Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
*Машинобудівний навчально-науковий інститут*

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.
_____
« ___» _____ 2024 р.

# КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

## МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗ ДВОСТУПЕНЕВОЇ СИСТЕМИ НАДДУВУ ДЛЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА CATERPILLAR C18

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи Ю. Л. Мошенцев

Здобувач освіти Я. А. Гончар

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет *Машинобудівний навчально-науковий*
Кафедра *Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації*
Ступінь *Магістр*
Спеціальність *142 Енергетичне машинобудування*
(шифр і назва)
Освітня програма *Двигуни внутрішнього згоряння*

**ЗАТВЕРДЖУЮ**
**Завідувач кафедри** *ДВЗ, У та ТЕ*
*О. А. Гогоренко*
«____» _____20___ року

# З А В Д А Н Н Я
## НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

*Гончару Ярославу Андрійовичу*
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Моделювання та аналіз двоступеневої системи наддуву для суднового двигуна Caterpillar C18*

2. Керівник роботи *канд. техн н., професор Мошенцев Ю. Л.*,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом закладу вищої освіти від "*01*" *10* 20*24* року № *1032-уч*
3. Строк подання здобувачем роботи_____
4. Вихідні дані до роботи *Потужність двигуна – 847 кВт; частота обертання колінчатого валу – 2300 хв$^{-1}$; ступінь стиснення – 14,5.*

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) *Застосування двигуна Caterpillar C18 на катері; Розрахунки робочого циклу і динаміки двигуна; Проєкт системи двоступеневого наддуву двигуна; Економічне обґрунтування використання системи двоступеневого наддуву; Пропозиції щодо забезпечення охорони праці та захисту навколишнього середовища*

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
*Розміщення двигуна с системою двоступеневого наддуву в машинному відділенні катера; Схема системи двоступеневого наддуву; Механічний компресор; Залежності основних характеристик; Характеристики компресорів*

7. Консультанти розділів роботи

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата | |
|---|---|---|---|
| | | завдання видав | завдання прийняв |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

8. Дата видачі завдання_____

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів роботи | Строк виконання етапів роботи | Примітка |
|---|---|---|---|
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

**Здобувач освіти** _____ /*Я. А. Гончар*/
(підпис) (прізвище та ініціали)

**Керівник роботи** _____ /*Ю. Л. Мошенцев*/
(підпис) (прізвище та ініціали)

# АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі наведено результати дослідження та розрахунку системи охолодження суднового дизеля Wärtsilä 8L32, потужністю 3840 кВт при номінальній частоті обертання колінчастого вала 750 хв$^{-1}$. В роботі виконано опис конструкції двигуна, аналіз систем охолодження суднових дизелів, моделювання робочого циклу двигуна, розрахунок теплообмінних апаратів системи охолодження та визначення показників енергоефективності.

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 86 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 13 джерел інформації. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

*Ключові слова:* судновий дизель, система охолодження, теплообмінник, тепловий режим, енергоефективність.

The qualification project presents the results of research and calculations for the cooling system of a marine diesel engine Wärtsilä 8L32, with a power output of 3840 kW at a nominal crankshaft speed of 750 rpm. The project includes a description of the engine design, analysis of marine diesel cooling systems, simulation of the engine working cycle, heat exchanger calculations, and evaluation of energy efficiency indicators.

The qualification project is written in Ukrainian and consists of 86 pages of explanatory and calculation notes. A total of 13 information sources were used. The graphical part is presented on 5 A1-size drawings.

*Keywords:* marine diesel engine, cooling system, heat exchanger, thermal regime, energy efficiency.

ЗМІСТ


Вступ…… 5

Розділ 1. Застосування двигуна Caterpillar C18 на річковому броньованому катері «Гюза»…… 7

1.1 Опис броньованого катера «Гюрза»…… 7

1.2 Оцінка характеристик двигунів вітчизняного та зарубіжного виробництва, придатних для використання на броньованому катері.. 8

1.3 Оцінка технічних характеристик двигунів, які обрані для встановлення на броньованому катері…… 13

1.4 Характеристика двигуна C18 від компанії Caterpillar …….. 14

1.5 Висновок по розділу…….. 14

Розділ 2. Розрахунки робочого циклу і динаміки двигуна Caterpillar C18..... 16

2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна …… 16

2.2 Вибір вихідних даних для розрахунку робочого циклу для номінального режиму роботи …….. 16

2.3 Вихідні дані для розрахунку номінального режиму роботи двигуна.. 18

2.4 Результати розрахунку номінального режиму роботи двигуна …… 23

2.5 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна …… 25

2.6 Висновок по розділу……. 32

Розділ 3. Проєкт системи двоступеневого наддуву двигуна …….. 33

3.1 Системи комбінованого наддуву ……... 33

3.2 Підбір механічного компресора……. 37

3.3 Підбір турбокомпресора ……. 39

3.4 Механічний компресор…….. 45

3.5 Математична модель робочого циклу двигуна……. 48

3.6 Розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики двигуна без використання механічного компресора……... 61

3.7 Розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики двигуна з використанням механічного компресора …… 69

3.8 Висновок по розділу …… 80
Розділ 4. Економічне обґрунтування використання системи двоступеневого наддуву ……. 81
4.1 Обґрунтування доцільності використання системи двоступеневого наддуву …….. 81
4.2 Оцінка економічної доцільності впровадження двигуна з новою системою двоступеневого наддуву в експлуатацію…… 83
4.3 Висновок по розділу …… 85
Розділ 5. Пропозиції щодо забезпечення охорони праці та захисту навколишнього середовища ……... 86
5.1 Аналіз шкідливих і небезпечних факторів в машинному відділенні.. 86
5.2 Розрахунок освітлення в машинному відділенні …….. 96
5.3 Вплив суднової енергетичної установки на навколишнє середовище 97
Висновки по роботі…….. 100
Література …… 101
Додатки…….. 102

# ВСТУП

Згідно завдання кафедри ДВЗ, У та ТЕ, виконано кваліфікаційну роботу на здобуття ступеня магістр на тему: «Моделювання та аналіз двоступеневої системи наддуву для суднового двигуна Caterpillar C18». Обраний двигун виробництва компанії Caterpillar типу C18 має 6-ть циліндрів, діаметр яких становить 145 м, а хід поршня – 183 мм. Двигун має потужність номінальну 847 кВт. В кваліфікаційній роботі призначається для приводу рушія патрульного катера.

Двигуни Caterpillar широко використовуються як джерела енергії для різноманітних об’єктів: їх встановлюють на вантажних автомобілях, автобусах, морських і річкових суднах, яхтах, бурових платформах, нафтовидобувних установках, а також у складі електрогенераторів. Дизельні двигуни цієї марки застосовуються не лише в самій компанії Caterpillar, а й іншими виробниками важкої техніки та енергетичного обладнання. Найбільшу популярність вони здобули у суднобудуванні. Сьогодні ці двигуни є основними силовими установками для суден, катерів і яхт з невеликою водотоннажністю.

Особливості наддувних систем двигунів значною мірою залежать від типу об’єкта, на якому вони працюють. Наприклад, патрульний катер має потребу в швидкому розгоні, високій автономності, чудовій маневреності та стійкості в морських умовах. Тому вдосконалення системи турбонаддуву дизельного двигуна Caterpillar типу C18 з метою покращення характеристик патрульного катера є актуальним завданням.

Проєкт спрямований на оптимізацію схеми та параметрів системи наддуву дизельного двигуна Caterpillar за використання приводного компресора як першого ступеня наддуву. Для досягнення мети необхідно виконати такі завдання:

- провести аналіз можливих схем комбінованого двоступеневого наддуву та вибрати оптимальну;

- здійснити моделювання робочих характеристик двигуна для підтвердження прийнятих технічних рішень.

У рамках роботи розглянуто кілька варіантів наддувних систем, із яких обрано найефективнішу для реалізації. Обрану схему оптимізовано, після чого виконано розрахунки характеристик двигуна. Для перевірки адекватності математичної моделі двигуна проведено порівняння розрахункових параметрів із експериментальними даними. Моделювання враховує реальні характеристики механічного компресора.

Результати роботи включають розробку схеми наддувної системи, розрахунки й проєктування компонування механічного компресора першого ступеня наддуву в двигуні та машинному відділенні катера. Запропоновані зміни дозволяють підвищити потужність двигуна на низьких навантаженнях, коли працює механічний компресор (до 90 %). Система є придатною для встановлення в машинному відділенні патрульного катера.

# 1 РОЗДІЛ

## Застосування двигуна Caterpillar C18 на річковому броньованому катері «Гюрза»

### 1.1 Опис броньованого катера «Гюрза»

Річковий броньований артилерійський катер головним чином призначений для виконання патрульної служби на прикордонних водних об’єктах, таких як річки, озера, лимани та водосховища.

Основні завдання, які він покликаний вирішувати:

- патрулювання прикордонних водних шляхів, зокрема річок, озер, лиманів, а також прибережної морської зони;
- боротьба з малими ворожими катерами;
- ураження укріплених берегових об'єктів, таких як броньовані бойові машини, ДОТи, ДЗОТи тощо;
- забезпечення захисту десантних підрозділів і плаваючої техніки;
- охорона стратегічно важливих об'єктів та наплавних гідротехнічних споруд;
- підтримка операцій тактичних розвідувально-диверсійних груп;
- навігаційний супровід суден на внутрішніх водних шляхах;
- забезпечення безпеки судноплавства на міжнародних водних маршрутах.

Катер, його озброєння та технічні засоби призначені для експлуатації за умов температури зовнішнього повітря в межах від –10 °С до +45 °С і відносної вологості до 95 %. Використання катера за інших параметрів навколишнього середовища може призвести до неможливості досягнення заявлених технічних характеристик.

Головні параметри катера:

довжина найбільша, м……. 20,34;

довжина по КВЛ, м……. 17,945;

ширина найбільша, м…….. 4,86;

ширина по КВЛ, м……... 3,90;

висота борта від ОП в носі, м……. 1,98;

відстань ВП від ОП на міделі по ДП, м…… 2,25;

висота борта від ОП в кормі, м…….. 2,25.

Водотоннажності катера при різних станах навантаження мас:

стандартна, т…… 35,78;

нормальна, т……. 37,75;

повна, т……. 39,28.

Осадка катера:

при стандартній водотоннажності, м…… 0,86;

при нормальній водотоннажності, м …… 0,89;

при повній водотоннажності, м …… 0,91.

Швидкість повного ходу катера за умови максимальної потужності головних дизельних двигунів, чистого корпусу, на тихій воді при глибині не менше 6 м і температурі зовнішнього повітря 15 °С становить 29 ± 1 вузлів (що відповідає 53 ± 1,8 км/год).

Дальність плавання катера на економічній швидкості 11 вузлів (20 км/год) становить не менше 400 морських миль (740 км).

## 1.2 Оцінка характеристик двигунів вітчизняного та зарубіжного виробництва, придатних для використання на броньованому катері

Згідно з керівними документами «Оцінка ходовості», сумарна потужність головної енергетичної установки повинна бути в межах 1600…1800 кВт, при цьому одинична потужність дизельного двигуна повинна становити від 800 до 900 кВт, залежно від варіантів корпусу та пропульсивної установки.

В Україні відсутнє серійне виробництво високооборотних морських дизельних двигунів.

Для забезпечення необхідних потужностей як головні двигуни можуть бути розглянуті наступні варіанти:

- 8V-1200 компанії MAN Diesel & Turbo UK Ltd (Великобританія), потужністю 882 кВт при частоті обертання вихідного фланця 2300 хв$^{-1}$;

- 8V 2000 M93 компанії MTU Fridrichshafen (Німеччина), потужністю 895 кВт при частоті обертання вихідного фланця 2300 хв$^{-1}$;

- CAT C18 компанії Caterpillar (США), потужністю 847 кВт при частоті обертання вихідного фланця 2300 хв$^{-1}$.

Короткий огляд компаній-виробників головних дизелів:

Німецька компанія MTU Friedrichshafen GmbH (Motoren und Turbinen Union), заснована в 1950 році, спеціалізується на розробці, виготовленні та постачанні енергетичних установок, які включають дизельні двигуни, газові турбіни, передачі, електронні системи управління та контролю. Ці установки використовуються в морському, залізничному та наземному транспорті. Сьогодні MTU є одним з провідних світових виробників високооборотних суднових дизелів.

Дизельні двигуни компанії MTU відповідають вимогам міжнародного стандарту ISO 9001:2000, а також задовольняють вимоги НАТО для різних модифікацій двигунів.

MTU є одним з лідерів у сфері післяпродажного сервісного обслуговування своєї продукції.

Приклади використання дизельних двигунів серії 4000 на кораблях і катерах прикордонних служб та служб берегової охорони як головних двигунів:

- Патрульний катер «Корал» (проект 58160), Україна.
- Патрульні кораблі класу «Armidale», Австралія.
- Швидкохідні патрульні кораблі сімейства «KAAN» MRTP (Multi-Role Tactical Platform), Туреччина.
- Патрульний корабель класу «Скорпіон» (проект 12300), росія.

На сьогодні в Україні офіційним представником компанії MTU, який здійснив постачання дизелів серій 2000 та 4000 (по два двигуни для катерів проектів «Орлан» та «Корал»), а також заявляє про готовність надавати сервісне обслуговування цих двигунів, є компанія ТОВ «Електрик-Інжиніринг» (м. Чорноморськ).

Американська компанія Zeppelin - Caterpillar є широко відомим виробником середньооборотних дизельних двигунів. Перший дизель компанія випустила у 1931 році.

Caterpillar також є однією з провідних компаній у сфері виробництва ВОД (водяних охолоджувальних двигунів) для різних суден і займає високі позиції в цій галузі. Фахівці компанії акцентують увагу на тому, що найважливішим критерієм при виборі номінальних характеристик двигуна для конкретних умов експлуатації є частка часу від ресурсу дизеля, під час якого він працює при повній подачі палива.

Компанія здійснює налаштування та комплектацію своїх двигунів відповідно до специфічних умов експлуатації під час постачання.

Компанія Zeppelin - Caterpillar досягла значного прогресу в розробці високоякісних мастильних матеріалів. Вона ініціює створення нових сортів мастила та забезпечує їх постачання разом з дизельними двигунами, а також у процесі сервісного обслуговування під час експлуатації.

Компанія гарантує відповідність своїх продуктів вимогам міжнародних класифікаційних товариств різних країн, таких як ABS, BV, CCG, DnV, GL, KR, LR, NK, RiNa, RS, ZC.

Дизельні двигуни Caterpillar відповідають вимогам міжнародних стандартів ISO 9001. Моделі суднових дизелів компанії широко поширені і мають високий попит на світовому ринку.

Дизелі Zeppelin - Caterpillar встановлювались на патрульних кораблях і катерах берегової охорони Тайваню, кораблях охорони 200-мильної зони берегової охорони Малайзії, а також на кораблях і катерах ВМС США, Іспанії, Індонезії та інших країн.

При експлуатації двигунів важливою є наявність сервісних центрів на території України, що забезпечує швидку доставку запасних частин та кваліфіковане обслуговування обладнання. У цьому контексті варто зазначити, що компанія Zeppelin-Caterpillar має сервісний центр в Одесі.

Із 2000 року компанія Paxman, виробник суднових дизелів серій VI85 та Valenta, увійшла до складу німецько-данської компанії MAN B&W та змінила свою назву на MAN Diesel & Turbo UK Ltd. Вона розпочала випуск своїх дизелів у 1925 році. Наразі компанія MAN Diesel & Turbo UK Ltd (Paxman) виробляє суднові двигуни потужністю від 600 до 4000 кВт, і їхнє виробництво зосереджено в Колчестері, Великобританія. Раніше компанія Paxman разом з англійськими фірмами Ruston, Mirrlees Blackstone, European Gas Turbine входила до концерну Alstom.

Двигуни цієї компанії мають відмінні характеристики за ресурсними та масогабаритними показниками. Вони відповідають міжнародним стандартам ISO 9001 і забезпечують виконання вимог таких класифікаційних товариств, як ABS, DnV, LR і RiNa. Двигуни серії 8V 2000 M93 використовувалися на катерах берегової охорони Великобританії, В'єтнаму, Ірану та Індії. На даний момент в Україні сервісні центри цієї компанії відсутні.

Для аналізу технічних характеристик двигунів та визначення оптимального складу пропульсивної установки для броньованого катера «Гюрза», основними показниками є:

- масогабаритні характеристики;
- економічність (витрати палива та масла на різних режимах);
- вартість двигуна та комплектуючого обладнання;
- ресурсні характеристики;
- наявність сервісних центрів в Україні для ремонту та технічного обслуговування, а також витрати на проведення технічного обслуговування.

Основні технічні характеристики двигунів, які можуть бути встановлені на броньований катер «Гюрза», представлені в таблиці 1.1.

*Таблиця 1.1.* Основні характеристики дизельних двигунів

| Технічна характеристика | Caterpillar (США) | MTU Fridrichshafen (Німеччина) | MAN Diesel & Turbo UK Ltd (Великобританія) |
|---|---|---|---|
| Модель | CATERPILLAR C18 | MTU 8V 2000 M93 | MAN 8V-1200 |
| Тип дизеля | 6-ти циліндровий, R-рядний, чотирьохактний, з наддувом | 8-ми циліндровий, V-образний, чотирьохактний, з наддувом | 8-ми циліндровий, V- образний, чотирьохактний, з наддувом |
| Діаметр поршня, мм | 145 | 135 | 128 |
| Хід поршня, мм | 183 | 156 | 157 |
| Питома витрата палива, г/(кВт·год.) | 220 | 215 | 217 |
| Номінальна потужність, кВт | 847 | 895 | 882 |
| Частота обертання колінчатого двигуна при максимальній потужності, $хв^{-1}$ | 2300 | 2450 | 2300 |
| Направлення обертання (при стандартному варіанті комплектації) | Проти годинникової стрілки зі сторони маховика | Проти годинникової стрілки зі сторони маховика | Проти годинникової стрілки зі сторони маховика |
| Діапазон регулювання частоти обертання, $хв^{-1}$ | 600…2300 | 600…2450 | 600…2300 |
| Габарити, мм | | | |
| - довжина | 1854 | 1895 | 1745 |
| - ширина | 1133 | 1130 | 1153 |
| - висота | 1200 | 1200 | 1222 |
| Маса (суха), кг | 1814 | 2360 | 1875 |
| Питомий показник, кг/кВт | 2,14 | 2,21 | 2,13 |
| Витрат повітря для згоряння, $м^3$/хв. | 64,3 | 74,2 | 70,5 |
| Повний ресурс не менше, год. | 48000 | 27000 | До 36000 |

1.3 Оцінка технічних характеристик двигунів, які обрані для встановлення на броньованому катері

На основі технічної документації та техніко-комерційних пропозицій дизелебудівних компаній, можна зробити наступні висновки за характеристиками розглянутих дизелів:

- усі зазначені дизелі раніше використовувалися на кораблях та катерах різних флотів, а також на катерах берегової охорони прикордонних військ.
- усі розглянуті двигуни можуть працювати на вітчизняному паливі Л 0,5-62 ДСТУ 3868-99.

Як показано в таблиці 1.1, найкращі масогабаритні характеристики мають двигуни С18 та 8V-1200 (з питомими показниками 2,14 кг/кВт і 2,13 кг/кВт відповідно). Вага дизеля С18 є меншою порівняно з іншими двигунами при меншій стандартній потужності.

Також важливо відзначити, що дизелі С18 та 8V 2000 M93 вимагають мінімум великогабаритного обладнання (теплообмінні апарати, розширювальні цистерни та ін.) в машинних відділеннях.

Висота 8V-1200 може ускладнити установку газоходів, а найкращі показники максимального протитиску на вихлопі має дизель С18, що дозволяє уникнути втрати потужності при використанні складної системи газовідводу.

Найкращі ресурсні показники має дизель С18.

Технічні витрати на обслуговування усіх дизелів неможливо точно розрахувати до уточнення комплектації та передконтрактних переговорів. Однак найбільшу сервісну та дилерську мережу мають компанії Zeppelin-Caterpillar та MTU, які мають сервісні центри на території України.

Аналізуючи необхідність зміни масла, витрату масла на чад, обсяг заміни охолоджувальної рідини, періодичність заміни рідин та типовий перелік регламентних робіт, можна зробити висновок, що обслуговування дизеля 8V 2000 M93 буде досить затратним.

Отже, на основі аналізу, оптимальним вибором для установки на броньований катер є дизель марки С18 від компанії Caterpillar.

1.4 Характеристика двигуна C18 від компанії Caterpillar

Промисловий двигун C18 від компанії Caterpillar (США) є 6-циліндровим, рядним, 4-тактним агрегатом з безпосереднім впорскуванням палива, турбонаддувом, проміжним охолоджувачем, електронним блоком управління (ADEM™ A4) та паливною системою MEUI.

Морська версія Caterpillar C18 відповідає вимогам рейтингу США EPA Tier 3, стандарту IMO II та Європейського Союзу Stage IIIA. Цей двигун використовує передові технології для забезпечення високих показників потужності, ефективності, низьких викидів та економії пального. Обладнаний системою контролю та захисту, а також сумісний з дисплеєм CAT і судновими системами управління.

Характеристика двигуна C18

| | |
|---|---|
| Ефективна потужність | $N_e$ = 847 кВт; |
| Частота обертання | $n$ = 2300 хв$^{-1}$; |
| Максимальний крутний момент | $M$ = 4082 Н·м; |
| Тиск навколишнього середовища | $P_0$ = 0,100 МПа; |
| Температура навколишнього середовища | $T_0$ = 293 К; |
| Тиск наддуву | $P_k$ = 3,38; |
| Ступінь стиснення | ε = 14,5; |
| Число циліндрів | $i$ = 6; |
| Діаметр циліндра | $D$ = 0,145 м; |
| Хід поршня | $S$ = 0,183 м. |

1.5 Висновок по розділу

В першому розділі виконано опис річкового броньованого катеру «Гюрза», який призначений для патрулювання прикордонних вод та боротьби з ворожими катерами. Для катера «Гюрза» були розглянуті три варіанти дизельних двигунів: CATERPILLAR C18 (США), MTU 8V 2000 M93 (Німеччина), і MAN 8V-1200 (Великобританія), які відповідають вимогам щодо потужнос-

ті та технічних характеристик. Кожен з двигунів має свої переваги в різних аспектах, таких як масогабаритні характеристики, економічність, наявність сервісних центрів і ресурсні показники. Проведений аналіз технічних характеристик двигунів підтвердив наступне. Двигун Caterpillar C18 має найкращі масогабаритні характеристики серед розглянутих моделей, з питомим показником 2,14 кг/кВт, що є оптимальним для броньованого катера. Двигун Caterpillar C18 також демонструє кращі ресурсні показники, що робить його найбільш перспективним для використання на катері «Гюрза». Загалом, дизель Caterpillar C18 є найкращим вибором для встановлення на катер «Гюрза» завдяки своїм компактним габаритам, економічності та ресурсним характеристикам.

# 2 РОЗДІЛ

## Розрахунки робочого циклу і динаміки двигуна Caterpillar C18

### 2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Метод теплового розрахунку базується на основних принципах термодинаміки та термохімії, повно охоплює процеси, що відбуваються в робочому циліндрі, і є інженерним аналітичним підходом. Використовуючи цей метод, можна:

- кількісно оцінити термічні явища як на етапі проектування, так і при дослідженні вже збудованого двигуна;
- отримати інформацію про основні параметри циклу та фактори, що впливають на робочий процес;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого середовища на ключових етапах циклу, а також ефективні показники, що характеризують загальну роботу двигуна.

Метод забезпечує достатню точність для практичного застосування, хоча цикл описується спрощеними термодинамічними процесами і включає ряд експериментальних коефіцієнтів, що враховують реальні умови роботи двигуна. Розрахунковий цикл двигуна внутрішнього згоряння складається з п'яти послідовних етапів: наповнення, стиснення, згорання палива, розширення і випуск.

### 2.2 Вибір вихідних даних для розрахунку робочого циклу для номінального режиму роботи

Дані параметри були вибрані з основної документації про двигун.

Відношення об’єму частини випускного колектору, що об’єднує кілька циліндрів до робочого об’єму циліндра двигуна $V_{в.к}/V_s = 1{,}75$.

Число циліндрів, об'єднаних одним випускним колектором $i_{z1k} = 6$.

