик двигуна та вибір раціонального діапазону зміни тактності.

6. Ескіз голівки циліндрів та силового механізму двигуна, виконаний в Solid Works

Висновки

Література

#### Вступ

В даній роботі виконаний ескізний проект дизельного двигуна з подовженим розширенням потужністю  $N_e = 50$  кВт, n = 3000 хв<sup>-1</sup>, що застосовується в якості автомобільного.

В якості двигуна прототипу обраний дизельний двигун Volkswagen 1.9TDI. Запропонований двигун є рядним чотирициліндровим дизельним двигуном, що може в залежності від режиму навантаження працювати за чотиритактним та двотактним циклом.

В конструкції двигуна застосований принцип подовженого розширення за рахунок зміщення фаз газорозподілу, запропонований професором Дяченко [1]. Газообмін здійснюється за допомогою клапанів, що розташовані в голівці двигуна, та забезпечують можливість організації роботи вигуна як за двотактним, так і за чотиритактним циклом, аналогічно експериментальному двигуну Ricardo [2]. Двигун оснащений паливною системою акумуляторного типу.

В роботі виконано опис принципу підвищення ефективності ДВЗ за рахунок подовженого розширення. Виконані порівняння ідеальних циклів Аткінсона, Дизеля і Отто. Описано процес вибору основних параметрів двигуна таких як: кількість циліндрів, робочий об'єм, кількість тактів, система повітропостачання та ін. Здійснені порівняльні розрахунки навантажувальних характеристик двигуна з використанням програмного сервісу Blitz-PRO [3], які дозволили виконати оцінку потенційних переваг двигуна запропонованої схеми.

#### 1. Основні відомості про схеми подовженого розширення

Одним з перспективних напрямів поліпшення основних показників автомобільних двигунів внутрішнього згоряння, особливо економічних і екологічних, є оптимізація робочого процесу за рахунок застосування циклу з продовженим розширенням робочого тіла.

Вперше такий цикл був реалізований в диференціальному газовому двигуні Аткінсона в 1884 році. [4]

#### 1.1 Оригінальна концепція двигуна та циклу Аткінсона

Класичний підхід здійснення циклу з продовженим розширенням у поршневому двигуні полягає в застосуванні спеціального механізму перетворення руху між колінчастим валом і поршнем, який дозволяє мати більш тривалі такти розширення і випуску в порівнянні з тактами впускання і стиснення. Вперше така схема була реалізована Дж. Аткінсоном.



Рис.1 Ескіз дослідного двигуна університету Калгарі

Модифікована схема Аткінсона застосована університетом м. Калгарі (Канада) на експериментальному одноциліндровому двигуні, побудованому на базі двигуна Honda GX160K1 робочим об'ємом 163 см<sup>3</sup>,  $D \ge S = 68 \ge 45$  мм, зі ступенем стиснення 8,5 і повітряним охолодженням. У експериментальному двигуні використаний ряд компонентів серійного двигуна, в тому числі поршні, розподільчий вал, штовхачі, клапани, головка циліндрів. Забезпечена зміна ступеня продовженого розширення σ від 1,0 до 1,9, а ефективної ступеня стиснення - від 6,85 до 13,02. Діаграма, наведена на малюнку 3, дає уявлення про закон руху поршня при різного ступеня продовженого розширення σ.

Розрахунковий аналіз показує, що в порівнянні зі звичайним двигуном експериментальний забезпечує зниження витрати палива на 21-24% на малих навантаженнях і до 10% на середніх навантаженнях. Ефект досягнутий завдяки усуненню дросельних втрат на часткових навантаженнях, зниження (на 10%) втрат на тертя і підвищення термічного к.к.д..

З іншого боку, прийнята кінематична схема механізму перетворення руху збільшила на 30-64% інерційне навантаження на поршень, а також ускладнила балансування механізму перетворення в порівнянні зі звичайним кривошипно-шатунним механізмом.

В цілому, реалізація класичної концепції в сучасному двигуні залишається проблематичною через підвищену інерційність механізму регулювання ступеня стиску/розширення і проблем його виробничої сумісності зі звичайними двигунами.