Відношення об’єму проміжного колектора між турбіною $ТК_1$ і турбіною $ТК_2$ до робочого об’єму циліндра $V_{пр.к}/V_s = 4$.

Довжина впускних патрубків газу в яких розраховується в нестаціонарної постановки $L_s = 0,075$ м.

Діаметр впускних патрубків в яких розраховується нестаціонарні постановки $d_s = 0,05$ м.

Довжина випускних патрубків течії газу в яких розраховується задача нестаціонарної постановки $L_к = 0,05$ м.

Діаметр випускних патрубків в яких розраховується в задача нестаціонарної постановки $d_к = 0,035$ м.

Відношення об'єму частини нагнітального трубопроводу підпоршневої порожнини, що об'єднує кілька циліндрів до робочого об'єму циліндра $V_{н.р}/V_s = 1$.

Число циліндрів, що об'єднуються загальним нагнітальним трубопроводом підпоршевих порожнин $i_{z1наг} = 6$.

Відношення обсягу частини повітряного ресивера, що об'єднує кілька циліндрів до робочого об'єму циліндра $V_{в.р}/V_s = 6$.

Число циліндрів, що об'єднуються загальним повітряним ресивером двигуна $i_{z1р} = 6$.

Прохідний перетин вихідного патрубка ОНВ $\mu_{Fs} = 0,005$ м$^2$.

Умовна середня товщина стінки втулки $\delta_{вт} = 0,009$ м.

Умовна середня товщина стінки кришки $\delta_{кр} = 0,006$ м.

Умовна середня товщина днища поршня П = 0,006 м.

Висота поршня $h_{пр} = 0,04$ м.

Зовнішній діаметр впускного клапана $D_{вп.кл} = 0,031$ м.

Внутрішній діаметр сідла впускного клапана $d_{вп.кл} = 0,028$ м.

Діаметр стрижня впускного клапана $d_{ст.вп} = 0,008$ м.

Кількість впускних клапанів $n_{вп.кл} = 2$.

Зовнішній діаметр випускного клапана $D_{вип.кл} = 0,036$ м.

Внутрішній діаметр сідла випускного клапана $d_{вип.кл} = 0,033$ м.

Діаметр стрижня випускного клапана $d_{ст.вип} = 0,008$ м.

Кількість випускних клапанів $n_{вип.кл} = 1$.

## 2.3 Вихідні дані для розрахунку номінального режиму роботи двигуна

| Обозначение | Единицы измерения | Значение | Наименование параметра |
|---|---|---|---|
| $D$ | м | 0,145 | Диаметр цилиндра |
| $S$ | м | 0,183 | Ход поршня (удвоенный радиус кривошипа) (если ПДП - нижнего) |
| $S_в$ | м | 0 | Ход верхнего поршня (используется только для двигателя с ПДП) |
| $i_z$ | | 6 | Количество цилиндров |
| $n$ | об/мин | 2300 | Частота вращения вала двигателя |
| $N_e$ | кВт | 847,0000 | Эффективная мощность на фланце двигателя |
| $a'_{тр}$ | МПа | 0,0900 | К-нты, входящие в уравнение определения относительной мощности механических потерь на трение. |
| $b'_{тр}$ | МПа·мин/об | 100,0 | $p_{тр} = a'_{тр} + 0{,}005\, p_z + \frac{b'_{тр}}{1000}\frac{n}{1000}$ |
| $\lambda$ | | 0,282 | Кривошипно-шатунное отношение |
| $k$ | | 0,025 | Относительный дезаксиал КШМ |
| $\varphi_{з.пдп}$ | | 0,0 | Угол сдвига кривошипов коленчатых валов в двигателе с ПДП |
| $\mu f_{ут}$ | $м^2$ | 0,000000 | Эквивалентное сечение зазоров надпоршневой полости, через которые происходит утечка рабочего тела |
| $\varepsilon$ | | 14,5 | Степень сжатия |
| $V_{в.к}/V_s$ | | 3 | Отношение объёма части выпускного коллектора, объединяющего несколько цилиндров к рабочему объёму цилиндра двигателя |
| $i_{z1k}$ | | 6 | Число цилиндров, объединённых одним выпускным коллектором |
| $V_{пр.к}/V_s$ | | 2,5 | Отношение объёма промежуточного коллектора между турбиной ТК1 и турбиной ТК2 к рабочему объёму цилиндра |
| $L_s$ | м | 0,15 | Длина впускных патрубков течение газа в которых рассчитывается в нестационарной постановке |
| $d_s$ | м | 0,05 | Диаметр впускных патрубков течение в которых рассчитывается в нестационарной постановке |
| $L_к$ | м | 0,15 | Длина выпускных патрубков течение газа в которых рассчитывается в нестационарной постановке |
| $d_к$ | м | 0,05 | Диаметр выпускных патрубков течение в которых рассчитывается в нестационарной постановке |
| $V_{н.р}/V_s$ | | 1 | Отношение объёма части нагнетательного трубопровода подпоршневой полости, объединяющей несколько цилиндров к рабочему объёму цилидра. **При расчёте VTT - отношение объёма промежуточного ресивера к рабочему объёму цилиндра.** |
| $i_{z1наг}$ | | 6 | Число цилиндров, объединяемых общим нагнетательным трубопроводом подпоршевых полостей (**При расчёте VTT - число цилиндров, объединяемых общим промежуточным ресивером**). |
| $V_{в.р}/V_s$ | | 8 | Отношение объёма части воздушного ресивера, объединяющей несколько цилиндров к рабочему объёму цилидра. |
| $i_{z1р}$ | | 6 | Число цилиндров, объединяемых общим воздушным ресивером двигателя. |
| $\mu F_s$ | $м^2$ | 0,013 | Проходное сечение выходного патрубка ОНВ (используется при отсутствии ППК) |
| $\mu_{к.G}$ | ТК №1 | 4,1 | Масштабный коэффициент х-тик компрессора по расходу |
| $\mu_{к.\eta}$ | | 1 | Масштабный коэффициент х-тики эффективности компрессора |
| $\mu_{к.Пк}$ | | 2 | Масштабный коэффициент х-тики компрессора по $П_к$ |
| $\mu_{t.Пt}$ | | 1,2 | Масштабный коэффициент х-тик турбины по $П_t$ |
| $\mu_{t.\eta}$ | | 1,3 | Масштабный к-нт х-тики турбины по эффективности |
| $\mu_{t.G}$ | | 4,255 | Масштабный к-нт х-тики турбины по расходу |

| | | | |
|---|---|---|---|
| $f_{п1}$ | м$^2$ | 0,00047 | Проходное сечение обводного канала турбины ТК2 (или ТК1, если вторая ступень наддува имеет механический привод) |
| $f_{п2}$ | м$^2$ | 0 | Проходное сечение обводного канала турбины ТК1 |
| $\eta_{a.k}$ | | по х-ке | Адиабатный КПД компрессора |
| $\eta_{в.t}$ | | по х-ке | Внутренний КПД турбины |
| $\eta_{m.t}$ | | 1 | Механический КПД турбокомпрессора |
| $\mu F_t$ | | по х-ке | Пропускная способность турбины (или выхлопной трубы в случае атмосферного двигателя или двигателя с механическим наддувом) |
| $T_0$ | К | 293 | Температура окружающей среды |
| $p_0$ | кПа | 100 | Давление окружающей среды |
| $\varphi_{вс}$ | % | 55 | Влажность воздуха на всасывании в компрессор |
| $\xi_{др}$ | | 1 | Отношение давления за дроссельной заслонкой к давлению перед дроссельной заслонкой (только для ДсИЗ, для дизелей - 1). |
| $П_{к1}$ | | 3,49 | Степень повышения давления воздуха в ТК1 |
| $П_{к2}$ | | 0 | Степень повышения давления воздуха в ТК2 |
| $\Delta p_{k1}$ | кПа | 4,1 | Потеря давления в промежуточном охладителе №1 |
| $T_{w1онв1}$ | К | 305 | Температура охлаждающего теплоносителя на входе в ОНВ№1 |
| $\eta_{онв1}$ | | 0,95 | КПД ОНВ №1 |
| $\Delta p_{k2}$ | | 0 | Потеря давления в концевом охладителе №2 (не используется в случае применения подпоршневого компрессора) |
| $T_{w1онв2}$ | К | 293 | Температура охлаждающего теплоносителя на входе в ОНВ№2 |
| $\eta_{онв2}$ | | 0,00 | КПД ОНВ №2 |
| $F_{онв2}$ | м$^2$ | 0,00000 | Площадь живого сечения ОНВ№2 |
| $\Delta p_t$ | кПа | 10,3 | Сопротивление системы газовыпуска (от выходного среза турбины ТК1) |
| $\delta_{вт}$ | м | 0,02 | Условная средняя толщина стенки втулки |
| $\delta_{кр}$ | м | 0,03 | Условная средняя толщина стенки крышки |
| $\delta_{п}$ | м | 0,013 | Условная средняя толщина днища поршня |
| $\lambda_{вт}$ | кВт /(м·К) | 0,035 | Коэффициент теплопроводности материала втулки |
| $\lambda_{кр}$ | кВт /(м·К) | 0,15 | Коэффициент теплопроводности материала крышки |
| $\lambda_{п}$ | кВт /(м·К) | 0,15 | Коэффициент теплопроводности материала днища поршня |
| $R_{ст.вт}$ | (м$^2$·К)/кВт | 0,3 | Коэффициент термического сопротивления слоя загрязнений на стенке втулки |
| $R_{ст.кр}$ | (м$^2$·К)/кВт | 0,3 | Коэффициент термического сопротивления слоя загрязнений на стенке крышки |
| $R_{ст.пр}$ | (м$^2$·К)/кВт | 0,3 | Коэффициент термического сопротивления слоя загрязнений на стенке поршня |
| $h_{пр}$ | м | 0,07 | Высота поршня |
| $h_{о.вт}$ | % | 80 | Длина охлаждаемой части втулки (в процентах от $S$) |
| $a_{трw}$ | | 0,5 | Доля теплоты трения, отводимая в воду/воздух |
| $a_{трm}$ | | 0,5 | Доля теплоты трения отводимая в масло |
| $a_{w ТК}$ | | 0 | Доля теплоты, отводимой при охлаждении ТК в воду |
| $a_{m ТК}$ | | 1 | Доля теплоты, отводимой при охлаждении ТК в масло |
| $\alpha_{w вт}$ | кВт/(м$^2$·К) | 2 | Коэффициент теплоотдачи от стенки втулки к о.ж. |
| $\alpha_{w кр}$ | кВт/(м$^2$·К) | 3 | Коэффициент теплоотдачи от стенки крышки к о.ж. |
| $\alpha_{m пр}$ | кВт/(м$^2$·К) | 0,8 | Коэффициент теплоотдачи от стенок поршня к о.ж. (в случае, если поршень не охлаждается маслом, то данный коэффициент учитывает отвод тепла от днища поршня во втулку через кольца) |
| $\alpha_{w кар}$ | кВт/(м$^2$·К) | 0,0001 | Коэффициент теплоотдачи от диафрагмы к картерным газам |

| | | | |
|---|---|---|---|
| $T_{w\,вт}$ | К | 355 | Средняя температура охлаждающей жидкости в рубашке |
| $T_{w\,кр}$ | К | 358 | Средняя температура охлаждающей жидкости в крышке |
| $T_{m\,пор}$ | К | 363 | Средняя температура масла, охлаждающего поршень |
| $T_{w\,кар}$ | К | 363 | Средняя температура картерных газов |
| $a_{вп.к}$ | | 0,01 | Коэффициенты, используемые для расчёта температуры стенки впускного коллектора: обычный коллектор $T_{ст} = T_s + a_{вп.к}T_к + b_{вп.к}$; коллектор, примыкающий к вып. системе $T_{ст} = T_s + a_{вп.к}T_г + b_{вп.к}$. |
| $b_{вп.к}$ | К | 5 | |
| $d_{э.вп}$ | м | 0,09 | Эквивалентный диаметр впускного коллектора |
| $C_{вп.возд}$ | | 0,6 | Поправочный множитель в формуле для коэффициента теплоотдачи от воздуха в стенки впускного коллектора |
| $d_{э.вып}$ | м | 0,07 | Эквивалентный внутренний диаметр выпускного коллектора |
| $\delta_{ст.вып}$ | м | 0,005 | Толщина стенки выпускного коллектора |
| $\delta_{из.вып}$ | м | 0,001 | Толщина слоя изоляции выпускного коллектора |
| $\delta_{ст.нар}$ | м | 0,008 | Толщина стенки наружной (жаровой) трубы выпускного коллектора (т.е. толщина стенки, разделяющей воздушную прослойку и воду) |
| $\lambda_{ст.вып}$ | кВт /(м·К) | 0,035 | Коэффициент теплопроводности стенки выпускного коллектора |
| $\lambda_{из.вып}$ | кВт /(м·К) | 0,005 | Коэффициент теплопроводности изоляции выпускного коллектора |
| $\lambda_{ст.нар}$ | кВт /(м·К) | 0,007 | Коэффициент теплопроводности стенки жаровой трубы выпускного коллектора (т.е. стенки, разделяющей воздушную прослойку и воду) |
| $R_{ст.вып}$ | $(м^2·К)/кВт$ | 4 | Термическое сопротивление слоя загрязнения на внутренней поверхности выпускного коллектора |
| $C_{вып.ог}$ | | 0,35 | Поправочный множитель в формуле определения коэффициента теплоотдачи от ОГ в стенки выпускного коллектора |
| $C_{в/ог}$ | | 0,6 | Отношение к-нта теплоотдачи от ОГ в стенки жаровой трубы к к-нту теплоотдачи от воздуха в стенки жаровой и наружной трубы. В том числе учитывает теплопередачу теплопроводностью через крепления жаровой трубы к выпускному коллектору |
| $\alpha_{w\,вып}$ | $кВт/(м^2·К)$ | 1,5 | Коэффициент теплоотдачи от наружной стенки выпускного коллектора к охлаждающей среде (воздуху или воде) |
| $T_{w\,вып}$ | К | 358 | Температура охлаждающей коллектор среды (воздуха или воды) |
| $\varphi_{н.впр}$ | град. | 356,5 | Угол начала впрыска первой порции топлива |
| $\varphi_{н.впр2}$ | град. | 0 | Угол начала впрыска второй порции топлива |
| $\varphi_{н.впр3}$ | град. | 0 | Угол начала впрыска третей порции топлива |
| $\varphi_{впр}$ | град. | 36,00 | Продолжительность впрыска первой порции топлива |
| $\varphi_{впр2}$ | град. | 0,00 | Продолжительность впрыска второй порции топлива |
| $\varphi_{впр3}$ | град. | 0,00 | Продолжительность впрыска третьей порции топлива |
| $\delta q_{ц1}$ | % | 100,00 | Доля цикловой дозы, вводимой с первой порцией топлива |
| $\delta q_{ц2}$ | % | 0,00 | Доля цикловой дозы, вводимой со второй порцией топлива |
| $\varphi_{н.сг}$ | град. | 0,00 | Угол начала сгорания топлива (только для ДсИЗ) |
| $\varphi_{пр.сг}$ | град. | 0,00 | Продолжительность сгорания топлива (только для ДсИЗ) |
| $\delta_{q.ж}$ | | 0,00 | Доля топлива, попадающая в цилиндр в жидкой фазе (только для ДсИЗ) |
| $\varphi_{о.вып}$ | град. | 470 | Угол открытия выпускных органов |
| $\varphi_{з.вып}$ | град. | 25 | Угол закрытия выпускных органов |
| $\varphi_{о.вп}$ | град. | 670 | Угол открытия впускных органов |
| $\varphi_{з.вп}$ | град. | 210 | Угол закрытия впускных органов |
| $\varphi_{п.о.вп}$ | град. | 80 | Продолжительность открывания впускных органов |
| $\varphi_{п.о.вып}$ | град. | 80 | Продолжительность открывания выпускных органов |
| $\varphi_{п.з.вп}$ | град. | 80 | Продолжительность закрывания впускных органов |
| $\varphi_{п.з.вып}$ | град. | 80 | Продолжительность закрывания выпускных органов |

| | | | |
|---|---|---|---|
| $\varphi_{2з}$ | град. | 0 | Угол, до которого продувка в двухтактном двигателе рассчитывается по "двухзонной" модели (т.е. используется гипотеза неперемешивания свежего заряда и остаточных газов) |
| $D_{вп.кл}$ | м | 0,04 | Наружный диаметр впускного клапана |
| $d_{вп.кл}$ | м | 0,037 | Внутренний диаметр седла впускного клапана |
| $d_{ст.вп}$ | м | 0,01 | Диаметр стержня впускного клапана |
| $n_{вп.кл}$ | | 2 | Количество впускных клапанов |
| $D_{вып.кл}$ | м | 0,04 | Наружный диаметр выпускного клапана |
| $d_{вып.кл}$ | м | 0,037 | Внутренний диаметр седла выпускного клапана |
| $d_{ст.вып}$ | м | 0,01 | Диаметр стержня выпускного клапана |
| $n_{вып.кл}$ | | 2 | Количество выпускных клапанов |
| $b_{кл.вп}$ | м | 0,0045 | Длина образующей седла впускного клапана |
| $b_{кл.вып}$ | м | 0,0035 | Длина образующей седла выпускного клапана |
| $h_{кл.вп}$ | м | 0,0096 | Высота подъема впускного клапана |
| $h_{кл.вып}$ | м | 0,0096 | Высота подъема выпускного клапана |
| $\alpha_{вп.кл}$ | град. | 45 | Угол конуса тарелки впускного клапана |
| $\alpha_{вып.кл}$ | град. | 45 | Угол конуса тарелки выпускного клапана |
| $\mu_{вп.к}$ | | 0,83 | Коэффициент расхода впускных органов (минимальное значение) |
| $\mu_{вып.к}$ | | 0,75 | Коэффициент расхода выпускных органов (минимальное значение) |
| $g_C$ | | 0,873 | |
| $g_H$ | | 0,127 | Массовый состав топлива. |
| $g_S$ | | 0 | |
| $g_O$ | | 0 | |
| $Q_н$ | кДж/кг | 42800 | Низшая теплота сгорания топлива |
| $E_a$ | кДж/кмоль | 22000 | Условная энергия активации |
| $B_0$ | | 0,000002 | Коэффициенты в формуле Толстова, определяющие период задержки самовоспламенения топлива ($B_0 = 3{,}8\cdot10^{-6}$; $k_n = 1{,}6\cdot10^{-4}$). См. отдельный файл по анализу разл. зависимостей |
| $k_n$ | | 0,00016 | |
| $i_c$ | | 7 | Количество сопловых отверстий форсунки |
| $d_c$ | м | 0,00029 | Диаметр сопловых отверстий форсунки |
| $E_c$ | | 1,7 | Коэффициент в формуле среднего диаметра капель |
| $A_{z.i}$ | $с^{-1}$ | 8 | Константа времени испарения крупных капель |
| $\rho_т$ | $кг/м^3$ | 836 | Плотность топлива при 20 $^0$C |
| $\mu_т$ | Па·с | 0,002 | Динамическая вязкость топлива |
| $\sigma_т$ | Н/м | 0,025 | Коэффициент поверхностного натяжения топлива |
| $\mu_{топл}$ | г/моль | 230 | Молярная масса топлива |
| $a^{впр}$ | | 6 | |
| $b^{впр}$ | | 1,1 | |
| $c^{впр}$ | | -1,992406081 | Коэффициенты функций, аппроксимирующих процесс подачи топлива, т.е. определяющих вид функций $\sigma = \sigma(\varphi)$, $d\sigma/d\tau = d\sigma/d\tau(\varphi)$. Являются коэффициентами двух параболических кривых, сумма которых даёт требуемые зависимости $\sigma = \sigma(\varphi)$, $d\sigma/d\tau = d\sigma/d\tau(\varphi)$ . |
| $m^{впр}_1$ | | 1,51 | |
| $m^{впр}_2$ | | 1,665 | |
| $m^{впр}_3$ | | 7 | |
| $m^{впр}_4$ | | 1,75 | |

| | | | |
|---|---|---|---|
| $\Phi^{впр}_1$ | | 0,55 | Относительная координата пересечения первой параболической кривой оси абсцисс |
| $m^{пр}$ | | 0,8 | Степень в уравнении поправочной функции учитывающей действительные условия впрыска (в том числе влияние вихревого движения воздуха в конце сжатия). |
| $D_ф$ | | 3 | Коэффициент в формуле дальнобойности топливного факела |
| $L_{ст}$ | м | 0,02 | Длина свободного полёта факела |
| $A_{ст}$ | | 0,0055 | Коэффициент в формуле угла конуса топливного факела |
| $\chi_0$ | | 0,5 | Минимальная степень снижения скорости испарения топлива на стенке камеры сгорания |
| $a_0$ | $м^3/(кг·с)$ | 30000 | |
| $a_1$ | с | 0,05 | Коэффициенты уравнения тепловыделения на участке топливоподачи. |
| $a_2$ | $м^3/(кг·с)$ | 5 | |
| $m^{n2}$ | | 0,5 | |
| $H$ | | 1,25 | Вихревое число (отношение частоты вращения вихря в конце сжатия к частоте вращения коленчатого вала |
| $b_0$ | | 0,05 | |
| $\Delta\varphi_к$ | град. | 0,00 | Разница между углом окончания расчёта характеристик тепловыделения по уравнениям тепловыделения на участке топливоподачи и углом окончания топливоподачи (к которому плюсуется $\Delta\tau_к$, задаваемое ниже). |
| $\Delta\tau_к$ | мс | 0,15 | Время, в течение котороо продолжается расчёт характеристик тепловыделениея по уравнениям для участка топливоподачи, отсчитываемое с момента окончания топливоподачи |
| $\Phi_{z0}$ | | 0,6 | Относительная абсцисса коотдинаты минимума функции коэффициента использования воздушного заряда при сгорании |
| $\xi_{во}$ | | 0,8 | Минимум функции коэффициента использования воздушного заряда при сгорании |
| $\Delta_т$ | | 0,01 | Относительная величина недожёга топлива |
| $m$ | | 0,5 | Показатель характера процесса сгораниясгорания (-0,3...+0,7) |
| $X_z$ | | 0,999 | Доля сгоревшего топлива |

## 2.4 Результати розрахунку номінального режиму роботи двигуна

| | | | |
|---|---|---|---|
| $N_e$ | кВт | 847,30 | Эффективная мощность на фланце двигателя |
| $M_e$ | Н·м | 3518,00 | Эффективный крутящий момент на фланце двигателя |
| $N_{e\,вн}$ | кВт | 847,30 | Эффективная мощность поршневой части двигателя |
| $N_{н.х}$ | кВт | -15,68 | Мощность насосных ходов |
| $N_i$ | кВт | 986,45 | Индикаторная мощность двигателя (с учётом насосных ходов) |
| $g_e$ | кг/(кВт·ч) | 0,2261 | Удельный эффективный расход топлива |
| $g_i$ | кг/(кВт·ч) | 0,1942 | Удельный индикаторный расход топлива (с учётом насосных ходов) |
| $\eta_e$ | | 0,3720 | Эффективный КПД двигателя |
| $\eta_i$ | | 0,4400 | Индикаторный КПД двигателя |
| $\eta_m$ | | 0,8455 | Механический КПД двигателя |
| $\Pi_{к1}$ | | 3,48349 | Степень повышения давления воздуха в ТК1 |
| $\Pi_{к\Sigma}$ | | 3,483 | Суммарная степень повышения давления воздуха |
| $\varphi_{сг}$ | град. | 103,86 | Продолжительность видимого сгорания первой порции топлива |
| $\varphi_{з.в}$ | град. | 2,25 | Угол задержки воспламенения первой порции топлива |
| $\varphi_{н.сг}$ | град. | 358,75 | Угол начала видимого сгорания первой порции топлива |
| $\varphi_{dX/d\varphi max}$ | град. | 387,5 | Угол, соотвотствующий пику на кривой скорости тепловыделения |
| $\varphi_{ст}$ | град. | 358 | Момент достижения факелом первой порции стенок КС |
| $dp/d\varphi_{max}$ | кПа/град | 408 | Максимальная скорость наростания давления при сгорании |
| $p_{впр}$ | бар | 2574 | Среднее давление впрыска первой порции топлива |
| $d_{32}$ | мкм | 11 | Средний поверхностный диаметр капель первой порции топлива |
| $p_z$ | кПа | 16077,58 | Максимальное давление сгорания |
| $T_z$ | К | 1870,60 | Максимальная температура сгорания |
| $p_i$ | кПа | 2838,57 | Среднее индикаторное давление (отнесённое к всему циклу) |
| $p_e$ | кПа | 2438,18 | Среднее эффективное давление |
| $p_{н.х}$ | кПа | -45,12 | Среднее давление насосных ходов |
| $p_s$ | кПа | 343,57 | Среднее давление воздуха в ресивере (за время открытия впускного клапана) |
| $T_s$ | К | 319,04 | Средняя температура воздуха в ресивере (с учётом подогрева на впуске) |
| $p_c$ | кПа | 14257,93 | Давление смеси в конце сжатия |
| $T_c$ | К | 992,91 | Температура смеси в конце сжатия |
| $T_b$ | К | 1433,6 | Температура газов в момент открытия выпускного клапана |
| $p_b$ | кПа | 1970,1 | Давление газов в момент открытия выпускного клапана |
| $T_t$ | К | 989,0 | Средняя температура газов перед турбиной |
| $p_t$ | кПа | 268,1 | Давление газов перед турбиной |
| $T_{зt}$ | К | 848,0 | Средняя температура газов за турбиной (в случае последовательного наддува - за турбиной ТК1) |
| $T_{вс}$ | К | 312,22 | Температура воздуха за ОНВ №1 |
| $p_{вс}$ | кПа | 344,9 | Давление воздуха за ОНВ №1 |
| $T_{рг}$ | К | 312,2 | Температура воздуха после смешения с рециркулируемыми газами. |

| | | | |
|---|---|---|---|
| $\gamma_r$ | | 0,008 | Коэффициент остаточных газов |
| $T_r$ | К | 413,1 | Температура остаточных газов |
| $G$ | кг/с | 1,29556 | Расход воздуха/смеси через впускные клапаны рабочего цилиндра |
| $G_t$ | кг/с | 1,34619 | Расход отходящих газов (через выпускные клапаны двигателя) |
| $G_{t1}$ | кг/с | 1,18849 | Расход отходящих газов через ТК1 |
| $G_{пер}$ | кг/с | 0,15813 | Расход газа через обводной канал турбины |
| $p_к$ | кПа | 349,00000 | Давление воздуха за компрессором |
| $T_к$ | К | 449,45334 | Температура воздуха за ТК |
| $\alpha_{тm}$ | кВт/(м$^2$К) | 1,082 | Средний за цикл коэффициент теплоотдачи от газов в рабочем цилиндре к днищу поршня и крышки |
| $\alpha_{г.вып.m}$ | кВт/(м$^2$К) | 6,750 | Средний за цикл коэффициент теплоотдачи от ОГ в стенки выпускного коллектора |
| $\alpha_{в.вп.m}$ | кВт/(м$^2$К) | 0,332 | Средний за цикл коэффициент теплоотдачи от воздуха в стенки впускного коллектора |
| $T_{ст.вт}$ | К | 603,0 | Средняя температура огневой поверхности втулки для рабочего цилиндра |
| $T_{ст.вт.пк}$ | К | 404,6 | Средняя температура огневой поверхности втулки для цилиндра ППК |
| $T_{ст.кр}$ | К | 677,8 | Средняя температура огневой поверхности крышки |
| $T_{ст.пор.ог}$ | К | 790,9 | Средняя температура огневой поверхности днища поршня |
| $T_{ст.пор.ох}$ | К | 689,8 | Средняя температура охлаждаемой поверхности днища поршня |
| $T_{ст.прк}$ | К | 600,0 | Средняя температура внутренней поверхности предкамеры |
| $T_{ст.вып}$ | К | 965,6 | Средняя температура внутренней поверхности выпускного коллектора |
| $T_{ст.вп.к}$ | К | 321,7 | Температура стенки впускного коллектора |
| $\eta_н$ | | 0,942 | Коэффициент наполнения (отнесённый к полному ходу поршня) |
| $\varepsilon'$ | | 13,859 | Действительная степень сжатия |
| $\Delta T_a$ | К | 52,912 | Подогрев воздушного заряда от стенок камеры сгорания |
| $\lambda_н$ | | 0,000 | Коэффициент наполнения ППК |
| $\varphi_a$ | | 1,0584 | Коэффициент продувки |
| $\alpha$ | | 1,664076176 | Коэффициент избытка воздуха |
| $q_ц$ | г | 0,462758716 | Цикловая доза топлива |
| $\eta_{а.к1}$ | | 0,784574641 | Адиабатный КПД компрессора ТК1 |
| $\eta_{t1}$ | | 0,779154042 | Эффективный КПД турбины ТК1, определённый по осреднённым параметрам газа в выпускном коллекторе и среднему расходу |
| $\eta_{t1imp}$ | | 0,778039669 | Эффективный КПД турбины ТК1, определённый с учётом импульсности потока |
| $k_{1imp}$ | | 1,000316337 | "Общий" коэффициент импульсности турбины ТК1 (отношение мощности турбины с учётом импульсности потока к мощности, определённой по осреднённым параметрам) |
| $n_{тк1}$ | об/мин | 58889,27948 | Частота вращения ротора турбокомпрессора ТК1 |
| $N_{к1}$ | кВт | 208,4598035 | Мощность потребляемая компрессором турбокомпрессора ТК1 |
| $N_{t1}$ | кВт | 208,0249195 | Мощность развиваемая турбиной турбокомпрессора ТК1 с учётом импульсности потока |
| $\mu F_{WGcp}$ | м$^2$ | 0,00047 | Среднее за цикл проходное сечение WG клапана турбины |

| | | | |
|---|---|---|---|
| $r_{возд}$ | % | 29,567 | |
| $r_{N2}$ | % | 58,292 | |
| $r_{CO2}$ | % | 6,483 | Состав отходящих газов (в процентах по объёму). Для восьмитактного цикла состав указан на момент открытия выпускного клапана такта сгорания. |
| $r_{CO}$ | % | 0,000 | |
| $r_{H2}$ | % | 0,000 | |
| $r_{H20}$ | % | 5,658 | |
| | % | 0,180 | Объёмное содержание оксидов азота в ОГ |
| $\delta NO_x$ | г/кВт·ч | 10,26 | Удельное массовое содержание оксидов азота в ОГ |
| | ppm | 1798,555131 | Объёмное содержание оксидов азота в ОГ (частиц на миллион) |
| | г/м$^3$ | 0,011 | Объёмное содержание сажи в ОГ |
| [C] | % | 4,42 | Содержание сажи в ОГ по шкале Hartridge |
| | BOSCH | 0,397979882 | Содержание сажи в ОГ по шкале BOSCH |

За результатами моделювання робочого циклу була побудована розгорнута індикаторна діаграма, що зображена на рис. 2.1.

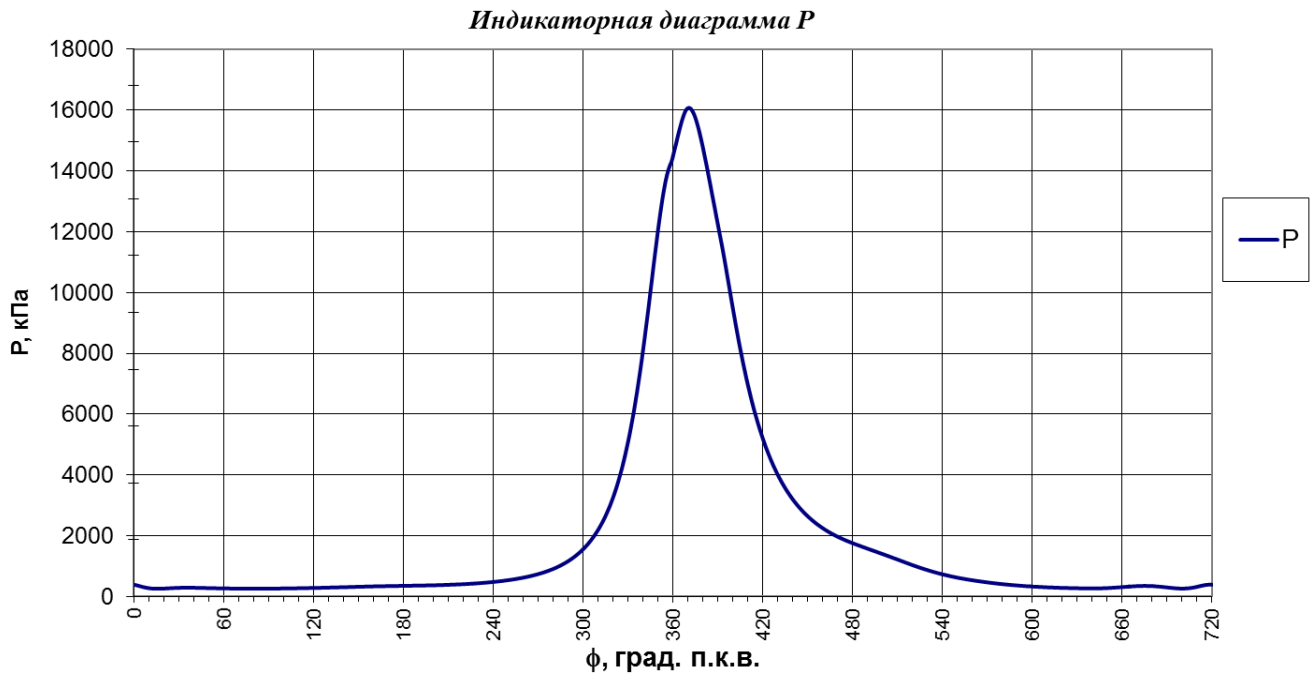



Рис. 2.1. Індикаторна діаграма двигуна CAT C18 ACERT

## 2.5 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ в першу чергу аналізуються сили, що виникають від тиску газів $P_г$ і сили інерції $P_j$. Для цього можна записати рівняння для сумарної сили, яка діє на поршень

$$P = P_г + P_j$$

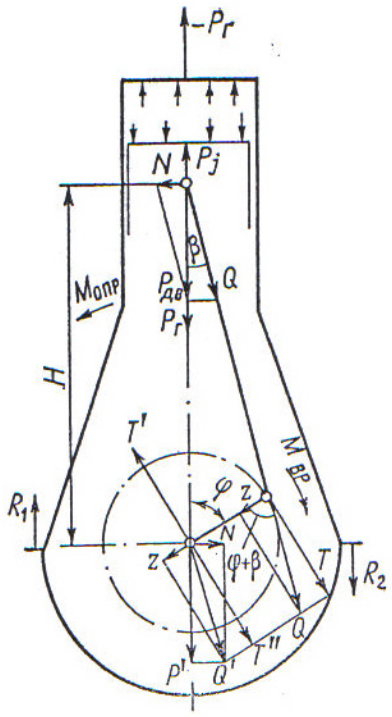



Рис. 2.2. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Припустимо, що сумарна сила $P$ діє вниз на поршень, і її лінія дії співпадає з віссю циліндра. Розділимо цю силу на дві складові: одна, позначена $S$ буде направлена уздовж осі шатуна, а інша, позначена $N$ – перпендикулярно до осі циліндра. Сила $N$ створює бічний тиск, який притискає поршень до стінок циліндра

$$N = P \cdot \text{tg}ß$$

Сила $S$ діє вздовж шатуна, змінюючи його довжину, тобто або стискаючи, або розтягуючи, і передається на шатунну шийку кривошипа:

$$S = P \cdot (\text{l}/\cos ß).$$

Переносимо силу $S$ по лінії її дії, припускаючи, що вона прикладена до кривошипа, і повторюємо операцію розкладання. Направимо першу складову $T$ перпендикулярно до радіусу кривошипа, а другу складову $R$ – по його радіусу.

Тоді тангенціальна складова:

$$T = P \cdot \sin(\varphi + ß)/\cos ß$$

відповідно нормальна:

$$R = P \cos(\varphi + ß)/\cos ß.$$

Сила $T$ створює крутний момент двигуна, який через колінчатий вал передається до споживача:

$$M_К = T_r = P_r \cdot \sin(\varphi + ß)/\cos ß,$$

Водночас опори двигуна зазнають впливу перекидаючого моменту.

$$M_{опр.} = – N \cdot h,$$

де: $h = r \sin(\varphi + ß)/\sin ß$

Перекидаючий момент за величиною дорівнює крутному моменту, але має протилежний напрямок:

$$M_{опр} = – N \cdot h = – P \operatorname{tg} ß \; r \sin(\varphi + ß)/\sin ß = – P_r \sin(\varphi + ß)/\cos ß = – M_{кр}.$$

Внаслідок дії перекидаючого моменту на опори двигуна виникає реактивний момент, рівний за величиною і протилежний за напрямком. Прийнято вважати додатними сили та крутні моменти, що обертаються за годинниковою стрілкою, а зворотні їм – від'ємними.

Для визначення величин сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, використовуються індикаторні діаграми. Завдяки їм можна отримати значення сили тиску газів у будь-якому положенні кривошипа. Також використовуються аналітичні залежності для розрахунку сил інерції. Силу інерції, яка діє на поршень, можна визначити за допомогою рівняння другого закону Ньютона:

$$P_j = – m_n j.$$

Величину $j$ можна визначити із рівняння:

$$j = r\omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

За масу $m_n$ обераємо масу всіх деталей, що разом із поршнем утворюють зворотно-поступальний рух. До цієї групи деталей відносять поршень, кільця, поршневий палець та елементи, які обмежують осьові переміщення поршневого пальця. Маса цих компонентів зосереджена на осі поршневого пальця.

Шатун здійснює складний плоско-рівнобіжний рух. Для спрощення аналізу деталі групи шатуна заміщують еквівалентними масами, що динаміч-

но відповідають цим деталям. Зазвичай система заміщається двома масами. При цьому першу масу розташовують на осі поршневого пальця, а другу — на осі шатунної шийки. Вважається, що перша маса рухається разом із поршнем, а друга – разом із кривошипом.

Аналіз конструкцій ДВЗ показує, що на частку маси, яка відноситься до осі поршневого пальця, припадає від 0,25 до 0,33 загальної маси групи шатуна, в той час як на частку маси, що рухається разом із кривошипом, припадає від 0,75 до 0,67. Тому сила інерції, яка діє на деталі, що рухаються разом із поршнем, буде визначатися за рівнянням:

$$P_j = - m_n r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

де $m_n$ – маса деталей групи поршня та частина маси деталей групи шатуна, що відноситься до осі поршневого пальця.

Завдання цього розділу полягає у визначенні сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, а також у побудові графіків їх зміни залежно від кута повороту колінчатого валу. Для цього використовуються відповідні дані для розрахунків і побудови діаграм динаміки

Кривошипно-шатунне відношення $\lambda$.....0,282.

Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально $m_n$.....8,4 кг

Розрахунок динаміки зроблений на ПК в середовищі *Microsoft Office Excel*. Результати розрахунку представлені в табл. 2.1.

За даними табл. 2.1 були побудовані діаграми $P_r$, $P_j$, $P_{dv}$, $N$, $T$, $Z$, які представлені на рис. 2.3, 2.4.

*Таблиця 2.1.* Результати динамічного розрахунку

| φ | $P_r$ | $P_j$ | $P_{dv}$ | $N$ | $Z$ | $T$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 0 | 0,3340 | -2,2242 | -1,8902 | 0,0000 | -1,8902 | 0,0000 |
| 15 | 0,3340 | -2,0995 | -1,7655 | -0,1292 | -1,6719 | -0,5818 |
| 30 | 0,3340 | -1,7471 | -1,4131 | -0,2013 | -1,1232 | -0,8809 |
| 45 | 0,3340 | -1,2268 | -0,8928 | -0,1817 | -0,5028 | -0,7598 |
| 60 | 0,3340 | -0,6228 | -0,2888 | -0,0727 | -0,0814 | -0,2865 |
| 75 | 0,3340 | -0,0253 | 0,3087 | 0,0874 | -0,0045 | 0,3208 |
| 90 | 0,3340 | 0,4892 | 0,8232 | 0,2420 | -0,2420 | 0,8232 |
| 105 | 0,3340 | 0,8727 | 1,2067 | 0,3416 | -0,6423 | 1,0772 |
| 120 | 0,3340 | 1,1121 | 1,4461 | 0,3642 | -1,0384 | 1,0703 |
| 135 | 0,3340 | 1,2268 | 1,5608 | 0,3176 | -1,3282 | 0,8791 |
| 150 | 0,3340 | 1,2579 | 1,5919 | 0,2267 | -1,4920 | 0,5996 |
| 165 | 0,3340 | 1,2521 | 1,5861 | 0,1161 | -1,5621 | 0,2984 |
| 180 | 0,3340 | 1,2457 | 1,5797 | 0,0000 | -1,5797 | 0,0000 |
| 195 | 0,4328 | 1,2521 | 1,6849 | -0,1233 | -1,6594 | -0,3170 |
| 210 | 0,4545 | 1,2579 | 1,7123 | -0,2439 | -1,6049 | -0,6450 |
| 225 | 0,4951 | 1,2268 | 1,7219 | -0,3504 | -1,4653 | -0,9698 |
| 240 | 0,5630 | 1,1121 | 1,6751 | -0,4219 | -1,2029 | -1,2397 |
| 255 | 0,5741 | 0,8727 | 1,4468 | -0,4096 | -0,7701 | -1,2915 |
| 270 | 0,6597 | 0,4892 | 1,1489 | -0,3377 | -0,3377 | -1,1489 |
| 285 | 0,8848 | -0,0253 | 0,8595 | -0,2433 | -0,0126 | -0,8932 |
| 300 | 1,3976 | -0,6228 | 0,7748 | -0,1951 | 0,2184 | -0,7685 |
| 315 | 2,5640 | -1,2268 | 1,3372 | -0,2721 | 0,7531 | -1,1380 |
| 330 | 5,3066 | -1,7471 | 3,5595 | -0,5070 | 2,8291 | -2,2188 |
| 345 | 11,6166 | -2,0995 | 9,5171 | -0,6965 | 9,0126 | -3,1360 |
| 360 | 15,5000 | -2,2101 | 13,2899 | -0,3267 | 13,2108 | -1,4838 |
| 375 | 16,0000 | -2,0995 | 13,9005 | 1,0173 | 13,1635 | 4,5803 |
| 390 | 10,1572 | -1,7471 | 8,4101 | 1,1978 | 6,6844 | 5,2423 |
| 405 | 5,5265 | -1,2268 | 4,2997 | 0,8750 | 2,4217 | 3,6591 |
| 420 | 3,3705 | -0,6228 | 2,7477 | 0,6920 | 0,7746 | 2,7256 |
| 435 | 2,2900 | -0,0253 | 2,2646 | 0,6411 | -0,0331 | 2,3534 |
| 450 | 1,7007 | 0,4892 | 2,1900 | 0,6437 | -0,6437 | 2,1900 |
| 465 | 1,3574 | 0,8727 | 2,2302 | 0,6314 | -1,1870 | 1,9908 |
| 480 | 1,1486 | 1,1121 | 2,2607 | 0,5693 | -1,6234 | 1,6731 |
| 495 | 1,0195 | 1,2268 | 2,2463 | 0,4571 | -1,9116 | 1,2652 |
| 510 | 0,9418 | 1,2579 | 2,1996 | 0,3133 | -2,0616 | 0,8285 |
| 525 | 0,9001 | 1,2521 | 2,1522 | 0,1575 | -2,1196 | 0,4049 |
| 540 | 0,8869 | 1,2457 | 2,1326 | 0,0000 | -2,1326 | 0,0000 |
| 555 | 0,4210 | 1,2521 | 1,6731 | -0,1224 | -1,6478 | -0,3148 |
| 570 | 0,4210 | 1,2579 | 1,6789 | -0,2391 | -1,5735 | -0,6324 |
| 585 | 0,4210 | 1,2268 | 1,6478 | -0,3353 | -1,4023 | -0,9281 |
| 600 | 0,4210 | 1,1121 | 1,5331 | -0,3861 | -1,1009 | -1,1346 |
| 615 | 0,4210 | 0,8727 | 1,2937 | -0,3663 | -0,6886 | -1,1549 |
| 630 | 0,4210 | 0,4892 | 0,9102 | -0,2675 | -0,2675 | -0,9102 |
| 645 | 0,4210 | -0,0253 | 0,3957 | -0,1120 | -0,0058 | -0,4112 |
| 660 | 0,4210 | -0,6228 | -0,2018 | 0,0508 | -0,0569 | 0,2002 |
| 675 | 0,4210 | -1,2268 | -0,8058 | 0,1640 | -0,4538 | 0,6857 |
| 690 | 0,4210 | -1,7471 | -1,3261 | 0,1889 | -1,0540 | 0,8266 |
| 705 | 0,4210 | -2,0995 | -1,6785 | 0,1228 | -1,5895 | 0,5531 |
| 720 | 0,4210 | -2,2242 | -1,8032 | 0,0000 | -1,8032 | 0,0000 |

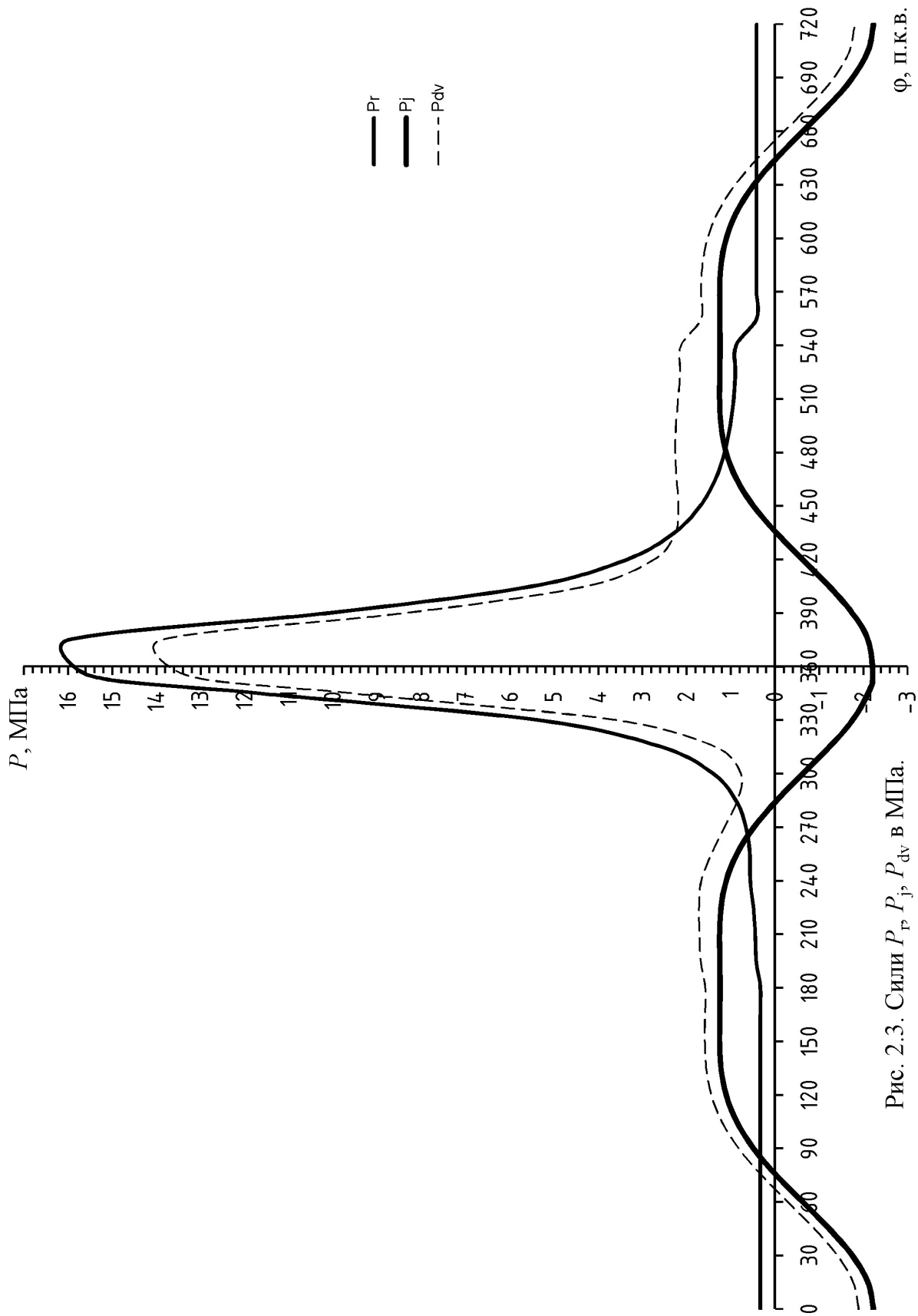



Рис. 2.3. Сили $P_r$, $P_j$, $P_{dv}$ в МПа.