## 1.2 Реалізація циклу Аткінсона за рахунок зміни фаз газорозподілу (схеми Отто-Аткінсона та Міллера-Аткінсона)

Інша концепція двигуна з продовженим розширенням, умовно названа схемою Отто-Аткінсона, досліджувалася теоретично і експериментально компанією «Форд». Двигун працює за звичайним циклом Отто на повному навантаженні для забезпечення високих енергетичних показників і по циклу Аткінсона на часткових навантаженнях для зменшення витрати палива. При роботі по циклу Аткінсона ступінь розширення більше, ніж ступінь стиснення. В експериментальному двигуні це досягнуто за рахунок збільшення геометричної ступені стиску/розширення і застосування пізнього закриття впускного клапана. Як відомо, збільшення ступеня розширення (шляхом збільшення ступеня стиснення) дозволяє підвищити термічний к.к.д., однак ступінь стиснення звичайного бензинового двигуна доводиться обмежувати, щоб виключити детонацію при роботі з повністю відкритим дроселем. В експериментальному двигуні «Форд» з продовженим розширенням, створеному на базі бензинового двигуна з робочим об'ємом 1,6 л, ступінь стиснення/розширення регулювалася поршнем з рухомим днищем в діапазоні від 9,3 до 16,0 в залежності від навантаження.

Дослідження в основному підтвердили основні висновки, отримані у розглянутій вище роботі компанії «Форд». Розрахунками показана і експериментально підтверджена можливість поліпшення паливної економічності двигуна до 14% (у варіанті з  $\varepsilon_p = 17,5$  і  $\varepsilon_c = 8,0$ ) і до 22% (у варіанті з  $\varepsilon_p = 17,5$  і  $\varepsilon_c = 7,0$ ) за рахунок реалізації циклу з подовженим розширенням робочого тіла.

Експериментально було встановлено, що ефективність циклу залежить від ступеня продовженого розширення  $\sigma = \varepsilon_p/\varepsilon_c$ , причому максимум ефективного к.к.д. досягався при  $\sigma = 1,5$ . Подальше збільшення ступеня продовженого розширення вело до помітного зниження ефективного к.к.д. через зростання відносних втрат на тертя.

Випробування експериментального двигуна підтвердили також зменшення на 43% насосних втрат внаслідок пізнього закриття впускного клапана і, на відміну від дослідження «Форд», показали зниження викидів СН на 35% при збільшенні ступеня подовженого розширення. Ймовірною причиною зниження викидів називається збільшення тривалості окислення незгорілих вуглеводнів в циліндрі.

Прикладом успішної реалізації цієї концепції в серійному виробництві є двигун внутрішнього згоряння 1NZ-FXE, що входить до складу гібридної енергетичної установки автомобіля «Toyota Prius». Двигун має робочий об'єм 1,5 л і розвиває потужність 42,7 кВт при 4000 об/хв<sup>-1</sup>. Бездетонаційну роботу двигуна з геометричним ступенем стиснення/розширення 13,5 забезпечують пізніше закриття впускного клапана і компактна камера згоряння з нахиленим витіснювачем. Регулювання фази закриття впускного клапана здійснюється мехатронною системою регулювання приводу впускних клапанів VVT-і. Система регулювання дозволяє знижувати на великих навантаженнях ефективну ступінь стиснення до 9,0 для запобігання детонації, а на часткових навантаженнях - зменшувати насосні втрати для додаткового поліпшення витрати палива.

У концепції Аткінсона-Міллера цикл з продовженим розширенням забезпечують поєднання пізнього закриття впускного клапана з високим ступенем розширення. [5]

#### 1.4 Двигун Дяченко та двигун Ricardo

При проектуванні двигуна Дяченко ставилася задача підвищення індикаторного коефіцієнта корисної дії циклу двигуна внутрішнього згоряння.

Поставлена задача вирішується в такий спосіб. У запропонованому способі роботи двигуна внутрішнього згоряння, що містить головку циліндра з впускними і випускними клапанами, надпоршневу порожнину, утворену поршнем, циліндром і головкою циліндра, в надпоршневій порожнині здійснюють процеси газообміну, стиску, розширення причому відповідно до винаходу процеси газообміну здійснюють шляхом відкриття впускних і випускних клапанів при досягненні на такті розширення об'єму надпоршневої порожнини 90-100 відсотків від її максимального значення, а їхнє закриття здійснюють на такті стиску при об'ємі надпоршневої порожнини 40-60 відсотків від її максимального значення, при цьому впускні і випускні клапани відкривають і закривають одночасно.

На рис.1 показано загальний вид двотактного поршневого двигуна внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням, безпосереднім вприскуванням, розшаруванням паливо-повітряної суміші і клапанним механізмом газорозподілу, у якому здійснюють пропонований спосіб.

На рис.2 показана індикаторна діаграма тиску газів у надпошневій порожнини цього двигуна.