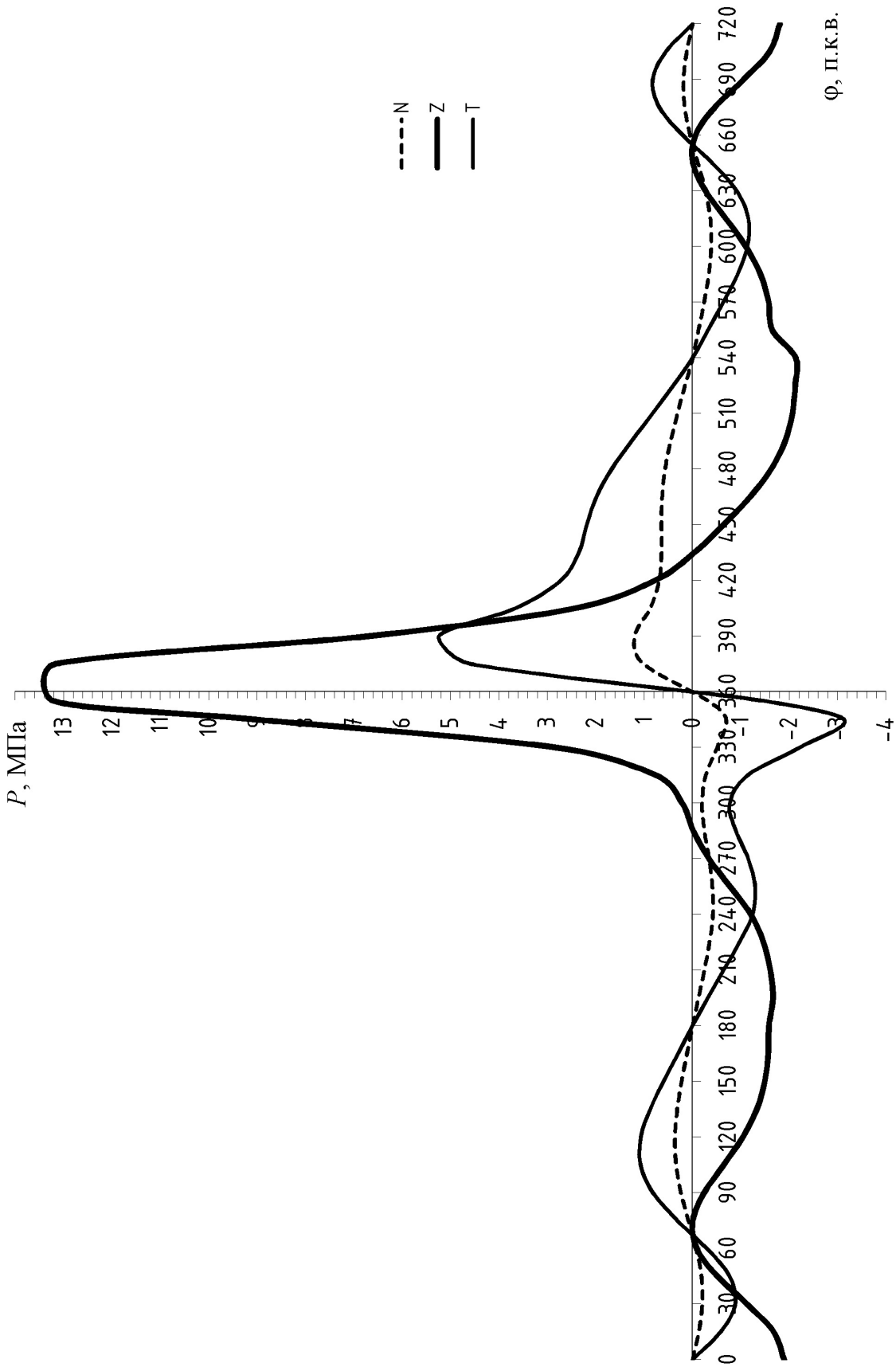



Рис. 2.4. Сили *N*, *Z*, *T* в МПа

## 2.6 Висновок по розділу

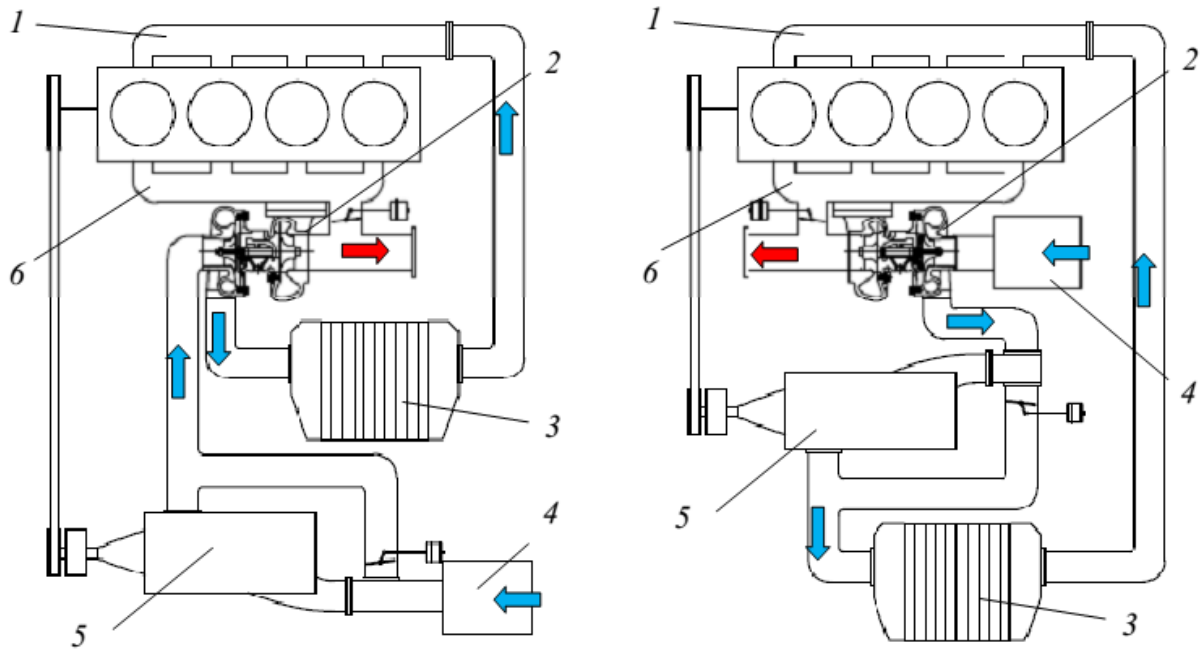
Результати моделювання робочого циклу двигуна Caterpillar C18 показали, що отримані ефективні показники відповідають паспортним даним. Це свідчить про коректність вибору вихідних даних, що використовуються в моделях. У цьому розділі також було здійснено розрахунок сил, що діють на кривошипно-шатунний механізм, зокрема сили тиску газів у циліндрі, сили інерції, рушійну силу, а також радіальні, дотичні й нормальні сили. Оскільки ці сили змінюються як за величиною, так і за напрямком під час роботи двигуна, для зручності їх аналізу були представлені у вигляді графічних залежностей від кута повороту колінчастого валу. Аналіз цих графічних залежностей дозволяє оцінити динамічне навантаження на елементи КШМ. На основі отриманих результатів можна зробити висновок, що відсутні передумови для додаткових розрахунків деталей двигуна на міцність, оскільки навантаження не перевищують допустимих меж для обраних матеріалів і конструкцій.

# 3 РОЗДІЛ

## Проєкт системи двоступеневого наддуву двигуна

### 3.1 Системи комбінованого наддуву

Комбінований наддув передбачає використання різних типів нагнітачів в одній системі. Тобто, така система включає як турбонагнітачі, так і механічні компресори. Ідея комбінованих систем наддуву полягає в поєднанні переваг механічного та газотурбінного наддуву, що дозволяє досягти кращих результатів у підвищенні потужності та ефективності двигуна. На рис. 3.1 наведені можливі варіанти виконання системи комбінованого наддуву, які відрізняються включенням механічного компресора: в якості першого, або в якості другого ступеня стиснення повітря.




*а* *б*

Рис. 3.1. Варіанти виконання системи комбінованого наддуву:

***а*** – механічний компресор в якості першого ступеня наддуву;

***б*** – механічний компресор в якості другого ступеня наддуву:

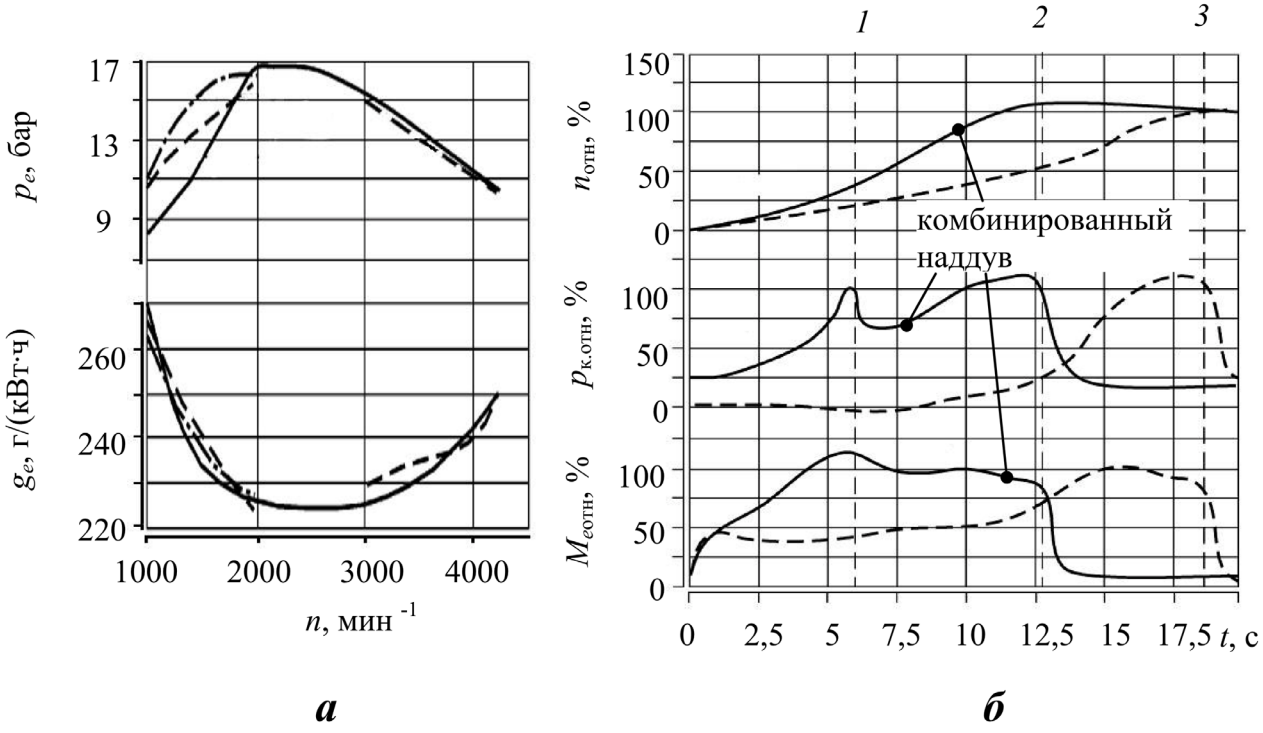
1 – повітряний ресивер; 2 – турбокомпресор; 3 – ОНП; 4 – повітряний фільтр; 5 – механічний компресор; 6 – випускний колектор

Системи комбінованого наддуву для автомобільних двигунів зазвичай виконуються за схемою, показаною на рис. 3.1, *а*. Переваги цієї схеми включають: 1. простоту регулювання приводного компресора, оскільки його потужність автоматично зменшується зі збільшенням витрати повітря в системі; 2 переміщення робочих точок компресора на його характеристиці вправо від межі помпажа, що дозволяє працювати в області з більш високим коефіцієнтом корисної дії (ККД). Схема, зображена на рис. 3.1, *б*, має можливість зменшити розміри приводного нагнітача, однак це ускладнює регулювання системи, а робочі точки на характеристиці компресора зміщуються вліво до межі помпажа.

Аналіз систем регульованого паралельного і послідовного газотурбінного наддуву показує, що використання приводного компресора як доповнення до турбокомпресора є логічним кроком. У такій схемі робота кожного агрегату наддуву обмежується більш вузьким діапазоном режимів, що спрощує їх оптимізацію і сприяє підвищенню ефективності системи в цілому. Окрім того, якщо приводний компресор працює лише на режимах малих навантажень, а турбокомпресор – на середніх і високих, це дозволяє значно зменшити габарити механічного компресора порівняно з компресором, що розрахований на повне навантаження. Турбокомпресор, що працює в умовах середніх навантажень, може мати просте регулювання, наприклад, за допомогою перепуску газу повз турбіну, що знижує його вартість і підвищує надійність системи.

На рис. 3.2, а показано результати розрахункового аналізу особливостей роботи двигуна з комбінованою системою наддуву. Зі зображення видно, що двигун з комбінованим наддувом має більш вигідну залежність механічної потужності на малих обертах у порівнянні з двигуном, обладнаним системою газотурбінного наддуву з сопловим регулюванням турбіни (ТК). Однак, при цьому спостерігається дещо вищий рівень споживання палива. На рис. 3.2, *б* представлено порівняння перехідних процесів у системі наддуву 8,8-літрового дизельного двигуна під час розгону вантажного автомобіля для

двох типів систем наддуву: комбінованого наддуву за схемою послідовного включення механічного компресора перед турбокомпресором і вільного газотурбонаддуву. Виявлено, що застосування приводного компресора дозволило зменшити час перехідного процесу на приблизно 30 %. Окрім того, тиск повітря в ресивері ($p_s$) протягом всього перехідного процесу при комбінованому наддуві перевищує аналогічний показник при газотурбінному наддуві. Як наслідок, двигун в першому випадку працює з вищими значеннями коефіцієнта надлишку повітря, що сприяє значному зменшенню викидів шкідливих речовин.




***а*** ***б***

Рис. 3.2. Порівняння характеристик дизельного двигуна з газотурбінним наддувом і комбінованим наддувом:

***а*** – порівняння ЗШХ (суцільна лінія для системи з VGT турбокомпресором; штрихова і штрихпунктирна для системи комбінованого наддуву (турбокомпресор фіксованою геометрії + приводний компресор) при передавальному відношенні приводу компресора 2,2 і 2,4 відповідно);

***б*** – порівняння перехідних процесів (1 – момент відключення механічного компресора; 2, 3 – тривалість перехідного процесу для комбінованого і газотурбінного наддуву відповідно).

Аналіз основних типів систем наддуву автомобільних двигунів показує, що кожен з них має свої переваги та недоліки. Так, газотурбінний наддув, незважаючи на свої безсумнівні енергетичні переваги, має складність у забезпеченні оптимальної взаємодії турбокомпресора з поршневими компонентами двигуна, а також характеризується значною інерційністю. Механічний наддув, з іншого боку, забезпечує кращу сумісність компресорів об'ємного типу з двигуном і не має значних запізнень у роботі. Однак, його основним недоліком є підвищене споживання палива, особливо на часткових режимах роботи двигуна.

У сучасному двигунобудуванні можна виділити три основні напрямки, які спрямовані на подолання недоліків вільного газотурбінного наддуву:

1. Вдосконалення турбокомпресорів, зокрема, шляхом оснащення їх системами якісного регулювання лопаткових машин, що мають гнучке електронне управління. Це дозволяє забезпечити більш точне управління потоком повітря і, як наслідок, підвищити ефективність роботи турбокомпресора.

2. Створення систем наддуву на основі кількох турбокомпресорів, які можуть бути підключені взаємно в залежності від режиму роботи двигуна. Така система дозволяє оптимізувати роботу турбокомпресорів у різних режимах і забезпечити кращу ефективність в широкому діапазоні обертів.

3. Розробка систем комбінованого наддуву, що включають турбокомпресор, доповнений механічним компресором. Цей компресор часто має можливість відключення від валу двигуна, що дає змогу адаптувати систему до змінних умов роботи і зменшити витрати палива на часткових навантаженнях.

Необхідно зазначити, що системи наддуву, побудовані на основі кількох турбокомпресорів і комбінованого наддуву, попри свою складність і високу вартість, набувають все більш широкого застосування. Вони забезпечують значне покращення динамічних характеристик двигунів та сприяють дотриманню суворих екологічних стандартів щодо викидів відхідних газів..

3.2 Підбір механічного компресора

Для уточнення вибору механічного компресора використовуються характеристики компресора, надані виробниками в спеціальних каталогах. Підбір компресора здійснюється на основі розрахунків витрат повітря, що відповідають умовам роботи двигуна. Компресор повинен бути підібраний для роботи в режимі при частоті обертання колінчастого валу $n$ = 800 хв$^{-1}$, при цьому він повинен забезпечити необхідне значення ступеню стиснення Пк = 1,6.

Пошук точки роботи компресора для цієї частоти обертання виконується за допомогою спеціально розробленої методики, реалізованої в середовищі MathCAD. Нижче наведено роздруківку програми, яка була використана для виконання розрахунків та визначення необхідних параметрів компресора на заданому режимі роботи двигуна.

Степень повышения давления $\Pi k := 1.6$

Частота вращения коленчатого вала, об/мин $n := 800$

Число цилиндров $i := 6$

Диаметр цилинда, м $D_c := 0.145$

Ход поршня, м $S_c := 0.183$

Коэффициент тактности $z := 0.5$

Газовая постоянная воздуха $\frac{Дж}{кг \cdot К}$ $R := 287$

Коэффициент остаточных газов $\gamma_r := 0.025$

Степень сжатия $\varepsilon := 14.5$

Подогрев заряда от стенок цилиндра, К $\Delta T_a := 20$

Коэффициент потерь давления на впуске $\xi_a := 0.97$

Давление окружающей среды, Па $P_0 := 101000$

Температура окружающей среды, К $T_0 := 300$

Температура остаточных газов, К $T_r := 400$

Температура охлаждающего теплоносителя на входе в ОНВ, К $Tw := 305$

Давление воздуха за компрессором турбокомпрессора, Па $P_k := \Pi k \cdot P_0$

Адиабатный КПД компрессора турбокомпрессора $\eta_{k.ad} := 0.76$

Потеря давления в охладиттеле воздуха, Па $\Delta P_{ox.} := 400$

КПД системы охлаждения воздуха $\eta_o := 0.95$

Давление возудах в ресивере двигателя

$$P_s := P_0 \cdot \Pi k - \Delta P_{ox.} \qquad P_s = 1.612 \times 10^5$$

Давление в конце наполнения, Па

$$P_a := \xi_a \cdot P_s \qquad P_a = 1.564 \times 10^5$$

Температура воздуха за компрессором, К

$$T_k := T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\Pi k^{0.286} - 1\right)}{\eta_{k.ad}}\right] \qquad T_k = 356.792$$

Температура воздуха в ресивере, К

$$T_s := T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \qquad T_s = 302.84$$

Темпартура воздуха в конце наполнения, К

$$T_a := \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \qquad T_a = 324.722$$

Коэффициент наполнения

$$\eta_н := \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \qquad \eta_н = 0.948$$

Массовый расход воздуха через компрессоры

$$G_в := \left(\frac{n}{60}\right) \cdot z \cdot i \cdot \left[\left(\frac{3.1415926 \cdot D_c^{\,2}}{4}\right) \cdot S_c\right] \cdot \left[\frac{P_k - \Delta P_{ox.}}{R \cdot \left[T_k - \eta_o \cdot (T_k - Tw)\right]}\right] \cdot \eta_н$$

$G_в = 0.2092339 \ \frac{кг}{с}$

Обьемный расход воздуха через компрессор

$$G_o := \left[\frac{(G_в \cdot R \cdot T_0)}{P_0}\right] \cdot 3600 = 642.12 \ \frac{м^3}{час}$$

Позначимо отриману точку на характеристиці компресора (рис. 3.3). Видно, що характеристика компресора успішно відповідає умовам роботи нашого двигуна.

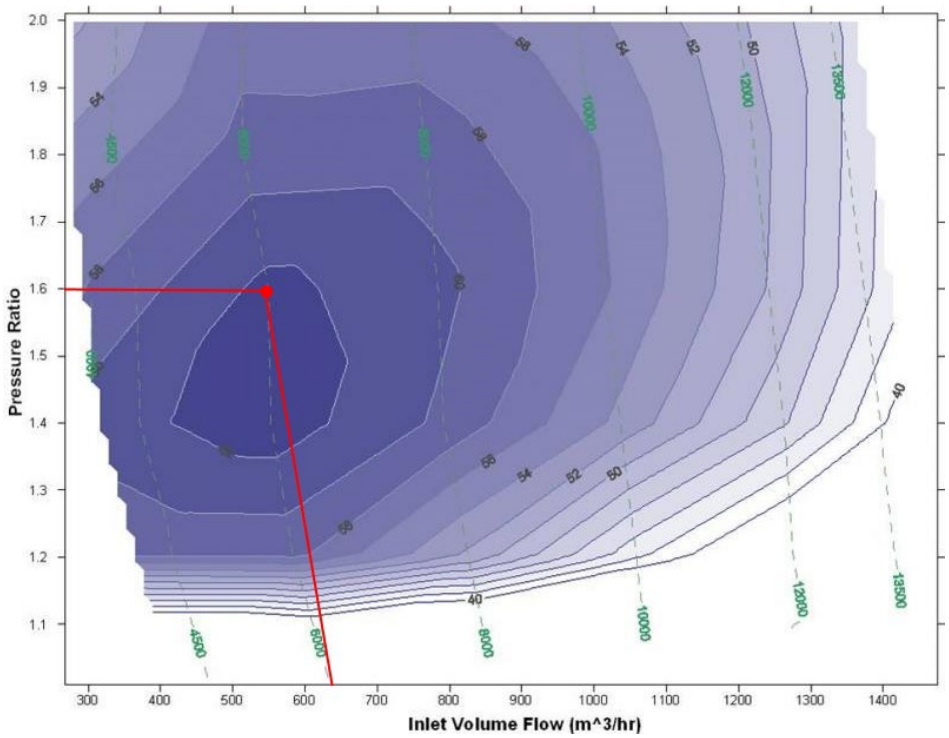



Рис. 3.3. Характеристика компресора Eaton M122

3.3 Підбір турбокомпресора

Також ми замінюємо два стандартні турбокомпресори на один з більшою продуктивністю. Для точного вибору прототипу турбокомпресора вико-

ристовуються характеристики компресора і турбіни, надані виробниками в спеціальних каталогах, а також геометричні параметри проточної частини компресора і турбіни. Підбір характеристик здійснюється на основі розрахунків витрат. Характеристика турбіни, яка надається у вигляді однієї кривої, є спрощенням реальної характеристики і являє собою огинальну криву для набору кривих, побудованих при фіксованих значеннях $n_{\text{тпр}}$. Таким чином, наведена частота ротора турбокомпресора по даній кривій безперервно зростає з ростом $\Pi_t$.