Двигун у якому здійснюють пропонований спосіб роботи, містить циліндр 1, поршень 2, головку 3 циліндра 1 з витискувачем 4 і розміщеними в ній впускними 5, 6 і випускними 7, 8 клапанами з приводом, наприклад, від кулачкового вала, що утворять надпоршневу порожнину 9, камеру згоряння 10 в головці 3 циліндра 1, у верхній частині якої встановлена свіча запалювання 11, форсунку 12, встановлену, наприклад у стінці циліндра 1, нагнітач повітря (на рис.1 не показано).



Рис. 1. Схема запропанованого двигуна з подовженим розширенням



Рис. 2. Індикаторна діаграма

Спосіб роботи двотактного поршневого двигуна здійснюють у такий спосіб. На такті стиску в напрямку камери згоряння за допомогою форсунки 12 і паливного насоса (на рис.1 не показано) здійснюють вприскування палива (точка п на лінії стиску, що відповідає початкові вприскування палива - рис.2) на поверхню стінок витискувача 4 і стінок камери згоряння 10 (рис.1). Пари палива, що утворяться над поверхнями стінок витискувача 4 і камери згоряння 10 (рис.1). Пари палива, що утворяться над поверхнями стінок витискувача 4 переміщають до верхньої частини камери згоряння 10, забезпечуючи розшарування паливоповітряної суміші, і запалюють свічею запалювання 11 (точка z - рис.2). Про-

дукти згоряння палива розширюють у надпоршневій порожнині 9 до моменту початку одночасного відкриття випускних і впускних клапанів (точка є на лінії розширення, коли об'єм надпоршневої порожнини складає 90-100 відсотків від максимального її значення, - рис.2). Тиск продуктів згоряння в надпоршневій порожнині 9 до цього моменту стає менше, ніж тиск повітря *p*<sub>к</sub> перед впускними клапанами 5, 6 і повітря через впускні клапани 5 і 6 надходить у надпоршневу порожнину 9, відтискуючи продукти згоряння до випускних клапанів 7 і 8, тиск газів *p<sub>m</sub>* за якими близький до атмосферного. Закривають клапани на такті стиску при об'ємі надпоршневої порожнини 40 - 60 відсотків від її максимального значення (точка v на рис.2). Тому що впускні клапани 5 і 6 відкривають і закривають одночасно з випускними 7 і 8, збільшується за рахунок цього тривалість продувки, коли впускні і випускні клапани відкриті при підвищених перепадах тиску на впуску  $p_{\kappa}$  і на випуску  $p_m$ , що забезпечує ефективне очищення надпоршневої порожнини від продуктів згоряння і її заповнення повітрям при збільшенні ступеня розширення продуктів згоряння в 1,5-2,5 рази по відношенню до ступеня стиску повітря.

#### Концепт двигуна Ricardo

Ця концепція бензинових двигунів використовує нові технології згоряння, прискорення, управління та спрацьовування клапанів для автоматичного та безперебійного перемикання між дво- та чотиритактними режимами роботи з метою досягнення значних показників ефективності та економії пального за рахунок значного зменшення розміру.[2]

Концепція двигуна 2/4 SIGHT використовує систему згоряння бензину з прямим вприскуванням, в якій конструкція впускного та випускного каналів, в поєднанні з відповідними змінами подачі наддувного повітря, вприскування палива, запалювання та синхронізації клапанів, дозволяють працювати як у двотактному, так і в чотиритактному режимі. режими. Удосконалена система управління в поєднанні з гнучким спрацьовуванням клапанів дозволяє водію контролювати умови роботи двигуна та координувати роботу системи наддуву, клапанів та обладнання для вприскування палива на рівні кожного циліндра окремо. Це забезпечує плавні переходи між дво- та чотиритактними режимами роботи без переривання крутного моменту як в умовах перехідного, так і постійного крутного моменту.

Прототип дослідницького двигуна базується на 2,1-літровому V6, який у 6-циліндровій конфігурації 2/4SIGHT призначений для забезпечення рівня продуктивності та керованості, рівня 3-4-літрових бензинових двигунів V8.

Результати виконаних розрахунків вказують на те, що прискорення автомобіля, включаючи запуск з відпочинку, можна підтримувати за допомогою 2,0-літрового бензинового двигуна V6 2/4SIGHT, який замінює базову лінійку потужністю 3,5 літра. Це забезпечить економію пального на 27% та зменшить викиди CO2 в базовій лінії з 260 г/км до 190 г/км.

#### 2. Порівняння ідеальних термодинамічних циклів Аткінсона та Сабате-Тринклера

Для визначення теоретично можливого збільшення індикаторного к.к.д. двигуна при застосуванні подовженого розширення виконаємо порівняння ідеальних циклів Аткінсона та Сабате-Тринклера при максимальному тиску згорянні і тиску кінця стиснення, що відповідають двигуну-прототипу. Порівняння виконуються для однакової кількості теплоти, що підводиться до робочого тіла та при однаковій дійсній степені стиснення.

Розрізняється лише степінь попереднього стиснення, яка в циклі Сабате-Тринклера дорівнює  $\rho' = 1.0$ , а у циклі Аткінсона  $\rho' = 1.48$ .

#### Вихідні данні

1. Питома ефективна витрата пального, г/(кВт*г)	b <sub>b</sub> := 200	
2. Ефектина потужність реального двигуна, кВт	P <sub>b</sub> := 50	
3. Частота обертання колінчастого валу, об/хв	n <sub>crank</sub> := 3000	
4. Хід поршня, мм	$S_{pist} := 90$	
5. Діаметр циліндру, мм	D <sub>cy1</sub> := 72	
6. Кількістьциліндрів	i <sub>cy1</sub> := 4	
7. Дійсна степінь стиснення	$\varepsilon := 16$	
8. Показник адіабати робочого тіла	k := 1.36	
9. Коефіцієнт тактності	$\chi := 1$	
10. Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_1 := 42700$	
11. Максимальний тиск згоряння палива, МПа	p <sub>z</sub> := 16	
12. Тиск робочого тіла в точці а, МПа	p <sub>a</sub> := 0.2	
13. Температура робочого тіла в точці <i>а,</i> К	T <sub>a</sub> := 320	
14. Температура, при якій починається розрахунок ен	тропії, К <sup>Т</sup> 0 := 273	
15. Тиск, при якому починається розрахунок ентропії,	кПа p <sub>0</sub> := 0.1013	
Рис 2.2 Вихідні данні для розрахунку ідеальних циклів		



Рис. 2.3 Т-V діаграма



Рис. 2.4 Т-S діаграма

На показаних рисунках чорні діаграми показують цикл Сабате-Тринклера, червоні – цикл Аткінсона; точки з позначкою ['] відносяться до циклу Сабате-Тринклера.

Як видно з наведених діаграм, різниця в ідеальних циклях полягає лише в частині подовженого розширення. Таким чином вдається збільшити площу індикаторної діаграми, що відповідає більшому значенню роботи циклу.

Згідно до розрахунків, використання циклу Аткінсона при даних умовах порівняння дозволяє підвищити к.к.д. циклу з 63.1 до 66.4 %, тобто відносне збільшення к.к.д. становило 1.05, що дозволяє сподіватися на відповідне збільшення ефективності реального двигуна.

#### 3. Вибір основних параметрів двигуна

Згідно до поставлених умов, здійснене ескізне проектування дизельного двигуна з подовженим розширенням потужністю  $N_e = 50$  кВт, n = 3000 хв<sup>-1</sup>, що застосовується в якості автомобільного.

В якості двигуна-прототипу був використаний дизельний двигун Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7.95/9.55). Було змінено діаметр циліндра, який складає  $D_{cyl} = 72$  мм, хід поршня  $S_{pist} = 90$  мм. Двигун має 4 клапани на циліндр. Діаметр впускного клапана  $D_{int.v.} = 24$  мм, випускного  $D_{exh.v.} = 22,5$  мм. Геометрична степінь стиснення складає є' =23,25 (геометрична степінь стиснення базового двигуна є' =19,5).





Рис. 3.1 Характеристика компресора Eaton M45

Двигун, що проектується, є рядним чотирициліндровим дизельним двигуном працюючим за двотактною схемою з можливістю змінювати її на чотиритактну при часткових навантаженнях. Робочий процес двигуна організований з подовженим розширення з використанням наступних фаз газорозподілу: відкриття впускних клапанів - 5° після НМТ, закриття впускних клапанів - 85° після НМТ; відкриття випускних клапанів - 35° до НМТ, закриття випускних клапанів - 90° після НМТ

Для забезпечення двотактного робочого процесу двигун має бути оснащений механічним компресором для отримання задовільного коефіцієнту продувки. Було обрано компресор Eaton M45

## 4. Розрахунок номінального робочого циклу у комплексі Blitz-PRO 4.1 Вхідні данні

Blitz-PRO пропонує виконання синтезу робочого процесу ДВЗ різних типів та конфігурацій. Проте для будь-якого типу ДВЗ загальний принцип лишається однаковим: двигун поділяється на низку відкритих термодинамічних систем (OTS), що взаємодіють одна з одною шляхом теплового та масового обміну.