Пошук точок для трьох режимів: номінального, максимального крутного моменту (МКМ) і для мінімальних оборотів здійснюється за допомогою спеціально розробленої методики в середовищі MathCAD. Нижче наведена роздруківка програми, що використовується для цього розрахунку.

| | |
|---|---|
| Степень повышения давления | $\Pi k := 3.38$ |
| Частота вращения коленчатого вала, об/мин | $n := 2300$ |
| Число цилиндров | $i := 6$ |
| Диаметр цилинда, м | $D_c := 0.145$ |
| Ход поршня, м | $S_c := 0.183$ |
| Коэффициент тактности | $z := 0.5$ |
| Газовая постоянная воздуха $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ | $R := 287$ |
| Коэффициент остаточных газов | $\gamma_r := 0.008$ |
| Степень сжатия | $\varepsilon := 14.5$ |
| Подогрев заряда от стенок цилиндра, К | $\Delta T_a := 20$ |
| Коэффициент потерь давления на впуске | $\xi_a := 0.97$ |
| Давление окружающей среды, Па | $P_0 := 101000$ |
| Температура окружающей среды, К | $T_0 := 293$ |
| Температура остаточных газов, К | $T_r := 700$ |
| Температура охлаждающего теплоносителя на входе в ОНВ, К | $Tw := 300$ |
| Давление воздуха за компрессором турбокомпрессора, Па | $P_k := \Pi k \cdot P_0$ |

Адиабатный КПД компрессора турбокомпрессора $\eta_{k.ad} := 0.79$

Потеря давления в охладиттеле воздуха, Па $\Delta P_{ox.} := 4000$

КПД системы охлаждения воздуха $\eta_o := 0.95$

Давление возудах в ресивере двигателя

$$P_s := P_0 \cdot \Pi k - \Delta P_{ox.} \qquad P_s = 3.374 \times 10^5$$

Давление в конце наполнения, Па

$$P_a := \xi_a \cdot P_s \qquad P_a = 3.273 \times 10^5$$

Температура воздуха за компрессором, К

$$T_k := T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\Pi k^{0.286} - 1\right)}{\eta_{k.ad}}\right] \qquad T_k = 447.539$$

Температура воздуха в ресивере, К

$$T_s := T_k - \eta_o \cdot \left(T_k - T_0\right) \qquad T_s = 300.727$$

Темпартура воздуха в конце наполнения, К

$$T_a := \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \qquad T_a = 323.737$$

Коэффициент наполнения

$$\eta_н := \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \qquad \eta_н = 0.96$$

Массовый расход воздуха через компрессор

$$G_в := \left(\frac{n}{60}\right) \cdot z \cdot i \cdot \left[\left(\frac{3.1415926 \cdot D_c^{\,2}}{4}\right) \cdot S_c\right] \cdot \left[\frac{P_k - \Delta P_{ox.}}{R \cdot \left[T_k - \eta_o \cdot \left(T_k - Tw\right)\right]}\right] \cdot \eta_н$$

$G_в = 1.276046$ $\frac{кг}{с}$

Приведенный массовый расход воздуха через компрессор

$T_{ref} := 303$ К $\quad p_{ref} := 0.95 \cdot P_0 = 9.595 \times 10^4$ Па

$$G_{пр.в1} := \left(\frac{\sqrt{\frac{T_0}{T_{ref}}}}{\frac{P_0}{p_{ref}}}\right) \cdot G_в = 1.192 \quad \frac{кг}{с}$$

Массовый расход воздуха через компрессор

$$G_{в1} := \frac{G_{пр.в1}}{0.00755987} = 157.684 \quad \frac{lbs}{min}$$

**Режим МКМ**

Обороты на мкм, об/мин $n_{мкм} := 1600$

Степень повышения давления $Пk := 3.38$

Давление воздуха за компрессором турбокомпрессора, Па $P_k := Пk \cdot P_0$

Адиабатный КПД компрессора турбокомпрессора $\eta_{k.ad.mkm} := 0.7$

Потеря давления в охладиттеле воздуха, Па $\Delta P_{ox.mkm} := 500$

КПД системы охлаждения воздуха $\eta_{o.mkm} := 0.95$

Коэффициент наполнения $\eta_{н.mkm} := 0.95$

Массовый расход воздуха через компрессоры

$$Gв_{mkm} := \left(\frac{n_{мкм}}{60}\right) \cdot z \cdot i \cdot \left[\left(\frac{3.1415926 \cdot D_c^{\,2}}{4}\right) \cdot S_c\right] \cdot \left[\frac{P_k - \Delta P_{ox.mkm}}{R \cdot \left[T_k - \eta_{o.mkm} \cdot \left(T_k - Tw\right)\right]}\right] \cdot \eta_{н.mkm}$$

$$Gв_{mkm} = 0.887 \quad \frac{кг}{с}$$

Приведенный расход воздуха через один компрессор

$$G_{пр.mkm} := Gв_{mkm} \cdot \left(\frac{\frac{\sqrt{\frac{T_0}{T_{ref}}}}{\frac{P_0}{P_{ref}}}}\right) = 0.829 \quad \frac{м^3}{с}$$

Массовый расход воздуха через компрессор

$$G_{в2} := \frac{G_{пр.mkm}}{0.00755987} = 109.663 \quad \frac{lbs}{min}$$

**Минимальные обороты**

Минимальные обороты коленчатого вала двигателя, об/мин $n_{мин} := 600$

Адиабатный КПД компрессора турбокомпрессора $\eta_{k.ad.мин} := 0.4$

Потеря давления в охладиттеле воздуха, Па $\Delta P_{ox.мин} := 50$

КПД системы охлаждения воздуха $\eta_{o.мин} := 0.96$

Степень повышения давления $Пk_{мин} := 1$

Давление воздуха за компрессором турбокомпрессора, Па $P_{k.мин} := Пk_{мин} \cdot P_0$

Давление воздудах в ресивере двигателя, Па

$$P_{s.мин} := P_0 \cdot Пk_{мин} - \Delta P_{ох.мин} \qquad P_{s.мин} = 1.010 \times 10^5$$

Давление в конце наполнения, Па

$$P_{a.мин} := \xi_a \cdot P_{s.мин} \qquad P_{a.мин} = 9.792 \times 10^4$$

Температура воздуха за компрессором, К

$$T_{k.мин} := T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left[\left(Пk_{мин}\right)^{0.286} - 1\right]}{\eta_{k.ad.мин}}\right] \qquad T_{k.мин} = 293$$

Температура воздуха в ресивере, К

$$T_{s.мин} := T_{k.мин} - \eta_{o.мин} \cdot \left(T_{k.мин} - T_0\right) \qquad T_{s.мин} = 293$$

Темпартура воздуха в конце наполнения, К

$$T_{a.мин} := \frac{T_{s.мин} + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \qquad T_{a.мин} = 316.071$$

Коэффициент наполнения

$$\eta_{н.мин} := \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_{a.мин}}{P_{s.мин}} \cdot \frac{T_{s.мин}}{T_{a.мин}} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \qquad \eta_{н.мин} = 0.958$$

Массовый расход воздуха через компрессоры

$$Gв_{мин} := \left(\frac{n_{мин}}{60}\right) \cdot z \cdot i \cdot \left[\left(\frac{3.1415926 \cdot D_c^{\,2}}{4}\right) \cdot S_c\right] \cdot \left[\frac{P_{k.мин} - \Delta P_{ох.мин}}{R \cdot \left[T_k - \eta_{o.мин} \cdot \left(T_k - Tw\right)\right]}\right] \cdot \eta_{н.мин}$$

$Gв_{мин} = 0.0998778 \ \frac{кг}{с}$

Приведенный расход воздуха через один компрессор

$$G_{пр.мин} := Gв_{мин} \cdot \left(\frac{\sqrt{\frac{T_0}{T_{ref}}}}{\frac{P_0}{P_{ref}}}\right) = 0.093 \ \frac{м^3}{с}$$

Массовый расход воздуха через компрессор

$$G_{в2} := \frac{G_{пр.мин}}{0.00755987} = 12.342 \ \frac{lbs}{min}$$

## Характеристика турбины на режиме мкм

Степень повышения давления газов перед турбиной $\Pi_t := 0.9 \cdot \Pi k = 3.042$

Давления перед турбиной $p_t := \frac{P_0}{1000} \cdot 0.9 \cdot \Pi k = 307.242 \ \text{kPa}$

Температура газа перед турбиной $T_t := 975 \quad K$

Мощность двигателя $N_e := 684 \quad \text{кВт}$

Удельный расход топлива $g_e := 0.215 \ \text{кг} \cdot \left(\frac{\text{кВт}}{\text{час}}\right)$

Расход газа через турбину

$$G_t := G_{B_{mkm}} + \frac{g_e \cdot N_e}{3600} = 0.928 \quad \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Приведенный расход газа через турбину

$$G_{t.прив} := \frac{\left(G_t \cdot \sqrt{T_t}\right)}{p_t} = 0.094 \quad \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

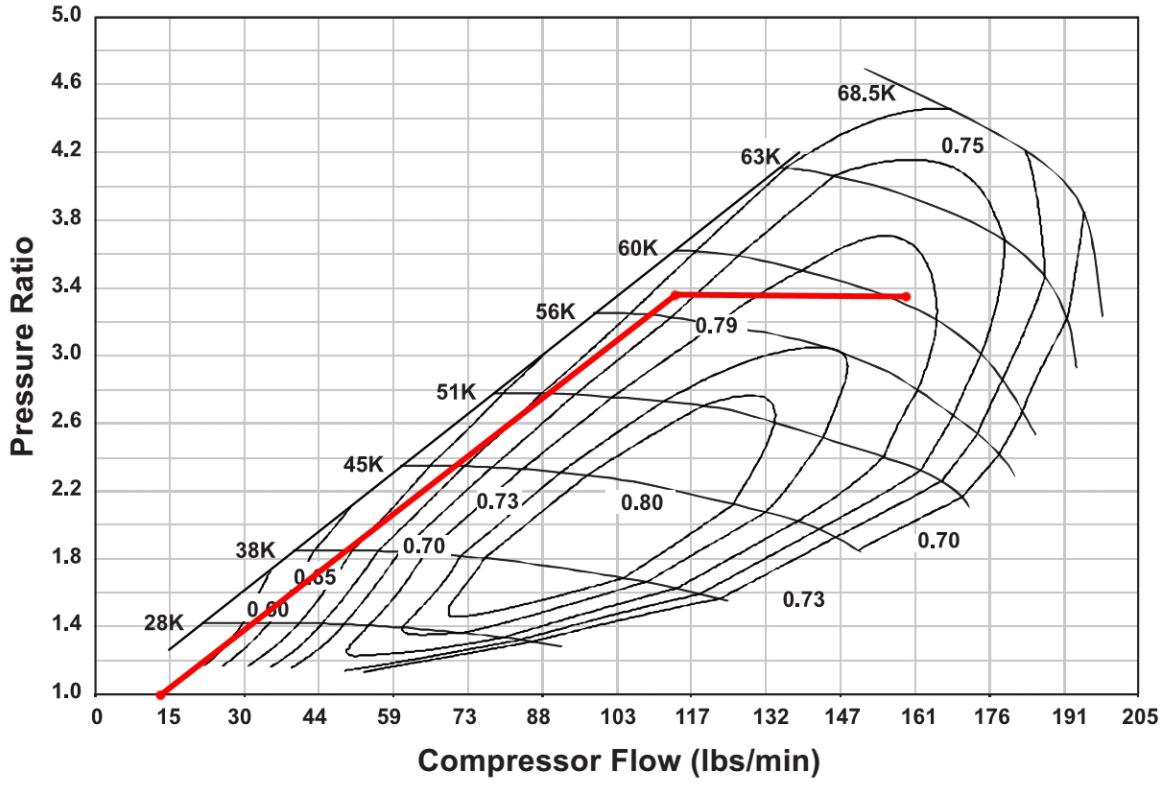



Рис. 3.4. Характеристика компресора

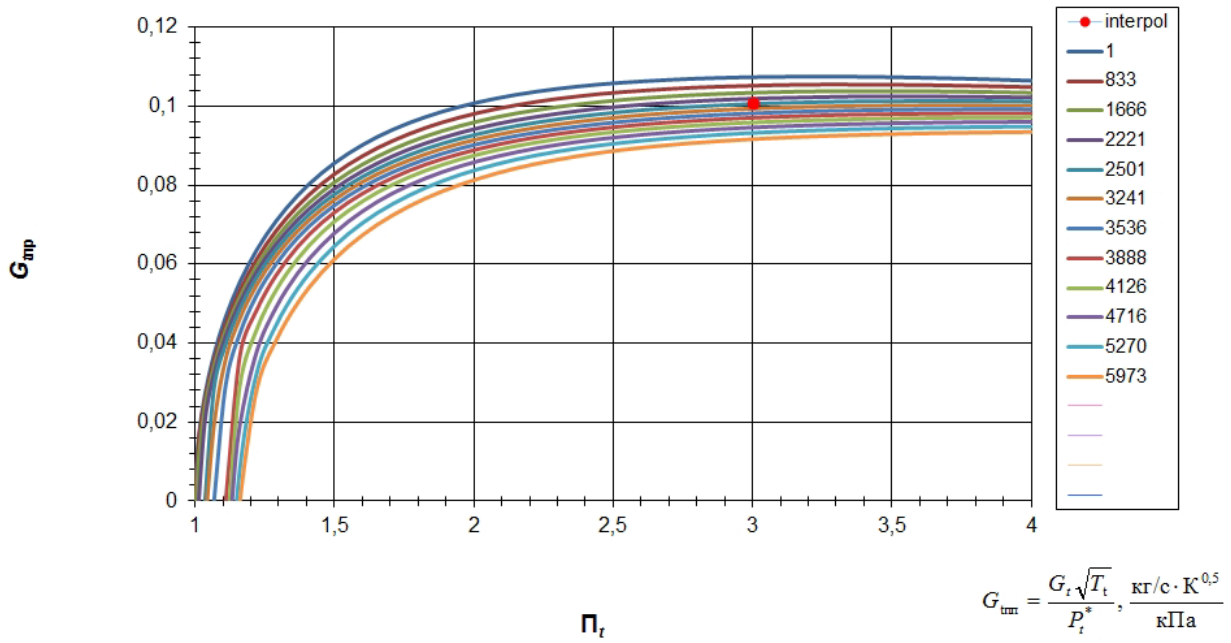



Рис. 3.5. Витратна характеристика турбіни

Нанесемо отримані точки на характеристику компресора (рис. 3.4) та турбіни (рис. 3.5). Як видно з графіків, характеристика компресора добре узгоджується з режимами роботи двигуна, що підтверджує правильність вибору параметрів компресора і турбіни для оптимізації роботи системи наддуву.

### 3.4 Механічний компресор

Механічний компресор є ключовим конструктивним елементом системи механічного наддуву. Він забезпечує створення надлишкового тиску у впускному тракті, при цьому його привід здійснюється безпосередньо від колінчатого валу двигуна, що і надає йому назву "механічний". В деяких країнах цей пристрій часто називають просто "supercharger".

Використання механічного нагнітача дозволяє значно підвищити потужність двигуна (до 50 %) і крутний момент (до 30 %). Однак варто зазначити, що для приводу компресора необхідно витрачати значну кількість потужності самого двигуна, що може досягати 30 %.

Основні функції механічного нагнітача включають всмоктування, стиснення і нагнітання повітря. Всмоктування повітря здійснюється шляхом створення розрідження, а для досягнення необхідного тиску нагнітач оберта-

ється швидше, ніж двигун. Нагнітання повітря в систему відбувається за рахунок різниці тиску.

При стисненні повітря його температура підвищується, що, в свою чергу, знижує його щільність та тиск. Тому в системах механічного наддуву зазвичай застосовуються інтеркулери, що охолоджують стиснене повітря за допомогою повітряного або рідинного охолодження, забезпечуючи тим самим оптимальні умови для роботи системи.

Механічний нагнітач конструктивно може мати один з наступних приводів:

- прямий привід (безпосереднє кріплення нагнітача на фланець колінчастого валу);
- ремінний привід (різний види ременів - клиновий, зубчастий, плоский);
- ланцюговий привід;
- левередж (циліндричний редуктор);
- електричний привід (окремий електродвигун).

На сучасних автомобілях використовуються три основні типи механічних нагнітачів: кулачковий (нагнітач *Roots*), гвинтовий (нагнітач *Lysholm*) та відцентровий.

Кулачковий нагнітач

Кулачковий нагнітач (рис. 3.6) є найстарішим типом механічного нагнітача, який використовується в автомобілях з 1900 року. Він також відомий за іменем свого винахідника як нагнітач Roots, а в побуті його часто називають повітродувом.

Рис. 3.6. Кулачковий нагнітач

Сучасний кулачковий нагнітач має два трьох- або чотирикулачні ротора, які обертаються назустріч один одному. Кулачки розташовані по спіралі на всій довжині ротора. Кут закрутки кулачків забезпечує максимальну ефективність в плані нагнітання і втрат.

За конструкцією і принципом дії кулачковий нагнітач дуже схожий на шестерінчастий масляний насос. Повітря в нагнітачі захоплюється кулачками, переміщається в просторі між кулачками і стінками корпусу, нагнітається в впускний трубопровід. Має місце так зване зовнішнє нагнітання.

Нагнітач Roots характеризує швидке створення необхідного тиску наддуву, а також зростання цього тиску зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала. Разом з тим в певний момент може утворитися надлишок тиску, і як наслідок – затор в нагнітальному каналі, зниження потужності двигуна. Тому при використанні механічних нагнітачів всіх типів здійснюється регулювання тиску наддуву.

Регулювання тиску наддуву здійснюється двома способами:

- відключенням нагнітача (наприклад, за допомогою електромагнітної муфти);
- перепуску повітря при безперервній роботі нагнітача (за допомогою перепускного клапана).

Сучасні системи механічного наддуву мають електронне регулювання наддуву, що включає вхідні датчики (датчик тиску наддуву, датчик температури у впускному колекторі і ін.), Електронний блок управління, виконавчі механізми (електромеханічний модуль приводу перепускного клапана, електромагніт муфти та ін.).

Нагнітачі Roots мають досить високу вартість, обумовлену малими допусками в виготовленні. Вони пред'являють підвищені вимоги до чистоти повітря, що подається, тому що чужорідний предмет в впускний системі може привести до виходу з ладу нагнітача. Необхідно відзначити велику вагу нагнітача і високий рівень шуму при його роботі. Виробники досить ефекти-

вно борються з шумом. В їхньому арсеналі спеціальна конструкція корпусу, демпфуючі пластини, резонатор, демпфери та ін.

Провідним виробником нагнітачів *Roots* є фірма *Eaton*, яка в даний час пропонує високоефективні чотирикулачні нагнітачі TVS, Twin Vortices Series (дослівно – спарена серія вихорів). Дані нагнітачі встановлюються на серійні двигуни автомобілів Cadillac, Toyota, Audi. На деяких двигунах кулачкові нагнітачі використовуються спільно з турбонагнітачами, наприклад, подвійний наддув двигуна TSI.

### 3.5 Математична модель робочого циклу двигуна

Вибір математичної моделі здійснювався з урахуванням поставлених у роботі завдань, відповідно до яких були висунуті такі вимоги:

1) можливість коректного розрахунку робочих характеристик двигуна, зокрема зовнішньої швидкісної і навантажувальних характеристик, так як ці характеристики є визначальними факторами при порівнянні різних систем наддуву;

2) можливість оцінки впливу конструктивних і настроювальних факторів системи наддуву, таких як параметри органів газорозподілу поршневого компресора, ефективність охолоджувачів наддувочного повітря, геометричних параметрів газоповітряного тракту, різних способів регулювання турбокомпресора і поршневого компресора і ін., на параметри робочого циклу;

3) відносна простота реалізації моделі у вигляді програмного продукту.

Відзначимо, що реалізація другої вимоги можлива тільки на основі спільного моделювання робочих процесів в циліндрі двигуна, циліндрі поршневого компресора, сполучних колекторах системи наддуву і характеристик турбокомпресора в рамках замкнутої математичної моделі.

Аналіз існуючих сучасних комерційних математичних моделей робочого циклу ДВЗ дозволяє розділити їх на два класи:

1) термодинамічні (феноменологічні) моделі, побудовані на базі квазістаціонарного підходу при розрахунку процесів в циліндрі двигуна і однови-

мірного нестаціонарного підходу при розрахунку течії газів в газоповітряному тракті двигуна;

2) CFD моделі, в основу яких покладена система рівнянь Нав'є-Стокса для реального газу, яке вирішується в 3D постановці методами обчислювальної газодинаміки.

Моделі першого класу, такі як BOOST (AVL), WAVE (Ricardo), GT-Power (Gamma Technologies), Дизель-РК (МВТУ ім. Баумана) та інші, математичні основи яких були закладені ще в 50-х роках XX століття, відрізняються високою швидкодією, зручним користувацьким інтерфейсом та хорошою відповідністю між розрахунковими та експериментальними даними. Ці моделі ґрунтуються на порівняно простих алгоритмах реалізації. Вбудовані в комерційні програми модулі дозволяють виконувати оптимізаційні розрахунки для великої кількості варіантів незалежних факторів і розрахунок робочих характеристик двигуна. Наприклад, користувач Дизель-РК може вибирати одну з шести цільових функцій і виконувати їх оптимізацію для 27 незалежних змінних. Також є можливість задавати обмеження для 18 параметрів, а оптимізація може здійснюватися з використанням одного з 14 доступних методів багатовимірної оптимізації.

Моделі другого класу, такі як KIVA (Los Alamos), FIRE (AVL), VECTIS (Ricardo) та інші, мають високі вимоги до комп'ютерного обладнання, складний процес підготовки вихідних даних для розрахунку, тривалий час обчислень і високу вартість. Однак, за умови наявності якісного супровідного експерименту, ці моделі дозволяють отримати найбільш точні та достовірні результати. Реалізація таких моделей є складною, а тривалість розрахунків і важкість підготовки вихідних даних ускладнюють їх використання для оптимізаційних розрахунків.

Оскільки моделі першого класу повною мірою відповідають вимогам, для цього дослідження була розроблена математична модель робочого циклу турбопоршневого двигуна з комбінованим наддувом, яка належить до класу термодинамічних моделей. Потреба в створенні власного програмного про-

дукту обумовлена нетрадиційною схемою системи наддуву з інтегрованим у конструкцію двигуна поршневим компресором, що вимагало відповідного доопрацювання програмного коду більшості комерційних програм.

Математична модель була реалізована в середовищі програмування Visual Basic for Applications (VBA), вбудованому в Microsoft Excel. Вибір цього середовища обумовлений оптимальним поєднанням потужностей повноцінного мови програмування (VBA) і зручності створення інтерфейсу за допомогою Microsoft Excel.

Основні можливості моделі:

1) спільний розрахунок робочого процесу в робочому циліндрі двигуна, приводному поршневому компресорі і сполучних колекторах;

2) розрахунок режимів холостого ходу двигуна;

3) розрахунок режимів холодних прокручувань;

4) розрахунок нестаціонарної течії газу в випускних патрубках двигуна.

Основні особливості математичної моделі:

1) розрахунок характеристик тепловиділення за методикою Разлейцева Н.Ф.;

2) моделювання турбокомпресора на основі експериментальних характеристик турбіни і компресора;

3) розрахунок середніх температур теплосприймаючої поверхні деталей ЦПГ на підставі квазістаціонарного одновимірного представлення процесу теплопередачі, при цьому середня температура стінки втулки розраховується у вигляді епюри по висоті втулки;

4) розрахунок кінематики автоматичних клапанів ППК;

5) вибір довільного кроку розрахунку за кутом повороту вала.

У розділі 2.3 наведено графічний інтерфейс користувача реалізованої програми розрахунку (поле для введення основних вихідних даних).

До переваг підходу з розрахунку робочого циклу комбінованого двигуна як сукупності відкритих термодинамічних систем відносяться:

1) можливість запису уніфікованої системи рівнянь, яка описує масообмін, теплообмін, склад і стан робочого тіла;

2) можливість щодо швидкого перестроювання математичної моделі при зміні типу та кількості взаємодіючих підсистем.

З рис. 3.7 видно, що у результаті прийняття рішень системи рівнянь для кожної ВТС є залежності $p = p(\varphi)$, $T = T(\varphi)$, що визначають параметри стану робочого тіла (залежність $V = V(\varphi)$ визначається кінематикою силового механізму і геометричними розмірами підсистеми). Розрахунок процесів взаємодії підсистем між собою і навколишнім середовищем зводиться до визначення залежностей $dm = dm(\varphi)$, $dI = dI(\varphi)$, що визначають масовий і енергетичний обмін. Для таких підсистем як «робочий циліндр» і «циліндр ППК» розрахунок параметрів стану робочого тіла повинен супроводжуватися розрахунком ряду додаткових фізичних величин: тепловіддачі від робочого тіла до стінок ВТС, кінематики автоматичних клапанів, характеристик тепловиділення. Ці параметри розраховуються в окремих процедурах програми, основи їх визначення розглядаються нижче.

Для ініціації розрахунку необхідно визначити початкові умови. В якості вихідних умов виступають параметри робочого тіла $p$, $T$, $m$ у всіх ВТС в момент закриття впускного клапана робочого циліндра. Дані параметри визначаються приблизно на підставі вихідних даних, введених користувачем. Початковими умовами для розрахунку нестаціонарної течії в випускних патрубках є рівність параметрів газу у всіх осередках патрубка середньому тиску, температури і щільності в випускному колекторі, які також визначаються заздалегідь.