Для відкритих термодинамічних систем застосовується універсальна система рівнянь. Ці рівняння базуються на першому законі термодинаміки при уявлені однаковості параметрів робочого тіла в будь-якій точці системи (0D уявлення), законі стану робочого тіла та масового балансу. Розглянемо відкриту термодинамічну систему на прикладі циліндра двигуна (Рис. 1.2.2). Напишемо перший закон термодинаміки у вигляді:

$$\left(\frac{\mathrm{d}I_{fuel}}{\mathrm{d}\varphi} + \sum_{1}^{n_{1}}\frac{\mathrm{d}I_{j}}{\mathrm{d}\varphi}\right) + \frac{\delta Q_{comb}}{\mathrm{d}\varphi} + \sum_{1}^{n_{2}}\frac{\delta Q_{wall.i}}{\mathrm{d}\varphi} = c_{vm}T\left(\sum_{1}^{n_{1}}\frac{\mathrm{d}m_{j}}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\mathrm{d}m_{fuel}}{\mathrm{d}\varphi}\right) + c_{v}m\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}\varphi} + mT\frac{d(c_{v})_{T}}{\mathrm{d}\varphi} + p\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}\varphi},$$

де  $dI_{fuel}/d\varphi$ ,  $dI_j/d\varphi$  – ентальпія в переході внаслідок випаровування палива та масового обміну,  $\delta Q_{comb}/d\varphi$  – швидкість виділення теплоти внаслідок вигоряння палива,  $\delta Q_{wall.i}/d\varphi$  – швидкість ввідведення теплоти внаслідок теплоомбіну зі стінками циліндру,  $dm_{fuel}/d\varphi$ ,  $dm_j/d\varphi$  – миттєва витрата палива та робочого тіла,  $n_1$  – кількість взаємодіючих систем, що приймають участь в масовому обміні,  $n_2$  – кількість теплообмінних поверхонь, p, T, V, m – тиск, температура, об'єм та маса суміші газів в OTS,  $c_v$ ,  $c_{vm}$  – дійсна та середня ізохорна масова теплоємність робочого тіла.

Перший закон термодинаміки доповнюється законом масового балансу та рівнянням стану реального газу:

$$dm = \sum_{1}^{n_{1}} dm_{j} + dm_{fuel};$$
$$pV = Z \frac{m}{\mu} RT,$$

де Z коефіцієнт стиснення, що розраховується за рівнянням Бертло:

$$Z=1+\frac{9}{128}\frac{\pi}{\theta}\left(1-\frac{6}{\theta^2}\right),\,$$

де  $\pi = p/p_{crit}$  – відношення тиску до критичного,  $\theta = T/T_{crit}$  – відношення температури до критичної.

Теплоємність газової суміші розраховується за законом Дальтона, в той час як теплоємності кожного компонента задаються поліномінальними рівняннями.

Базовим рішенням для всіх відкритих термодинамічних систем є однозонна модель, яка полягає в представленні всього об'єму системи заповненим гомогенною сумішшю газів. Проте в декількох випадків однозонна модель не дозволяє отримати задовільної точності, що зумовлює необхідність використання двозонних моделей, а саме:

- Під час процесу згоряння використання двозонної моделі дозволяє визначити окремо температуру в зоні свіжого заряду та продуктів згоряння, що забезпечує можливість коректного розрахунку утворення окислів азоту NO<sub>x</sub> та оксиду карбону CO.
- 2. Під час процесу продувки в двотактних двигунах для коректного розрахунку процесів газообміну.
- 3. Для урахування зворотного току продуктів згоряння з циліндру до впускного ресиверу на деяких ділянках процесу газообміну.

Масовий обмін між взаємодіючими термодинамічними системами розраховується з використанням традиційного квазістатичного методу в поєднання з методикою професора Орліна для урахування нестаціонарних ефектів.

Рівняння квазі-стаціонарного підходу для визначення швидкості в мінімальному перетині *w*<sub>static</sub> в каналі, що поєднує систему з вищим тиском "1" на нижчим тиском "2" наступні:

$$w_{static} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2k_1}{k_1 - 1}R_{\mu}T_1^*} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1^*}\right)^{\frac{k_1 - 1}{k_1}}\right], & \text{if } \frac{p_1}{p_2} < \left(\frac{2}{k_1 + 1}\right)^{\left(\frac{k_1}{1 - k_1}\right)}; \\ \sqrt{\frac{2k_1}{k_1 + 1}R_{\mu}T_1^*}, & \text{if } \frac{p_1}{p_2} > \left(\frac{2}{k_1 + 1}\right)^{\left(\frac{k_1}{1 - k_1}\right)}, \end{cases} \end{cases}$$

де  $k_1$  – показник адіабати, "\*" – відноситься до параметрів гальмування.