Основою для розрахунку служить рівняння першого закону термодинаміки для відкритої системи, записане в диференціальної формі

$$dQ \pm \sum_{1}^{n} i_j dm_j = d(mu) + pdV,$$

де $dQ$ – елементарна кількість теплоти, підведена до системи; $dm_j$, $i_j dm_j$ – елементарна маса і елементарна ентальпія, що надходить (+) або покидає (–) систему.

Після ряду перетворень, отримаємо узагальнене вираження для визначення приросту тиску за кутом повороту вала в ВТС, яка взаємодіє з $n_1$ термодинамичними системами і обмінюється теплом з $n_2$ теплосприймаючими поверхнями. Чисельне інтегрування даного рівняння, спільно з рівняннями матеріального балансу і стану ідеального газу покладено в основу використовуваного алгоритму:

$$\frac{dp}{d\varphi} = p\left(\frac{\frac{dI_{\text{т}}}{d\varphi} + \sum_1^{n_1}\frac{dI_j}{d\varphi}}{c_v T m} + \frac{\frac{dQ_x}{d\varphi}}{c_v T m} - \frac{\sum_1^{n_2}\frac{dQ_{\text{ст}i}}{d\varphi} + \frac{dQ_{\text{и.т}}}{d\varphi}}{c_v T m} - k\frac{d\ln V}{d\varphi} + \frac{d\nu}{m/\mu} - \frac{c_{vm}}{c_v}\frac{\sum_1^{n_1} dm_j + dm_{\text{т}}}{m d\varphi} - \frac{d(c_v)_T}{d\varphi}}{c_v}\right) \quad (4.1)$$

$$\frac{dQ_x}{d\varphi} = Q_{\text{н}} q_{\text{ц}} \frac{dx}{d\varphi}; \sum_1^{l}\frac{dQ_{\text{ст}i}}{d\varphi} = \sum_1^{l}\alpha_{\text{г}i} F_i (T - T_{\text{ст}i})\frac{1}{6n}; \sum_1^{n}\frac{dI_j}{d\varphi} = \sum_1^{n} c_{pmj} T_j \frac{dm_j}{d\varphi}; \frac{dI_{\text{т}}}{d\varphi} = c_{pm\text{п.т}} T_{\text{и.т}} q_{\text{ц}} \frac{d\sigma_{\text{и}}}{d\varphi};$$

$$\frac{dQ_{\text{и.т}}}{d\varphi} = q_{\text{ц}} \frac{d\sigma_{\text{и}}}{d\varphi}\left(c_{pm\text{т}}(T_{\text{и.т}} - T_{\text{т}}) + r_{\text{т}}\right); dm_{\text{т}} = q_{\text{ц}}\frac{d\sigma_{\text{и}}}{d\varphi}; d\nu = \frac{m}{\mu}\frac{\beta_0 - 1}{1 - \gamma_r}\frac{dx}{d\varphi} + \sum_1^{n_1}\frac{dm_j}{d\varphi\mu_j};$$

$$dm = \sum_1^{n_1} dm_j + q_{\text{ц}}\frac{d\sigma_{\text{и}}}{d\varphi};$$

$$pV = \frac{m}{\mu}RT.$$

В даних рівняннях $dm_j$, $dI_j$ – елементарна маса і елементарна ентальпія, що надходить, або покидає ВТС при взаємодії з $j$-ю системою; $dm_{\text{т}}$, $dI_{\text{т}}$ – елементарна маса і елементарна ентальпія, випарувався палива; $dQ_x$ – енергія, що виділяється при згорянні палива; $dQ_{\text{ст}}$ – теплота, відведена в стінки; $dQ_{\text{и.т}}$ – теплота, що витрачається на прогрівання і випаровування палива; $d(c_v)_T$ – приріст істинної теплоємності внаслідок зміни якості робочого тіла; $dx/d\varphi$ – швидкість тепловиділення; $d\sigma/d\varphi$ – швидкість уприскування палива; $n$ – частота обертання двигуна, виражена в хв$^{-1}$; $\alpha_{\text{г}i}$ – коефіцієнт тепловіддачі від робочого тіла до стінок $i$-ї теплосприймаючої поверхні; $F_i$ – площа $i$-ї теплосприймаючої поверхні; $T_{\text{ст}.i}$ – середня температура $i$-ї теплосприймаючої поверхні; $\mu$, $\mu_j$ – молекулярна маса робочого тіла і газу, що надходить в дану

ВТС; $T_т$ – температура палива, що впорскується; $T_{и.т}$ – температура випаровування палива; $r_т$ – питома теплота пароутворення палива; $c_{pmт}$, $c_{pmп.т}$ – питома масова ізобарна середня теплоємність рідкого палива і парів палива.

У рівнянні перший доданок описує зміну стану робочого тіла через випаровування палива та обмін масою з іншими ВТС, зокрема через витоки робочого тіла через ущільнення. Другий доданок враховує підведення теплоти при згорянні палива. Третій доданок описує теплообмін з теплоприймаючими поверхнями, що обмежують об'єм системи, та витрати тепла на випаровування палива. Четвертий доданок пов'язаний зі зміною робочого об'єму. П'ятий доданок враховує зміни молярної маси робочого тіла. Шостий доданок описує зміну внутрішньої енергії робочого тіла через змішування з вхідними елементарними масами. І, нарешті, сьомий доданок враховує зміну якості (складу) робочого тіла.

Для визначення $\mu$, $c_v$ використовуються відомі закони для суміші ідеальних газів:

$$\mu = \left( \sum_1^n \frac{g_i}{\mu_i} \right)^{-1}; \quad c_v = \sum_1^n g_i c_{vi},$$

де $\mu_i$, $g_i$, $c_{vi}$ – молярна маса, масова частка і питома масова справжня теплоємність $i$-го компонента газової суміші.

При визначенні теплоємності кожного компонента газової суміші припускалося, що вона залежить лише від температури робочого тіла. Для цього використовувалася поліноміальна залежність 6-го ступеня, отримана шляхом оцифровки табличних даних.

Розрахунок характеристик тепловиділення здійснюється за методом, запропонованим професором Н. Ф. Разлейцевим. Цей метод дозволяє обчислювати характеристики тепловиділення, враховуючи одночасно процеси подачі, випаровування і вигоряння палива. Визначення характеристик тепловиділення базується на чисельному розв'язку наступної системи рівнянь:

$$\tau_i = B_0 (1 - k_n n) \sqrt{\frac{T_{н.впр}}{p_{н.впр}}} e^{E_a / R T_{н.впр}};$$

$$\varphi_{\text{сг}} = \varphi_{\text{впр}} - 6n\tau_i + \frac{A_z}{b_{\text{и}}\alpha^{0,6}};$$

$$\frac{d\sigma}{d\varphi} = \frac{a}{\varphi_{\text{впр}}}\left(\bar{\varphi}^{m_1\text{-}1} - b\bar{\varphi}^{m_2\text{-}1}\right)\Bigg|_{\bar{\varphi}=0}^{\bar{\varphi}=\bar{\varphi}_1} + \frac{c}{\varphi_{\text{впр}}}\left(\bar{\varphi}^{m_3\text{-}1} - \bar{\varphi}^{m_4\text{-}1}\right);$$

$$\frac{d\sigma_{\text{и}}}{d\varphi} = \begin{cases} \dfrac{\sigma}{\varphi - \varphi_{\text{н.впр}}}\left(1 - \chi\left(1 - b_{\text{и}}\dfrac{\varphi - \varphi_{\text{н.впр}}}{6n}\right)^{\frac{3}{2}}\right)\Bigg|_{\varphi=\varphi_{\text{н.впр}}}^{\varphi=\varphi_{\text{к.впр}}} \\ \dfrac{1}{\varphi_{\text{впр}}}\left(1 - \chi\left(\left(1 - b_{\text{и}}\left(\dfrac{\varphi - \varphi_{\text{н.впр}}}{6n} - \dfrac{\varphi_{\text{впр}}}{6n}\right)\right)^{\frac{3}{2}} - \left(1 - b_{\text{и}}\dfrac{\varphi - \varphi_{\text{н.впр}}}{6n}\right)^{\frac{3}{2}}\right)\right)\Bigg|_{\varphi=\varphi_{\text{к.впр}}}^{\sigma_{\text{и}}=1} \end{cases};$$

$$\frac{dx}{d\varphi} = \begin{cases} \dfrac{1}{6n}\left(\left(P_0 + 6n\dfrac{d\sigma_{\text{и}}}{d\varphi}\right)\Big/\left(1 + A_1\left(P_0 + 6n\dfrac{d\sigma_{\text{и}}}{d\varphi}\right)\right) + P_2\right)\Bigg|_{\sigma=0}^{\sigma=\sigma_i} \\ \dfrac{1}{6n}\left(P_2 + 6n\dfrac{d\sigma_{\text{и}}}{d\varphi}\right)\Big/\left(1 + A_1 6n\dfrac{d\sigma_{\text{и}}}{d\varphi}\right)\Bigg|_{\sigma=\sigma_i}^{\varphi=\varphi_{\text{к.тп}}} \\ \dfrac{1}{6n}A_3\dfrac{\zeta_{\text{в}}\alpha}{x}(1 - \Delta_{\text{т}} - x)\,x\Bigg|_{\varphi=\varphi_{\text{к.тп}}}^{\varphi=\varphi_{\text{к.сг}}} \end{cases};$$

$$P_0 = \frac{A_0\, q_{\text{ц}}(\sigma_{\text{и}} - x_0)}{V_{\varphi_{\text{н.сг}}}}(b_0\sigma_{\text{и}} + x_0);$$

$$P_2 = \frac{A_2\, q_{\text{ц}}(\alpha - x)}{V_c}(\sigma_{\text{и}} - x);$$

У наведеній системі $B_0$, $k_n$ – коефіцієнти; $p_{\text{н.впр}}$, $T_{\text{н.впр}}$ – тиск і температура в циліндрі на початку вприскування палива; $\varphi_{\text{н.впр}}$, $\varphi_{\text{к.впр}}$, $\varphi_{\text{впр}}$, $\varphi_{\text{сг}}$, $\varphi_{\text{к.сг}}$, $\varphi_{\text{к.тп}}$ – кут початку, кінця і тривалості упорскування палива, тривалості та кінця згоряння, кінця розрахунку характеристик тепловиділення по рівняннях для ділянки подачі палива відповідно; $\bar{\varphi}$ - відносний кут подачі палива; $b_{\text{и}}$ – відносна константа випаровування палива; $A_z$ – константа часу випаровування великих крапель; $a$, $b$, $c$, $m_1$, $m_2$, $m_3$, $m_4$ – коефіцієнти функції, апроксимуючої характеристику упорскування палива; $\chi$ – ступінь зниження швидкості випаровування палива на стінці камери згоряння; $A_0$, $A_1$, $A_2$, $A_3$, $b_0$ – коефіцієнти рівнянь тепловиділення; $\Delta_{\text{т}}$ – відносний недожог палива; $\zeta_{\text{в}}$ – коефіцієнт використання повітряного заряду.

Динаміка розвитку паливного факела розраховується за критеріальним рівнянням.

Відзначимо ряд особливостей застосування цієї методики при моделюванні характеристик експериментального двигуна VME-B404 (4ЧН 8, /8,8):

1) При розрахунку часу затримки запалення палива за формулою, отриманої Толстовим, коефіцієнти $B_0$, $k_n$ були скориговані відповідно до рекомендацій для забезпечення більш коректних результатів при розрахунку в діапазоні оборотів $n$ = 500...4000 хв$^{-1}$. При розрахунках приймалося $B_0 = 2 \cdot 10^{-6}$, $k_n = 1{,}2 \cdot 10^{-4}$.

При визначенні відносної константи випаровування палива, показник ступеня $m_{попр}$, що дозволяє врахувати вплив вихрового числа на процеси випаровування палива, згідно вибирається в межах 0,67...1, проте в даному випадку хороші результати отримані при $m_{попр} = 0{,}3$:

$$b_{и} = \frac{10^9}{p_c d_{32}^2}\left(\frac{n}{1000}\right)^{m_{попр}},$$

де $d_{32}$ – середній поверхневий діаметр крапель розпиленого палива, мкм, $p_c$ – тиск кінця стиснення, кПа.

Двигун обладнаний двопружинними форсунками, що забезпечують «ступінчастість» вприскування палива – більш круте наростання швидкості уприскування палива на початковій ділянці. Для цього необхідно відповідним чином підібрати значення настроювальних коефіцієнтів, крім того, у відповідності із даними значення коефіцієнтів $a$ та $m_4$ закладалися в вигляді лінійної функції від частоти обертання, а значення коефіцієнта $c$ розраховувалося з умови:

$$m_1 = 1{,}7;\ m_2 = 1{,}98;\ m_3 = 2{,}0;\ m_4 = 7 - 0{,}001n;\ \bar{\varphi}_1 = 0{,}3;$$

$$a = 22 - 0{,}004n;\ b = 1{,}4;\ c = \left(1 - a\left(\bar{\varphi}_1^{m_1}/m_1 - b\bar{\varphi}_1^{m_2}/m_2\right)\right) \Big/ \left(1/m_3 - 1/m_4\right).$$

На рис. 3.7 представлені безрозмірні характеристики швидкості уприскування палива в залежності від частоти обертання, розраховані з використанням підібраних коефіцієнтів. Як видно, з підвищенням частоти обертання ступенчатость уприскування поступово зменшується, що відповідає отриманим даним.

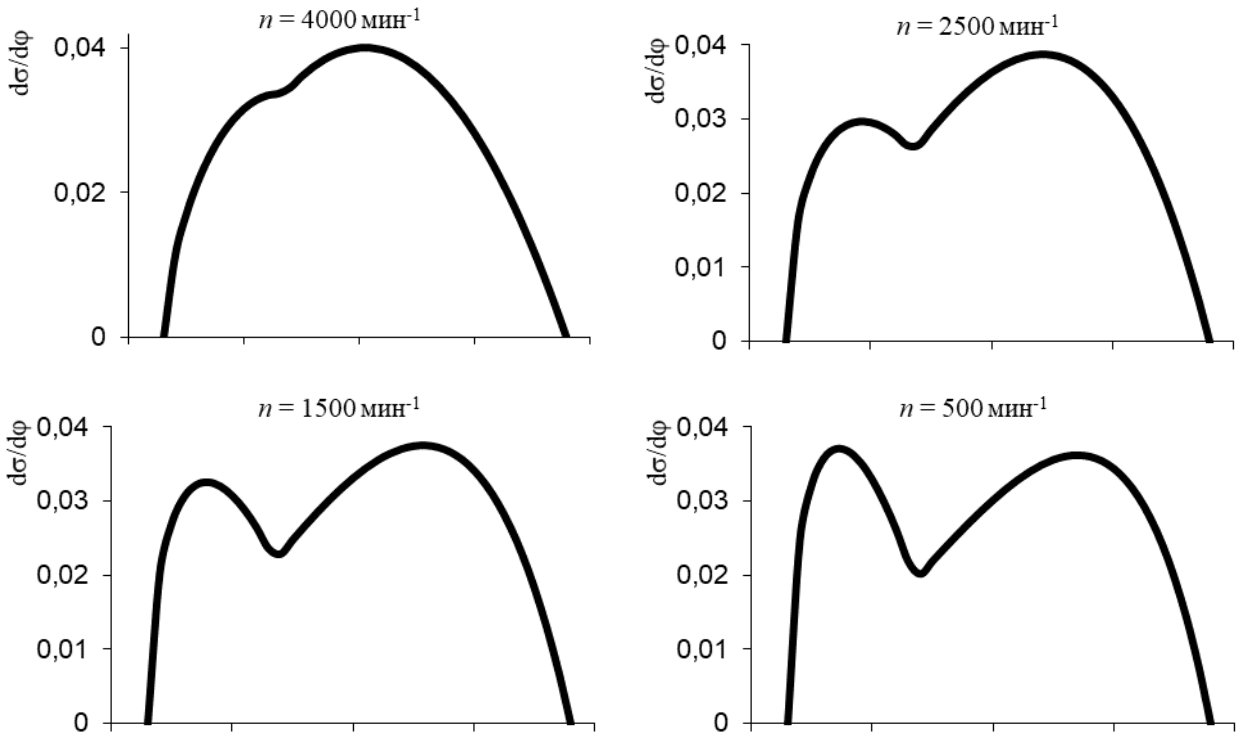



Рис. 3.7. Розрахункові безрозмірні характеристики швидкості уприскування палива в залежності від частоти обертання валу двигуна *n*

В відповідність з рекомендаціями $\varphi_{к.тп}$ визначався так:

$$\varphi_{к.тп} = \varphi_{н.впр} + \varphi_{впр} + 0{,}00025/6n + \Delta\varphi_{к},$$

де $\Delta\varphi_{к} = 0$ для більшості режимів і $\Delta\varphi_{к} > 0$ на режимах малих циклових подач палива.

3) При визначенні коефіцієнта $A_2$ використовується запропонована залежність, в якій показник ступеня $m_{пр2} = 0{,}33$ (рекомендоване значення $m_{пр2} = 0{,}5$):

$$A_2 = 20n^{m_{пр2}}.$$

Таким чином, під час налаштування математичної моделі вигоряння палива були враховані специфічні особливості процесів самозаймання, уприскування та вихрового руху повітря в циліндрі дослідного двигуна..

Як видно з рівняння, для врахування тепловіддачі від робочого тіла до стінок циліндра необхідно знати миттєві значення $\alpha_г$, $F_{ст}$, $T_{ст}$. Для розрахунку сумарного коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_г$ від робочого тіла до стінок запропоно-

вано значну кількість напівемпіричних рівнянь. Для розрахунку теплообміну в високооборотних транспортних двигунах найбільш прийнятні залежності, запропоновані Вошні і Пфлаумом (Вт/(м$^2$·К):

$$\text{Пфлаум}: \alpha_{\text{г}} = 3{,}714 f(p_{\text{к}}) \sqrt{pT} \left(6{,}2 - 5{,}2 \cdot 5{,}7^{0{,}01 c_m} - 0{,}025 c_m\right); f(p_{\text{к}}) = \begin{cases} 4{,}11 p_{\text{к}}^{0{,}25} - \text{крышка} \\ 3{,}79 p_{\text{к}}^{0{,}67} - \text{втулка} \end{cases};$$

$$\text{Вошни}: \alpha_{\text{г}} = 795 \frac{p^{0{,}8}}{T^{0{,}53} D^{0{,}2}} \left[ C_1 c_m + \frac{3{,}24 \left(p - p_{пр}\right) V_s T}{1000 pV} \right]^{0{,}8}; C_1 = \begin{cases} 2{,}28 - \text{сжатие и расширение} \\ 6{,}18 - \text{газообмен} \end{cases},$$

де $p$, МПа, $T$, – тиск і температура газів в циліндрі; $p_{\text{к}}$, МПа – тиск наддуву; $D$, м – діаметр циліндра; $V$, м$^3$ – об'єм циліндра; $p_{\text{пр}}$, МПа – тиск при прокручуванні двигуна (без згоряння палива).

В реалізованій моделі при розрахунку теплообміну в надпоршневій порожнині користувач може вибрати одне з наведених рівнянь (для наведених результатів розрахунків використовувалося рівняння Вошні).

Розрахунок площі теплосприймаючої поверхні здійснюється на основі геометричних параметрів ВТС і не є складним. Однак розрахунок температури стінок теплосприймаючих поверхонь є більш складним і може бути виконаний коректно лише за допомогою CFD підходу при тривимірному моделюванні. При розрахунку реального нестаціонарного теплообміну в термодинамічних моделях зазвичай вважають, що коливання температури стінок щодо середнього значення незначні в порівнянні з різницею температур $T$ - $T_{\text{ст}}$, що визначає миттєве значення кількості відведеного тепла. Як наслідок, температури стінок при розрахунках вважають постійними і рівними осредненним за цикл значенням. Як правило, для визначення значень середніх температур теплосприймаючої поверхоні використовують емпіричні рівняння. Так, в наведені залежності для середніх температур вогневої поверхні поршня, втулки і кришки циліндрів, отримані за результатами обробки великого числа вимірювань для дизелів КАМАЗ і ЯМЗ:

$$\text{поршень, крышка}\begin{cases} T_{\text{ст}m} = 358 + 228\cdot(10D)^{0,38}\left(\dfrac{p_\text{s}}{p_0}\dfrac{T_\text{s}}{T_0}\right)^{0,35}\left(\dfrac{1}{\alpha}\right)^{0,42}\left(\dfrac{c_m}{10}\right)^{0,5} - \text{чугун} \\ T_{\text{ст}m} = 358 + 114{,}5\cdot(10D)^{0,38}\left(\dfrac{p_\text{s}}{p_0}\right)^{0,35}\left(\dfrac{1}{\alpha}\right)^{0,5}\left(\dfrac{c_m}{10}\right)^{0,5}\left(\dfrac{t_\text{s}}{25}\right)^{0,24} - \text{алюминий} \end{cases};$$

$$\text{гильза, чугун} \qquad T_{\text{ст}m} = 358 + 63\cdot(10D)^{0,5}\left(\frac{p_\text{s}}{p_0}\frac{T_\text{s}}{T_0}\right)^{0,35}\left(\frac{1}{\alpha}\right)^{0,42}\left(\frac{c_m}{10}\right)^{0,5}.$$

Якщо експериментальні дані відсутні, можна запропонувати наступний метод визначення середньої температури теплосприймаючих поверхонь за цикл. Для цього реальний нестаціонарний процес теплопередачі від газу в робочому циліндрі до більш холодного теплоносія (води, масла, картерів газів) замінюється умовним одновимірним стаціонарним процесом теплопередачі з постійним значенням температури стінок, що розділяють теплоносії. Для теплосприймаючих поверхонь, площа яких постійна за цикл (наприклад, днище поршня, днище кришки), на основі уявлення про одновимірний теплообмін можна записати:

$$\begin{cases} q_m = k_m\left(T_{\text{г.рез}} - T_w\right); \\ q_m = \alpha_{\text{г}m}\left(T_{\text{г.рез}} - T_{\text{ст}.m}\right); \end{cases} \Rightarrow T_{\text{ст}.m} = T_{\text{г.рез}} - \frac{k_m\left(T_{\text{г.рез}} - T_w\right)}{\alpha_{\text{г}m}},$$

$$k_m = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_{\text{г.рез}}} + \delta_{\text{ст}}R_{\text{ст}} + \dfrac{1}{\alpha_w}};\ \ \alpha_{\text{г}m} = \frac{1}{720}\int_0^{720}\alpha_\text{г}\,\text{d}\varphi;\ \ T_{\text{г.рез}} = \frac{1}{720\alpha_{\text{г}m}}\int_0^{720}\alpha_\text{г}T\,\text{d}\varphi,$$

де $q_m$ – питома потужність теплового потоку; $k_m$ – середній коефіцієнт теплопередачі від газу до більш холодному тілу теплоносія; $\alpha_{\text{г}.m}$, $\alpha_w$ – середній коефіцієнт тепловіддачі від газу до стінки теплосприймаючої поверхні і від стінки до охолоджуючого теплоносія відповідно; $T_{\text{г.рез}}$ – результуюча температура газів в робочому циліндрі, $T_w$ – середня температура охолоджуючого теплоносія; $\delta_{\text{ст}}$ – товщина стінки; $R_{\text{ст}}$ – термічний опір стінки.

При визначенні середньої температури поверхні втулки циліндра доцільно враховувати специфіку її теплового навантаження. Поверхня втулки є змінною і залежить від положення поршня. Тому середня температура стінки втулки зменшується по ходу руху поршня від верхньої мертвої точки (ВМТ)

до нижньої мертвої точки (НМТ). Це на відміну від постійних за цикл значень середніх температур вогневої поверхні кришки і днища поршня, де температура не змінюється значно. Отже, середня температура поверхні втулки буде змінюватися залежно від кута повороту колінчастого валу.