Для урахування нестаціонарних явищ використовується рівняння збереження імпульсу для одновимірного потоку:

$$w\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial t} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}$$

Це рівняння перетворене згідно з методикою Орліна [1] та дозволяє визначити прискорення газового потоку:

$$\frac{dw}{d\tau} = \frac{w_{static} \cdot \left| w_{static} \right| - w \cdot \left| w \right|}{2L}$$

де *L* – "активна" довжина патрубка.

Активна довжина каналу задається користувачем для впускних та випускних каналів циліндра, проте для багатьох інших випадків (проточні частини турбіни, компресора, охолоджувача повітря, тощо) визначається автоматично (як правило відносно до еквівалентного діаметра каналу).

Миттєва витрата розраховується наступним чином:

$$\frac{dm}{dt} = \mu A w \frac{p_2}{R_{\mu} T_1^*} \left(\frac{p_2}{p_1^*}\right)^{\frac{1-k_1}{k_1}},$$

де µ*А* – мінімальний ефективний перетин каналу, µ – коефіцієнт витрати.

Розрахунки процесу тепловіддачі базуються на рівнянні Ньютона для квазістаціонарного уявлення про характер теплообміну, згідно з яким температура гарячої та охолоджуваної поверхні стінки приймається постійною за робочий цикл і рівною середньому значенню за цикл..

Виділення теплоти при згоряння палива розраховується з використанням рівнянь Вібе для двигунів з іскровим запаленням та за рівняннями Вібе або Разлєйцева для двигунів з запаленням від стиску. Процес згоряння в двопаливних двигунах розраховується з використанням комбінованої моделі: згоряння запального палива розрховується за методикою Разлєйцева, в той час як згоряння основного палива – за рівняннями Вібе.

## 4.2 Результати розрахунків

1 esystemanti pospatynkie nominasionece pesicist	iy pooomia
Параметр	Значення
Ефективна потужність реального двигуна, кВт	50.004
Частота обертання колінчастого валу, об/хв	3000
Коефіцієнт залишку повітря при згорянні	1.439
Кількість витраченого палива за цикл, г	0.018
Сила тертя, кВт	16.843
Крутний момент, Н*м	159.168
Середній ефективний тиск, кПа	682.305
Середній тиск механічних втрат, кПа	229.828
к.к.д. двигуна, %	32.560
Механічний к.к.д., %	68.535
Питома витрата пального, г/(кВт*год)	258.330
Приблизна індикаторна потужність, кВт	72.961
Дійсна індикаторна потужність, кВт	72.961
Приблизний індикаторний ефективний тиск, кПа	995.556
Дійсний індикаторний ефективний тиск, кПа	995.556
Індикаторний к.к.д., %	47.508
Індикаторна витрата пального, г/(кВт*год)	177.047
Коефіцієнт наповнення, %	54.871
Коефіцієнт залишкових газів	2.636
Коефіцієнт продувки	1.022
Радіус шатуна, мм	44.992
Максимальний тиск у циліндрі <i>p</i> <sub>z</sub> , кПа	9957.079
Максимальна температура $T_z$ , °С	1956.019
Максимальна температура у камері згоряння $T_z.b$ , °С	2803.028
Максимальна температура у зоні свіжого заряду $T_z f$ , °C	861.218
Тиск у кінці стиснення <i>p</i> <sub>c</sub> , кПа	6849.374
Температура у кінці стиснення $T_c$ , °С	1029.111
Тиск у кінці процесу розширення <i>p</i> <sub>b</sub> , кПа	347.820
Температура у кінці розширення $T_b$ , °С	1132.182
Тиск на впуску <i>p</i> <sub>int</sub> , кПа	101.075
Підігрів заряду від стінок циліндру, $t_0$ , °С	20
Тиск на виході з компресору $p_k$ , кПа	171.828
Температура на виході з компресору $t_k$ , °С	94.537
Тиск повітря у ресивері двигуна <i>p</i> <sub>s</sub> , кПа	168.567
Температура повітря у ресивері $t_s$ , °С	43.483
Середній тиск газів у колекторі <i>p</i> , кПа	111.543
Температура газів у колекторі $t_i$ , °С	641.230
Втрати тиску на впускному отворі внаслідок тертя, кПа	0.155