Для знаходження залежності $T_{втm} = T_{втm}(\varphi)$ застосуємо наступний підхід. Розіб'ємо втулку циліндрів горизонтальними перетинами на $N$ ($N$ >20) кілець. Для кожного кільця визначимо значення середнього за цикл коефіцієнта тепловіддачі і результуючої температури газів:

$$\alpha_{гmi} = \frac{\int\limits_{\varphi_о}^{360-\varphi_о} \alpha_г d\varphi + \int\limits_{\varphi_о+360}^{720-\varphi_о} \alpha_г d\varphi + \int\limits_{360-\varphi_о+\Delta\varphi_п}^{360+\varphi_о-\Delta\varphi_п} \alpha_{гпк} d\varphi + \int\limits_{720-\varphi_о+\Delta\varphi_п}^{720} \alpha_{гпк} d\varphi + \int\limits_{0}^{\varphi_о-\Delta\varphi_п} \alpha_{гпк} d\varphi}{720};$$

$$T_{г.резi} = \frac{\int\limits_{\varphi_о}^{360-\varphi_о} \alpha_г T d\varphi + \int\limits_{\varphi_о+360}^{720-\varphi_о} \alpha_г T d\varphi + \int\limits_{360-\varphi_о+\Delta\varphi_п}^{360+\varphi_о-\Delta\varphi_п} \alpha_{гпк} T_{пк} d\varphi + \int\limits_{720-\varphi_о+\Delta\varphi_п}^{720} \alpha_{гпк} T_{пк} d\varphi + \int\limits_{0}^{\varphi_о-\Delta\varphi_{пi}} \alpha_{гпк} T_{пк} d\varphi}{720\alpha_{гmi}},$$

де $\alpha_г$, $\alpha_{гпк}$ – сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газів в робочому циліндрі до стінок втулки відповідно, $\varphi_о$ – кут, при якому даний кільцевої елемент відкривається для теплообміну з газом в робочому циліндрі, $\Delta\varphi_п$ – кут, що враховує висоту поршня.

Наведені формули справедливі для центрального КШМ.

Для визначення середньої температури кожного кільцевого елемента використовуються наведені вище залежності для теплосприймаючих поверхонь з постійною площею. Середня температура втулки для даного кута повороту вала $\varphi$ визначається як середнє арифметичне температур відкритих для теплообміну кільцевих елементів:

$$T_{втmi} = \frac{1}{N_1} \sum_{j=1}^{N_1} T_{втNj},$$

де $T_{втmi}$ – поточне середнє значення температури стінки втулки для надпоршневої порожнини; $N_1$ – кількість кільцевих елементів, відкритих для теплообміну для надпоршневої порожнини.

На рис. 3.8 приведена розрахункова епюра середньої температури поверхні втулки для режиму $N_e$ = 65 кВт, $n$ = 2000 хв$^{-1}$. Середня за цикл температура стінки втулки для підпоршневої порожнини при цьому становить $T_{втm}$ = 199 °С. У розробленій програмі існує можливість вибору визначення середніх температур теплосприймаючих поверхонь по емпіричним рівнянням або по викладеній методиці.

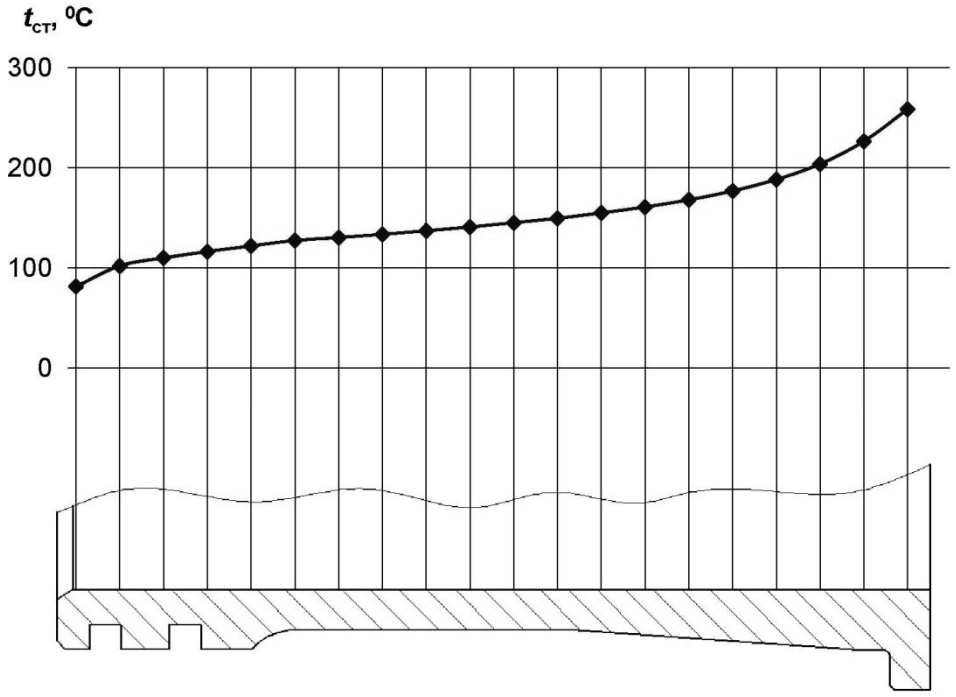



Рис. 3.8. Розрахунковий розподіл середньої температури вогневої поверхні втулки

3.6 Розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики двигуна без використання механічного компресора

Вихідні дані

| Обозначение | Единицы измерения | 2300 | 2200 | 2000 | 1800 | 1600 МКМ | 1400 | 1200 | 1000 | 800 | 600 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $D$ | м | 0,145 | 0,145 | 0,145 | 0,145 | 0,145 | 0,145 | 0,145 | 0,145 | 0,145 | 0,145 |
| $S$ | м | 0,183 | 0,183 | 0,183 | 0,183 | 0,183 | 0,183 | 0,183 | 0,183 | 0,183 | 0,183 |
| $S_в$ | м | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $i_z$ | | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| $n$ | об/мин | 2200 | 2200 | 2000 | 1800 | 1600 | 1400 | 1200 | 1000 | 800 | 600 |
| $N_e$ | кВт | 847,0000 | 847,0000 | 823,0000 | 755,0000 | 684,0000 | 1,2500 | 1,2500 | 1,2500 | 1,2500 | 1,2500 |
| $a'_{тр}$ | МПа | 0,0900 | 0,0900 | 0,0900 | 0,0900 | 0,0900 | 0,0900 | 0,0900 | 0,0900 | 0,0900 | 0,0900 |
| $b'_{тр}$ | Па·мин/с | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 |
| $\lambda$ | | 0,282 | 0,282 | 0,282 | 0,282 | 0,282 | 0,282 | 0,282 | 0,282 | 0,282 | 0,282 |
| $k$ | | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 |
| $\varphi_{з.пдп}$ | | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 |
| $\mu f_{ут}$ | $м^2$ | 0,000000 | 0,000000 | 0,000000 | 0,000000 | 0,000000 | 0,000000 | 0,000000 | 0,000000 | 0,000000 | 0,000000 |
| $\varepsilon$ | | 14,5 | 14,5 | 14,5 | 14,5 | 14,5 | 14,5 | 14,5 | 14,5 | 14,5 | 14,5 |
| $V_{в.к}/V_s$ | | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| $i_{z1k}$ | | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| $V_{пр.к}/V_s$ | | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 |
| $L_s$ | м | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 |
| $d_s$ | м | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 |
| $L_к$ | м | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 |
| $d_к$ | м | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 |
| $V_{н.р}/V_s$ | | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| $i_{z1наг}$ | | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| $V_{в.р}/V_s$ | | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 |
| $i_{z1р}$ | | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| $\mu F_s$ | $м^2$ | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 |
| $\mu_{к.G}$ | | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 |
| $\mu_{к.\eta}$ | | 1,05 | 1,05 | 1,05 | 1,05 | 1,05 | 1,05 | 1,05 | 1,05 | 1,05 | 1,05 |
| $\mu_{к.Пк}$ | ТК №1 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 |
| $\mu_{t.Пt}$ | | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 |
| $\mu_{t.\eta}$ | | 1,3 | 1,3 | 1,3 | 1,3 | 1,3 | 1,3 | 1,3 | 1,3 | 1,3 | 1,3 |
| $\mu_{t.G}$ | | 5,582 | 5,582 | 5,582 | 5,582 | 5,582 | 5,582 | 5,582 | 5,582 | 5,582 | 5,582 |
| $f_{п1}$ | $м^2$ | 0,00043 | 0,00042 | 0,00040 | 0,00021 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 |
| $f_{п2}$ | $м^2$ | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $\eta_{a.k}$ | | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке |
| $\eta_{в.t}$ | | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке |
| $\eta_{m.t}$ | | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\mu F_t$ | | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке |
| $T_0$ | К | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 |
| $p_0$ | кПа | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 |
| $\varphi_{вс}$ | % | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 |
| $\xi_{др}$ | | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| $\Pi_{к1}$ | | 3,49 | 3,51 | 3,56 | 3,52 | 3,38 | 1,091 | 1,066 | 1,0421 | 1,028 | 1,02 |
| $\Pi_{к2}$ | | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $\Delta p_{к1}$ | кПа | 4 | 4 | 3,6 | 3 | 2,24 | 0,15 | 0,11 | 0,074 | 0,05 | 0,027 |
| $T_{w1онв1}$ | К | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 |
| $\eta_{онв1}$ | | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 |
| $\Delta p_{к2}$ | | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $T_{w1онв2}$ | К | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 |
| $\eta_{онв2}$ | | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $F_{онв2}$ | $м^2$ | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 |
| $\Delta p_t$ | кПа | 10 | 10,1 | 9 | 7,44 | 5,6 | 0,38 | 0,27 | 0,19 | 0,12 | 0,07 |
| $\delta_{вт}$ | м | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 |
| $\delta_{кр}$ | м | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 |
| $\delta_{п}$ | м | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 |
| $\lambda_{вт}$ | кВт /(м·К | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 |
| $\lambda_{кр}$ | кВт /(м·К | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 |
| $\lambda_{п}$ | кВт /(м·К | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 |
| $R_{ст.вт}$ | $(м^2·К)/кВ$ | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 |
| $R_{ст.кр}$ | $(м^2·К)/кВ$ | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 |
| $R_{ст.пр}$ | $(м^2·К)/кВ$ | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 |
| $h_{пр}$ | м | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 |
| $h_{о.вт}$ | % | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 |
| $a_{тр w}$ | | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |
| $a_{тр m}$ | | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |
| $a_{wТК}$ | | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $a_{mТК}$ | | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| $\alpha_{wвт}$ | кВт/($м^2$·К | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| $\alpha_{wкр}$ | кВт/($м^2$·К | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| $\alpha_{mпр}$ | кВт/($м^2$·К | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 |
| $\alpha_{wкар}$ | кВт/($м^2$·К | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 |
| $T_{wвт}$ | К | 355 | 355 | 355 | 355 | 355 | 355 | 355 | 355 | 355 | 355 |
| $T_{wкр}$ | К | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 |
| $T_{mпор}$ | К | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 |
| $T_{wкар}$ | К | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 |
| $V_{pr}$ | $см^3$ | 9,6 | 9,6 | 9,6 | 9,6 | 9,6 | 9,6 | 9,6 | 9,6 | 9,6 | 9,6 |
| $S_{pr}$ | $см^2$ | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 |
| $\delta_{w.pr}$ | мм | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\lambda_{w.pr}$ | кВт/(м·К) | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 |
| $d_{ch.pr}$ | мм | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| $n_{ch.pr}$ | | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| $T_{wpr}$ | К | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 |
| $\alpha_{w.pr}$ | кВт/(м$^2$·К) | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| $a_{вп.к}$ | | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 |
| $b_{вп.к}$ | К | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 |
| $d_{э.вп}$ | м | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,09 |
| $C_{вп.возд}$ | | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 |
| $d_{э.вып}$ | м | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 |
| $\delta_{ст.вып}$ | м | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 |
| $\delta_{из.вып}$ | м | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 |
| $\delta_{ст.нар}$ | м | 0,008 | 0,008 | 0,008 | 0,008 | 0,008 | 0,008 | 0,008 | 0,008 | 0,008 | 0,008 |
| $\lambda_{ст.вып}$ | кВт /(м·К) | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 |
| $\lambda_{из.вып}$ | кВт /(м·К) | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 |
| $\lambda_{ст.нар}$ | кВт /(м·К) | 0,007 | 0,007 | 0,007 | 0,007 | 0,007 | 0,007 | 0,007 | 0,007 | 0,007 | 0,007 |
| $R_{ст.вып}$ | (м$^2$·К)/кВт | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| $C_{вып.ог}$ | | 0,35 | 0,35 | 0,35 | 0,35 | 0,35 | 0,35 | 0,35 | 0,35 | 0,35 | 0,35 |
| $C_{в/ог}$ | | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 |
| $\alpha_{wвып}$ | кВт/(м$^2$·К) | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 |
| $T_{wвып}$ | К | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 |
| $\varphi_{н.впр}$ | град. | 356,75 | 356,75 | 357 | 356,5 | 355 | 357 | 357 | 354 | 350 | 350 |
| $\varphi_{н.впр2}$ | град. | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $\varphi_{н.впр3}$ | град. | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $\varphi_{впр}$ | град. | 37,25 | 37,25 | 39,50 | 39,25 | 39,25 | 17,25 | 17,00 | 17,00 | 16,75 | 16,75 |
| $\varphi_{впр2}$ | град. | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $\varphi_{впр3}$ | град. | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $\delta q_{ц1}$ | % | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 |
| $\delta q_{ц2}$ | % | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $\varphi_{н.сг}$ | град. | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $\varphi_{пр.сг}$ | град. | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $\delta_{q.ж}$ | | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $\varphi_{о.вып}$ | град. | 470 | 470 | 470 | 470 | 470 | 470 | 470 | 470 | 470 | 470 |
| $\varphi_{з.вып}$ | град. | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 |
| $\varphi_{о.вп}$ | град. | 670 | 670 | 670 | 670 | 670 | 670 | 670 | 670 | 670 | 670 |
| $\varphi_{з.вп}$ | град. | 210 | 210 | 210 | 210 | 210 | 210 | 210 | 210 | 210 | 210 |
| $\varphi_{п.о.вп}$ | град. | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 |
| $\varphi_{п.о.вып}$ | град. | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 |
| $\varphi_{п.з.вп}$ | град. | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 |
| $\varphi_{п.з.вып}$ | град. | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 |
| $\varphi_{2з}$ | град. | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $D_{вп.кл}$ | м | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $d_{вп.кл}$ | м | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 |
| $d_{ст.вп}$ | м | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 |
| $n_{вп.кл}$ | | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| $D_{вып.кл}$ | м | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 |
| $d_{вып.кл}$ | м | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 |
| $d_{ст.вып}$ | м | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 |
| $n_{вып.кл}$ | | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| $b_{кл.вп}$ | м | 0,0045 | 0,0045 | 0,0045 | 0,0045 | 0,0045 | 0,0045 | 0,0045 | 0,0045 | 0,0045 | 0,0045 |
| $b_{кл.вып}$ | м | 0,0035 | 0,0035 | 0,0035 | 0,0035 | 0,0035 | 0,0035 | 0,0035 | 0,0035 | 0,0035 | 0,0035 |
| $h_{кл.вп}$ | м | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 |
| $h_{кл.вып}$ | м | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 |
| $\alpha_{вп.кл}$ | град. | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 |
| $\alpha_{вып.кл}$ | град. | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 |
| $\mu_{вп.к}$ | | 0,83 | 0,83 | 0,83 | 0,83 | 0,83 | 0,83 | 0,83 | 0,83 | 0,83 | 0,83 |
| $\mu_{вып.к}$ | | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,75 |
| $g_C$ | | 0,873 | 0,873 | 0,873 | 0,873 | 0,873 | 0,873 | 0,873 | 0,873 | 0,873 | 0,873 |
| $g_H$ | | 0,127 | 0,127 | 0,127 | 0,127 | 0,127 | 0,127 | 0,127 | 0,127 | 0,127 | 0,127 |
| $g_S$ | | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $g_O$ | | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $Q_н$ | кДж/кг | 42800 | 42800 | 42800 | 42800 | 42800 | 42800 | 42800 | 42800 | 42800 | 42800 |
| $E_a$ | кДж/кмол | 22000 | 22000 | 22000 | 22000 | 22000 | 22000 | 22000 | 22000 | 22000 | 22000 |
| $B_0$ | | 0,000002 | 0,000002 | 0,000002 | 0,000002 | 0,000002 | 0,000002 | 0,000002 | 0,000002 | 0,000002 | 0,000002 |
| $k_л$ | | 0,00016 | 0,00016 | 0,00016 | 0,00016 | 0,00016 | 0,00016 | 0,00016 | 0,00016 | 0,00016 | 0,00016 |
| $i_c$ | | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 |
| $d_c$ | м | 0,00029 | 0,00029 | 0,00029 | 0,00029 | 0,00029 | 0,00029 | 0,00029 | 0,00029 | 0,00029 | 0,00029 |
| $E_c$ | | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 |
| $A_{z.i}$ | $с^{-1}$ | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 |
| $\rho_т$ | $кг/м^3$ | 836 | 836 | 836 | 836 | 836 | 836 | 836 | 836 | 836 | 836 |
| $\mu_т$ | Па·с | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 |
| $\sigma_т$ | Н/м | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 |
| $\mu_{топл}$ | г/моль | 230 | 230 | 230 | 230 | 230 | 230 | 230 | 230 | 230 | 230 |
| $a^{впр}$ | | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| $b^{впр}$ | | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 1,1 |
| $c^{впр}$ | | -1,99241 | -1,99241 | -1,99241 | -1,99241 | -1,99241 | -1,99241 | -1,99241 | -1,99241 | -1,99241 | -1,99241 |
| $m^{впр}_1$ | | 1,51 | 1,51 | 1,51 | 1,51 | 1,51 | 1,51 | 1,51 | 1,51 | 1,51 | 1,51 |
| $m^{впр}_2$ | | 1,665 | 1,665 | 1,665 | 1,665 | 1,665 | 1,665 | 1,665 | 1,665 | 1,665 | 1,665 |
| $m^{впр}_3$ | | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 |
| $m^{впр}_4$ | | 1,75 | 1,75 | 1,75 | 1,75 | 1,75 | 1,75 | 1,75 | 1,75 | 1,75 | 1,75 |
| $\Phi^{впр}_1$ | | 0,55 | 0,55 | 0,55 | 0,55 | 0,55 | 0,55 | 0,55 | 0,55 | 0,55 | 0,55 |
| $m^{пр}$ | | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $D_ф$ | | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| $L_{ст}$ | м | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 |
| $A_{ст}$ | | 0,0055 | 0,0055 | 0,0055 | 0,0055 | 0,0055 | 0,0055 | 0,0055 | 0,0055 | 0,0055 | 0,0055 |
| $X_0$ | | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |
| $a_0$ | $м^3/(кг·с)$ | 30000 | 30000 | 30000 | 30000 | 30000 | 30000 | 30000 | 30000 | 30000 | 30000 |
| $a_1$ | с | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 |
| $a_2$ | $м^3/(кг·с)$ | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 |
| $m^{п2}$ | | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |
| $H$ | | 1,25 | 1,25 | 1,25 | 1,25 | 1,25 | 1,25 | 1,25 | 1,25 | 1,25 | 1,25 |
| $b_0$ | | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 |
| $\Delta\varphi_к$ | град. | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $\Delta\tau_к$ | мс | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 |
| $\Phi_{z0}$ | | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 |
| $\xi_{во}$ | | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 |
| $\Delta_т$ | | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 |
| $m$ | | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |
| $X_z$ | | 0,999 | 0,999 | 0,999 | 0,999 | 0,999 | 0,999 | 0,999 | 0,999 | 0,999 | 0,999 |