Результати розрахунків номінального режиму роботи

Таблиця 4.1

Втрати тиску на випускному отворі внаслідок тертя, кПа	3.352
Тиск на виході з турбіни <i>p</i> <sub>zt</sub> , кПа	102.589
Температура на виході з турбіни $t_{zt}$ , °С	641.230
Початок згоряння, п.к.в.	182.200
Тривалість горіння, п.к.в.	95.351
Максимальне значення підвищення тиску, кПа/п.к.в.	827.686
Тривалість вприску, п.к.в.	20.000
Початок вприску, п.к.в.	177.500
Серелній розмір крапель, мкм	11.524
Затримка займання. п.к.в.	4.614
Серелній тиск вприску, кПа	40.802
Момент посягнення краплями камери згоряння п к в	199 915
Відносна частка папива, що вволиться під час затримки западювання %	6 099
Konuertrauig $CO$ в циліндрі при відкритті вихдопу $[CO] \% \cdot 10^{-6}$	98 263
Konneutrania CO v konektoni $[CO] = \% \cdot 10^{-6}$	96 162
Kongentpagia CO y Koncktopi [CO] <sub>exh</sub> , $\sqrt{6}$ 10	102 010
Koupertpauig NO v ropertoni $nnm$ [NO] % $10^{-6}$	492.049
Концентрація лю у колекторі, $ppm$ [лю], $70^{-10}$	401.320
Питома клыкисть $NO_x$ у відпрацьованих газах $g_{NO}$ , $1/(к D1 \cdot 10d)$	2.022
Концентрація сажі в циліндрі при відкриванні вихлопу $[C]$ , 17 м '5	0.050
концентрація сажі в циліндрі при відкритті вихлопу віднесена до нормальних	0.014
$\begin{array}{c} \text{YMOB} [C]_n, \Gamma/M^3 \\ \text{YMOB} [C]_n, \Gamma/M^3 \end{array}$	0.014
Концентрація сажі в циліндрі у вихлопі віднесена до нормальних умов $[C]_n$ ,	o = o =
bosch units	0.507
Концентрація сажі в циліндрі при відкритті вихлопу віднесена до нормальних	
умов $[C]_n$ , $HSU$ (%)	5.648
Витрата газів через впускний клапан, G <sub>int</sub> , кг/с	0.076
Витрата газів через випускний клапан, G <sub>exh</sub> , кг/с	0.076
Витрата газів через турбіну, G <sub>t</sub> , кг/с	0.076
Середня температура стінки головки циліндра, °С	403.397
Середня температура стінки поршня (сторона згоряння), °С	646.491
Середня температура стінки поршня (сторона охолодження), °С	527.461
Середня температура стінки циліндру, °С	155.983
Середня температура стінки ресиверу, °С	52.160
Середня температура стінки випускного колектору, °С	603.403
Приведена температура у циліндрі, °С	1090.227
Приведена температура у випускному колекторі, °С	645.666
Коефіцієнт тепловіддачі у циліндрі, кВт/(м^2*К)	0.789
Коефіцієнт тепловіддачі у випускному колекторі, кВт/(м^2*К)	0.548
Розхіл компресора, кг/с	0.071
Швилкість компресора, об/хв	15022.497
Зменшена швилкість турбіни, об/К^0.5	496.797
Лійсний коефіцієнт стиснення	14.049
Потужність компресора, кВт	6.114
Аліабатний к.к.л. компресору. %	63.724
Коефіцієнт підвишення тиску турбокомпресору	1.053
Зменшений потік турбін другої студені кг/с*К^0 5/кПа	0.021
Швилкість нагнітача об/хв	14850
Ступінь збільшення тиску нагнітача	1 689
$\Box_{\text{TOUID}}$ eksigalehthoro notoky typóihu $\text{MM}^2$	100
Ekbianehtha nuoula posyony $Mm^2$	1400
Мультиплікатор відносного масового потоку турбіни	1
Тепло виділене при спаленні палива $\Omega_{c}$ , кВт	152 086
Tenno unugenere no crinor unujumpa ra pingenere ponoro $kBr$	20 443
	12 633
Загальна кількість тепля відвеленого волою $\rho$ к $\mathbb{R}_{T}$	33 075
Tenno pinpenene pin crinok inginaty Machon $kBr$	6702
тепло відводено від отнок циліндру маслом, крі	0.702 A 211
$\beta$ гонно від гортя відводоно маслом, КDI Заган на кінькість тепла ріпреденого маслом. $O = r^{D_T}$	+.211
ј загалопа килькисть тепла відведеного маслом, $\mathcal{Q}_{oil}$ , КDГ	10.713



Рис. 4.1 Індикаторна діаграма номінального режиму отримана у Blitz-PRO

Синім кольором позначена діаграма номінального режиму з традиційними фазами, а сірим зі зміненими фазами.



Рис. 4.2 Діаграма масової витрати повітря через впускні і випускні клапани номінального режиму отримана у Blitz-PRO для традиційних фаз.



Рис. 4.3 Діаграма масової витрати повітря через впускні і випускні клапани номінального режиму отримана у Blitz-PRO для змінених фаз.

Зеленим кольором позначена витрата повітря через впускні клапани, червоним кольором для випускних.

Як видно, при відносно низькому значенні коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha = 1,44$ , вдалося осягти значення індикаторного к.к.д. на рівні 47.5 %. В той же час, механічний к.к.д. двигуна становить лише 68 %, що пов'язане як з відносно низьким рівнем форсування за середнім індикаторним тиском (682 кПа), так і з відносно високим рівнем газодинамічних втрат при здійсненні процесів газообміну.

# 5. Розрахунки навантажувальних характеристик двигуна та вибір раціонального діапазону зміни тактності

Нижче приведені результати розрахунків навантажувальних характеристик двигуна запропонованого двигуна при роботі в режимах 2-х та 4-х тактах..

На всіх ддіаграмах даного розділу:



Рис. 5.1 Індикаторний к.к.д.









Рис. 5.4 Ефективний к.к.д. двигуна



Рис. 5.5 Потужність







Рис. 5.7 Максимальна температура у циліндрі



Рис. 5.8 Коефіцієнт залишкових газів



Рис. 5.9 Індикаторна витрата палива







Рис. 5.11 Потужність компресора

За розрахованими даними можна зробити висновок, що вигідно буде перемикати двигун на 4-х тактну схему роботи на часткових навантаженнях до 50%.

## 6. Ескіз голівки циліндрів та силового механізму двигуна, виконаний в Solid Works

Проектування конструкції двигуна виконувалось в комплексі Solid Works. Основним завданням при проектуванні головних механізмів та деталей двигуна було забезпечити необхідні геометричні параметри руху поршня, виходячи з яких були визначені як висота циліндру так і довжина шатуну (рис. 6.1.). Крім того, істотну увагу було приділено проектуванню голівки циліндру, яка виконана чотириклапанною з відповідним профілювання впускних та випускних каналів таким чином, щоб забезпечити верхньоклапаний газообмін при організації двотактного циклу. Для цього впускні патрубки забезпечують майже вертикальний вхід повітря в циліндр, так що має досягатися достятня ефективність продувки циліндру від залишкових газів (рис. 6.2.).



Рис. 6.1. . Загальна компоновка кривошипно-шатунного механізму та ціиліндро-поршневої групи двигуна



Рис. 6.2. Елементи конструкції двигуна, що проектується

#### Висновки

При виконанні роботи здійснено детальні дослідження для визначення основних параметрів двигуна: робочий об'єм, кількість циліндрів, кількість тактів, система повітропостачання та ін. Методом підбору обрано найбільш сприятливі фази газообміну для досягнення максимального к.к.д..

Проведення розрахунків з різними умовами дозволило з'ясувати, що схема двигуна з двотактним циклом роботи, чотирма циліндрами і приводним компресором є найбільш вигідною для досягнення максимального к.к.д. при накладених обмеженнях.

Система зміни тактності двигуна з 2-х до 4-х під час його роботи дозволяє значно збільшити к.к.д. на часткових режимах. Розрахунки показали, що найбільш вигідно змінювати тактність двигуна при навантаженні від 50% і нижче.

В подальшій роботі необхідно здійснити коректне порівняння двигуна, що пропонується, з двигунами, які працюють за традиційної організації робочого процесу з метою визначення доцільності застосування такого двигуна на об'єкті використання.

#### Література:

- Спосіб роботи двигуна внутрішнього згоряння: пат. 69648 Україна; опубл. 15.09.2004.
- A Two-Stroke/Four-Stroke Switching Gasoline Engine The 2/4SIGHT Concept. URL: <u>https://ricardo.com/</u> (дата звернення: 24.01.2021)
- Minchev's Blitz-PRO. URL: <u>http://blitzpro.zeddmalam.com/</u> (дата звернення 29.01.2021)
- 4. J. Atkinson gas engine: пат. US367496A США; опубл. 02.08.1887, 5 с.
- 5. Adaptive miller cycle engine: пат. US7690336B2 США; заявл. 29.02.2008; опубл. 06.04.2010.