## Результати розрахунку

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $N_e$ | кВт | 847,37 | 847,37 | 823,39 | 755,37 | 684,26 | 200,66 | 172,48 | 142,55 | 110,85 | 81,60 |
| $M_e$ | Н·м | 3678,18 | 3678,18 | 3931,50 | 4007,47 | 4084,00 | 1368,70 | 1372,59 | 1361,29 | 1323,18 | 1298,76 |
| $N_{евн}$ | кВт | 847,37 | 847,37 | 823,39 | 755,37 | 684,26 | 200,66 | 172,48 | 142,55 | 110,85 | 81,60 |
| $N_{еППК}$ | кВт | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д |
| $N_{н.х}$ | кВт | -4,97 | -4,96 | 4,76 | 13,04 | 17,60 | -2,88 | -1,89 | -1,18 | -0,62 | -0,25 |
| $N_i$ | кВт | 977,04 | 977,14 | 935,30 | 850,56 | 764,11 | 257,15 | 217,18 | 177,19 | 136,65 | 98,97 |
| $g_e$ | кг/(кВт·ч) | 0,2241 | 0,2240 | 0,2230 | 0,2181 | 0,2133 | 0,2477 | 0,2449 | 0,2428 | 0,2461 | 0,2522 |
| $g_i$ | кг/(кВт·ч) | 0,1944 | 0,1942 | 0,1964 | 0,1937 | 0,1910 | 0,1933 | 0,1945 | 0,1953 | 0,1996 | 0,2079 |
| $\eta_e$ | | 0,3753 | 0,3755 | 0,3771 | 0,3857 | 0,3943 | 0,3396 | 0,3435 | 0,3465 | 0,3418 | 0,3336 |
| $\eta_i$ | | 0,4349 | 0,4352 | 0,4262 | 0,4277 | 0,4302 | 0,4401 | 0,4363 | 0,4336 | 0,4232 | 0,4056 |
| $\eta_m$ | | 0,8629 | 0,8628 | 0,8849 | 0,9019 | 0,9166 | 0,7716 | 0,7873 | 0,7992 | 0,8075 | 0,8225 |
| $\Pi_{к1}$ | | 3,48845 | 3,51048 | 3,55897 | 3,51825 | 3,37965 | 1,09151 | 1,06561 | 1,04209 | 1,02806 | 1,01952 |
| $\varphi_{сг}$ | град. | 109,28 | 109,22 | 120,01 | 125,55 | 132,43 | 95,03 | 104,11 | 115,54 | 123,63 | 152,33 |
| $\varphi_{з.в}$ | град. | 2,00 | 2,00 | 2,00 | 2,00 | 2,00 | 3,25 | 3,00 | 2,75 | 2,75 | 2,25 |
| $\varphi_{н.сг}$ | град. | 358,75 | 358,75 | 359,00 | 358,50 | 357,00 | 360,25 | 360,00 | 356,75 | 352,75 | 352,25 |
| $\varphi_{dX/d\varphi max}$ | град. | 388,8 | 388,8 | 390,8 | 390,0 | 388,5 | 371,8 | 371,8 | 368,8 | 365,3 | 366,0 |
| $\sigma_{із.}$ | | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,02 | 0,02 | 0,01 | 0,01 | 0,01 |
| $\varphi_{ст}$ | град. | 358 | 358 | 358 | 358 | 356 | 358 | 358 | 355 | 351 | 351 |
| $dp/d\varphi_{max}$ | кПа/град | 412 | 414 | 423 | 416 | 396 | 399 | 324 | 320 | 397 | 361 |
| $p_{впр}$ | бар | 2372 | 2370 | 1994 | 1647 | 1317 | 775 | 590 | 416 | 288 | 187 |
| $d_{32}$ | мкм | 11 | 11 | 12 | 12 | 13 | 21 | 22 | 25 | 28 | 33 |
| $p_z$ | кПа | 16018,75 | 16079,24 | 16065,01 | 16005,21 | 16059,33 | 7419,13 | 7307,43 | 7854,86 | 8700,10 | 8317,20 |
| $T_z$ | К | 1882,55 | 1876,03 | 1895,76 | 1895,18 | 1933,91 | 2204,46 | 2197,73 | 2207,27 | 2233,55 | 2157,52 |
| $p_i$ | кПа | 2939,29 | 2939,59 | 3095,09 | 3127,44 | 3160,75 | 1215,68 | 1197,82 | 1172,73 | 1130,54 | 1091,70 |
| $p_e$ | кПа | 2549,19 | 2549,19 | 2724,76 | 2777,41 | 2830,45 | 948,59 | 951,29 | 943,45 | 917,04 | 900,12 |
| $p_{н.х}$ | кПа | -14,96 | -14,92 | 15,74 | 47,93 | 72,81 | -13,63 | -10,40 | -7,79 | -5,11 | -2,71 |
| $p_s$ | кПа | 343,70 | 345,69 | 351,26 | 348,05 | 335,01 | 108,80 | 106,38 | 104,06 | 102,70 | 101,94 |
| $T_s$ | К | 319,19 | 319,24 | 319,22 | 319,06 | 318,92 | 312,30 | 312,12 | 312,00 | 311,99 | 312,01 |
| $p_c$ | кПа | 14397,75 | 14477,96 | 14803,24 | 14508,05 | 13615,69 | 4384,66 | 4264,16 | 4096,47 | 3749,75 | 3651,02 |
| $T_c$ | К | 988,92 | 988,62 | 983,26 | 970,92 | 958,50 | 939,84 | 926,28 | 919,10 | 901,60 | 885,49 |
| $T_b$ | К | 1460,1 | 1454,1 | 1497,7 | 1485,4 | 1497,5 | 1513,4 | 1496,7 | 1441,9 | 1362,8 | 1330,5 |
| $p_b$ | кПа | 2036,0 | 2039,1 | 2160,0 | 2131,1 | 2066,2 | 681,4 | 665,5 | 631,3 | 588,9 | 575,8 |
| $T_t$ | К | 997,3 | 993,5 | 1011,0 | 987,1 | 977,4 | 943,5 | 917,5 | 872,8 | 819,7 | 783,0 |
| $p_t$ | кПа | 236,6 | 238,3 | 229,3 | 217,8 | 202,6 | 110,9 | 108,4 | 106,0 | 104,0 | 102,6 |
| $T_{зt}$ | К | 854,2 | 849,4 | 869,0 | 849,4 | 844,5 | 928,7 | 906,0 | 864,2 | 814,3 | 778,0 |
| $T_{вс}$ | К | 312,36 | 312,40 | 312,33 | 312,09 | 311,85 | 305,28 | 305,10 | 304,91 | 304,77 | 304,69 |
| $p_{вс}$ | кПа | 345,0 | 347,0 | 352,4 | 349,0 | 335,8 | 109,0 | 106,5 | 104,1 | 102,8 | 102,0 |
| $T_{рг}$ | К | 312,4 | 312,4 | 312,3 | 312,1 | 311,9 | 305,3 | 305,1 | 304,9 | 304,8 | 304,7 |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $y_r$ | | 0,006 | 0,006 | 0,005 | 0,004 | 0,004 | 0,019 | 0,014 | 0,016 | 0,017 | 0,013 |
| $T_r$ | К | 394,8 | 394,4 | 387,3 | 375,2 | 366,0 | 465,0 | 416,5 | 423,4 | 425,9 | 388,4 |
| $G$ | кг/с | 1,27910 | 1,28655 | 1,21373 | 1,10254 | 0,95586 | 0,24812 | 0,21240 | 0,17416 | 0,13692 | 0,10514 |
| $G_t$ | кг/с | 1,32896 | 1,33636 | 1,26258 | 1,14644 | 0,99488 | 0,26162 | 0,22394 | 0,18363 | 0,14442 | 0,11080 |
| $G_{t1}$ | кг/с | 1,20086 | 1,21250 | 1,14872 | 1,08801 | 0,99465 | 0,26187 | 0,22411 | 0,18380 | 0,14459 | 0,11088 |
| $G_{пер}$ | кг/с | 0,12803 | 0,12379 | 0,11374 | 0,05825 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 |
| $p_к$ | кПа | 349,0 | 351,0 | 356,0 | 352,0 | 338,0 | 109,1 | 106,6 | 104,2 | 102,8 | 102,0 |
| $T_к$ | К | 452,2 | 453,1 | 451,6 | 446,7 | 442,1 | 310,7 | 307,0 | 303,2 | 300,4 | 298,8 |
| $\alpha_{гm}$ | кВт/(м$^2$К) | 1,055 | 1,059 | 1,004 | 0,928 | 0,838 | 0,344 | 0,310 | 0,285 | 0,266 | 0,228 |
| $\alpha_{г.вып.m}$ | кВт/(м$^2$К) | 6,716 | 6,729 | 6,532 | 6,053 | 5,477 | 2,147 | 1,894 | 1,596 | 1,292 | 1,037 |
| $\alpha_{в.вп.m}$ | кВт/(м$^2$К) | 0,331 | 0,333 | 0,336 | 0,334 | 0,326 | 0,156 | 0,154 | 0,152 | 0,151 | 0,150 |
| $T_{ст.вт}$ | К | 603,8 | 602,9 | 601,5 | 585,1 | 571,7 | 476,4 | 464,0 | 448,8 | 432,3 | 419,8 |
| $T_{ст.вт.пк}$ | К | 404,4 | 404,3 | 402,9 | 397,5 | 392,2 | 371,4 | 368,8 | 366,0 | 363,3 | 361,4 |
| $T_{ст.кр}$ | К | 672,7 | 671,8 | 664,4 | 649,5 | 642,4 | 557,6 | 542,7 | 541,2 | 547,3 | 523,1 |
| $T_{ст.пор.о}$ | К | 785,7 | 784,3 | 778,0 | 763,0 | 760,2 | 683,8 | 664,1 | 665,1 | 677,9 | 642,7 |
| $T_{ст.пор.о}$ | К | 685,9 | 684,8 | 679,9 | 668,5 | 666,3 | 608,0 | 593,0 | 593,7 | 603,5 | 576,6 |
| $T_{ст.прк}$ | К | 600,0 | 600,0 | 600,0 | 600,0 | 600,0 | 600,0 | 600,0 | 600,0 | 600,0 | 600,0 |
| $T_{ст.вып}$ | К | 974,2 | 970,6 | 987,5 | 963,9 | 954,0 | 910,5 | 885,4 | 842,5 | 790,6 | 754,0 |
| $T_{ст.вп.к}$ | К | 321,9 | 321,9 | 321,8 | 321,6 | 321,3 | 313,4 | 313,2 | 312,9 | 312,8 | 312,7 |
| $\eta_н$ | | 0,962 | 0,961 | 0,977 | 0,984 | 0,986 | 0,950 | 0,963 | 0,968 | 0,966 | 0,978 |
| $\varepsilon'$ | | 13,859 | 13,859 | 13,859 | 13,859 | 13,859 | 13,859 | 13,859 | 13,859 | 13,859 | 13,859 |
| $\Delta T_a$ | К | 51,046 | 50,923 | 48,442 | 43,748 | 39,640 | 38,412 | 34,174 | 33,109 | 32,077 | 28,250 |
| $\lambda_н$ | | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 |
| $\varphi_a$ | | 1,0700 | 1,0704 | 1,0753 | 1,0870 | 1,0994 | 1,0206 | 1,0276 | 1,0283 | 1,0253 | 1,0450 |
| $\alpha$ | | 1,6308065 | 1,641564 | 1,584984 | 1,583284 | 1,526531 | 1,25 | 1,25 | 1,25 | 1,25 | 1,25 |
| $q_ц$ | г | 0,47962 | 0,479294 | 0,510137 | 0,508386 | 0,506802 | 0,197217 | 0,195536 | 0,192246 | 0,189456 | 0,190524 |
| $\eta_{а.к1}$ | | 0,771243 | 0,771038 | 0,788729 | 0,805048 | 0,798424 | 0,40943 | 0,376919 | 0,334986 | 0,308241 | 0,282341 |
| $\eta_{t1}$ | | 0,8755324 | 0,875039 | 0,876546 | 0,872229 | 0,869641 | 0,614044 | 0,623675 | 0,662844 | 0,670405 | 0,96448 |
| $\eta_{t1imp}$ | | 0,8679119 | 0,867497 | 0,86679 | 0,860249 | 0,852026 | 0,60941 | 0,585276 | 0,533156 | 0,534652 | 0,48813 |
| $k_{1imp}$ | | 1,0030386 | 1,0029 | 1,003404 | 1,005779 | 1,010337 | 1,066596 | 1,083087 | 1,070582 | 1,214741 | 1,031465 |
| $n_{тк1}$ | об/мин | 167415,4 | 168056,5 | 165622,2 | 161857,5 | 155788 | 48109,13 | 42713,78 | 35626,71 | 30057,64 | 26140,9 |
| $N_{к1}$ | кВт | 209,36908 | 211,7863 | 197,9331 | 174,2946 | 146,5637 | 4,50723 | 3,065584 | 1,819101 | 1,038811 | 0,623827 |
| $N_{t1}$ | кВт | 208,64692 | 211,201 | 197,2081 | 173,2116 | 145,0495 | 4,248874 | 2,814008 | 1,698767 | 0,857108 | 0,590295 |
| $\mu F_{WGcp}$ | м$^2$ | 0,000433 | 0,000415 | 0,0004 | 0,000213 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $r_{возд}$ | % | 28,849 | 29,085 | 27,794 | 27,753 | 26,323 | 16,543 | 16,543 | 16,543 | 16,543 | 16,543 |
| $r_{N2}$ | % | 58,680 | 58,552 | 59,250 | 59,272 | 60,044 | 65,076 | 65,076 | 65,076 | 65,076 | 65,076 |
| $r_{CO2}$ | % | 6,659 | 6,601 | 6,918 | 6,928 | 7,279 | 9,634 | 9,634 | 9,634 | 9,634 | 9,634 |
| $r_{H20}$ | % | 5,812 | 5,762 | 6,038 | 6,047 | 6,354 | 8,747 | 8,747 | 8,747 | 8,747 | 8,747 |
| | % | 0,172 | 0,171 | 0,158 | 0,167 | 0,196 | 0,245 | 0,240 | 0,224 | 0,191 | 0,209 |
| $\delta NO_x$ | г/кВт·ч | 9,53 | 9,52 | 8,45 | 8,71 | 9,67 | 11,98 | 11,58 | 10,74 | 9,31 | 10,35 |
| | ppm | 1722,2819 | 1711,154 | 1581,72 | 1671,381 | 1964,141 | 2446,399 | 2404,139 | 2244,729 | 1914,644 | 2094,132 |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| [C] | г/м$^3$ | 0,011 | 0,011 | 0,011 | 0,009 | 0,008 | 0,010 | 0,009 | 0,007 | 0,006 | 0,005 |
| | % | 4,45 | 4,45 | 4,48 | 3,94 | 3,41 | 4,31 | 3,64 | 2,95 | 2,49 | 2,01 |
| | BOSCH | 0,4007117 | 0,400643 | 0,403092 | 0,355455 | 0,307639 | 0,388329 | 0,328027 | 0,26617 | 0,225212 | 0,181443 |
| $Q_т$ | кВт | 2258,05 | 2256,52 | 2183,39 | 1958,30 | 1735,29 | 590,86 | 502,14 | 411,41 | 324,35 | 244,63 |
| $Q_{н.с.}$ | кВт | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $N_e$ | кВт | 847,37 | 847,37 | 823,39 | 755,37 | 684,26 | 200,66 | 172,48 | 142,55 | 110,85 | 81,60 |
| $N_{к\Sigma}$ | кВт | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $Q_г$ | кВт | 864,96 | 861,80 | 846,76 | 742,08 | 640,69 | 198,00 | 163,62 | 125,10 | 89,57 | 63,76 |
| $Q_{wто}$ | кВт | 115,88 | 115,56 | 113,00 | 105,39 | 99,80 | 60,10 | 54,43 | 50,71 | 48,15 | 40,99 |
| $Q_{wтр}$ | кВт | 64,83 | 64,88 | 55,95 | 47,60 | 39,92 | 28,25 | 22,35 | 17,32 | 12,90 | 8,68 |
| $Q_{wТК}$ | кВт | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $Q_{w\Sigma}$ | кВт | 264,79 | 264,02 | 253,60 | 232,64 | 215,70 | 139,47 | 122,01 | 105,82 | 90,48 | 72,62 |
| $Q_{mтр}$ | кВт | 64,83 | 64,88 | 55,95 | 47,60 | 39,92 | 28,25 | 22,35 | 17,32 | 12,90 | 8,68 |
| $Q_{диафр}$ | кВт | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $Q_{mпр}$ | кВт | 25,58 | 25,50 | 25,11 | 24,21 | 24,04 | 19,42 | 18,23 | 18,29 | 19,06 | 16,93 |
| $Q_{mТК}$ | кВт | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $Q_{m\Sigma}$ | кВт | 90,42 | 90,38 | 81,07 | 71,81 | 63,96 | 47,67 | 40,58 | 35,61 | 31,96 | 25,62 |
| $Q_{онв1}$ | кВт | 181,55 | 183,74 | 171,57 | 150,64 | 126,30 | 1,34 | 0,41 | -0,31 | -0,61 | -0,63 |
| $Q_{онв2}$ | кВт | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $Q_{о.вып}$ | кВт | 85,02 | 84,54 | 85,59 | 80,55 | 76,80 | 51,31 | 45,41 | 37,93 | 29,55 | 23,05 |
| $Q_{п.вп}$ | кВт | 0,96 | 0,96 | 0,95 | 0,90 | 0,83 | 0,18 | 0,17 | 0,15 | 0,13 | 0,11 |
| $Q_\Sigma$ | кВт | 2249,08 | 2247,31 | 2176,39 | 1952,52 | 1730,91 | 587,14 | 499,10 | 408,77 | 322,26 | 242,96 |

3.7 Розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики двигуна з використанням механічного компресора

Вихідні дані

| Обозначение | Единицы измерения | 2300 | 2200 | 2000 | 1800 | 1600 МКМ | 1400 | 1200 | 1000 | 800 | 600 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $D$ | м | 0,145 | 0,145 | 0,145 | 0,145 | 0,145 | 0,145 | 0,145 | 0,145 | 0,145 | 0,145 |
| $S$ | м | 0,183 | 0,183 | 0,183 | 0,183 | 0,183 | 0,183 | 0,183 | 0,183 | 0,183 | 0,183 |
| $S_в$ | м | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $i_z$ | | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| $n$ | об/мин | 2200 | 2200 | 2000 | 1800 | 1600 | 1400 | 1200 | 1000 | 800 | 600 |
| $N_e$ | кВт | 847,0000 | 847,0000 | 823,0000 | 755,0000 | 684,0000 | 1,3500 | 1,3500 | 1,3500 | 1,3500 | 1,3500 |
| $a'_{тр}$ | МПа | 0,0900 | 0,0900 | 0,0900 | 0,0900 | 0,0900 | 0,0900 | 0,0900 | 0,0900 | 0,0900 | 0,0900 |
| $b'_{тр}$ | МПа·мин/ | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 |
| $\lambda$ | | 0,282 | 0,282 | 0,282 | 0,282 | 0,282 | 0,282 | 0,282 | 0,282 | 0,282 | 0,282 |
| $k$ | | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 |
| $\varphi_{з.пдп}$ | | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 |
| $\mu f_{ут}$ | $м^2$ | 0,000000 | 0,000000 | 0,000000 | 0,000000 | 0,000000 | 0,000000 | 0,000000 | 0,000000 | 0,000000 | 0,000000 |
| $\varepsilon$ | | 14,5 | 14,5 | 14,5 | 14,5 | 14,5 | 14,5 | 14,5 | 14,5 | 14,5 | 14,5 |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $V_{в.к}/N_s$ | | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| $i_{z1к}$ | | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| $V_{пр.к}/N_s$ | | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 |
| $L_s$ | м | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 |
| $d_s$ | м | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 |
| $L_к$ | м | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 |
| $d_к$ | м | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 |
| $V_{н.р}/N_s$ | | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| $i_{z1наг}$ | | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| $V_{в.р}/N_s$ | | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 |
| $i_{z1р}$ | | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| $\mu F_s$ | $м^2$ | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 |
| $\mu_{к.G}$ | ТК №1 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 3,2 | 3,2 | 3,2 | 3,2 | 3,2 |
| $\mu_{к.\eta}$ | | 1,05 | 1,05 | 1,05 | 1,05 | 1,05 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| $\mu_{к.Пк}$ | | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,3 | 1,3 | 1,3 | 1,3 | 1,3 |
| $\mu_{t.Пt}$ | | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| $\mu_{t.\eta}$ | | 1,3 | 1,3 | 1,3 | 1,3 | 1,3 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| $\mu_{t.G}$ | | 5,582 | 5,582 | 5,582 | 5,582 | 5,582 | 5,7 | 5 | 4 | 4 | 4 |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\mu_{к.G2}$ | ТК №2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 | 4,2 |
| $\mu_{к.\eta2}$ | | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1,05 | 1,05 | 1,05 | 1,05 | 1,05 |
| $\mu_{к.Пк2}$ | | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 | 1,9 |
| $\mu_{t.Пt2}$ | | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 |
| $\mu_{t.\eta2}$ | | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1,3 | 1,3 | 1,3 | 1,3 | 1,3 |
| $\mu_{t.G2}$ | | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 5,582 | 5,582 | 5,582 | 5,582 | 5,582 |
| $f_{п1}$ | $м^2$ | 0,00043 | 0,00042 | 0,00040 | 0,00021 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 |
| $\eta_{a.k}$ | | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке |
| $\eta_{в.t}$ | | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке |
| $\eta_{m.t}$ | | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| $\mu F_t$ | | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке | по х-ке |
| $T_0$ | К | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 |
| $p_0$ | кПа | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 |
| $\varphi_{вс}$ | % | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 |
| $\xi_{др}$ | | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| $П_{к1}$ | | 3,49 | 3,51 | 3,56 | 3,52 | 3,38 | 1,76 | 1,83 | 1,73 | 1,6 | 1,528 |
| $П_{к2}$ | | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1,125 | 1,03 | 1,035 | 1,024 | 1,017 |
| $\Delta p_{k1}$ | кПа | 4 | 4 | 3,6 | 3 | 2,24 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $T_{w1онв1}$ | К | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 |
| $\eta_{онв1}$ | | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $\Delta p_{k2}$ | | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,63 | 0,45 | 0,31 | 0,19 | 0,1 |
| $T_{w1онв2}$ | К | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 | 293 |
| $\eta_{онв2}$ | | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 |
| $F_{онв2}$ | $м^2$ | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 | 0,00000 |
| $\Delta p_t$ | кПа | 10 | 10,1 | 9 | 7,44 | 5,6 | -51 | -44 | -40,5 | -23,5 | -13 |
| $\delta_{вт}$ | м | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 |
| $\delta_{кр}$ | м | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 |
| $\delta_{п}$ | м | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 | 0,013 |
| $\lambda_{вт}$ | кВт /(м·К | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 |
| $\lambda_{кр}$ | кВт /(м·К | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 |
| $\lambda_{п}$ | кВт /(м·К | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 |
| $R_{ст.вт}$ | $(м^2·К)/кВ$ | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 |
| $R_{ст.кр}$ | $(м^2·К)/кВ$ | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 |
| $R_{ст.пр}$ | $(м^2·К)/кВ$ | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 |
| $h_{пр}$ | м | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 |
| $h_{о.вт}$ | % | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 |
| $a_{тр w}$ | | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |
| $a_{тр m}$ | | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |
| $a_{wТК}$ | | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $a_{mТК}$ | | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| $\alpha_{wвт}$ | кВт/(м$^2$·К) | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| $\alpha_{wкр}$ | кВт/(м$^2$·К) | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| $\alpha_{mпр}$ | кВт/(м$^2$·К) | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 |
| $\alpha_{wкар}$ | кВт/(м$^2$·К) | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 |
| $T_{wвт}$ | К | 355 | 355 | 355 | 355 | 355 | 355 | 355 | 355 | 355 | 355 |
| $T_{wкр}$ | К | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 |
| $T_{mпор}$ | К | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 |
| $T_{wкар}$ | К | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 | 363 |
| $V_{pr}$ | см$^3$ | 9,6 | 9,6 | 9,6 | 9,6 | 9,6 | 9,6 | 9,6 | 9,6 | 9,6 | 9,6 |
| $S_{pr}$ | см$^2$ | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 |
| $\delta_{w.pr}$ | мм | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| $\lambda_{w.pr}$ | кВт/(м·К) | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 |
| $d_{ch.pr}$ | мм | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| $n_{ch.pr}$ | | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| $T_{wpr}$ | К | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 |
| $\alpha_{w.pr}$ | кВт/(м$^2$·К) | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| $a_{вп.к}$ | | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 |
| $b_{вп.к}$ | К | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 |
| $d_{э.вп}$ | м | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,09 |
| $C_{вп.возд}$ | | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 |
| $d_{э.вып}$ | м | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,07 |
| $\delta_{ст.вып}$ | м | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 |
| $\delta_{из.вып}$ | м | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,001 |
| $\delta_{ст.нар}$ | м | 0,008 | 0,008 | 0,008 | 0,008 | 0,008 | 0,008 | 0,008 | 0,008 | 0,008 | 0,008 |
| $\lambda_{ст.вып}$ | кВт /(м·К | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 | 0,035 |
| $\lambda_{из.вып}$ | кВт /(м·К | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 |
| $\lambda_{ст.нар}$ | кВт /(м·К | 0,007 | 0,007 | 0,007 | 0,007 | 0,007 | 0,007 | 0,007 | 0,007 | 0,007 | 0,007 |
| $R_{ст.вып}$ | (м$^2$·К)/кВ | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| $C_{вып.ог}$ | | 0,35 | 0,35 | 0,35 | 0,35 | 0,35 | 0,35 | 0,35 | 0,35 | 0,35 | 0,35 |
| $C_{в/ог}$ | | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 |
| $\alpha_{wвып}$ | кВт/(м$^2$·К | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 |
| $T_{wвып}$ | К | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 | 358 |
| $\varphi_{н.впр}$ | град. | 356,75 | 356,75 | 357 | 356,5 | 355 | 353 | 353 | 353 | 353 | 350 |
| $\varphi_{впр}$ | град. | 37,25 | 37,25 | 39,50 | 39,25 | 39,25 | 28,00 | 27,00 | 26,00 | 24,50 | 23,25 |
| $\delta q_{ц1}$ | % | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 |
| $\varphi_{о.вып}$ | град. | 470 | 470 | 470 | 470 | 470 | 470 | 470 | 470 | 470 | 470 |
| $\varphi_{з.вып}$ | град. | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 |
| $\varphi_{о.вп}$ | град. | 670 | 670 | 670 | 670 | 670 | 670 | 670 | 670 | 670 | 670 |
| $\varphi_{з.вп}$ | град. | 210 | 210 | 210 | 210 | 210 | 210 | 210 | 210 | 210 | 210 |
| $\varphi_{п.о.вп}$ | град. | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\varphi_{п.о.вып}$ | град. | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 |
| $\varphi_{п.з.вп}$ | град. | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 |
| $\varphi_{п.з.вып}$ | град. | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 | 80 |
| $D_{вп.кл}$ | м | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 |
| $d_{вп.кл}$ | м | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 |
| $d_{ст.вп}$ | м | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 |
| $n_{вп.кл}$ | | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| $D_{вып.кл}$ | м | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 |
| $d_{вып.кл}$ | м | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 | 0,037 |
| $d_{ст.вып}$ | м | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 |
| $n_{вып.кл}$ | | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| $b_{кл.вп}$ | м | 0,0045 | 0,0045 | 0,0045 | 0,0045 | 0,0045 | 0,0045 | 0,0045 | 0,0045 | 0,0045 | 0,0045 |
| $b_{кл.вып}$ | м | 0,0035 | 0,0035 | 0,0035 | 0,0035 | 0,0035 | 0,0035 | 0,0035 | 0,0035 | 0,0035 | 0,0035 |
| $h_{кл.вп}$ | м | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 |
| $h_{кл.вып}$ | м | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 | 0,0096 |
| $\alpha_{вп.кл}$ | град. | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 |
| $\alpha_{вып.кл}$ | град. | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 |
| $\mu_{вп.к}$ | | 0,83 | 0,83 | 0,83 | 0,83 | 0,83 | 0,83 | 0,83 | 0,83 | 0,83 | 0,83 |
| $\mu_{вып.к}$ | | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,75 |
| $g_C$ | | 0,873 | 0,873 | 0,873 | 0,873 | 0,873 | 0,873 | 0,873 | 0,873 | 0,873 | 0,873 |
| $g_H$ | | 0,127 | 0,127 | 0,127 | 0,127 | 0,127 | 0,127 | 0,127 | 0,127 | 0,127 | 0,127 |
| $g_S$ | | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $g_O$ | | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $Q_н$ | кДж/кг | 42800 | 42800 | 42800 | 42800 | 42800 | 42800 | 42800 | 42800 | 42800 | 42800 |
| $E_a$ | кДж/кмол | 22000 | 22000 | 22000 | 22000 | 22000 | 22000 | 22000 | 22000 | 22000 | 22000 |
| $B_0$ | | 0,000002 | 0,000002 | 0,000002 | 0,000002 | 0,000002 | 0,000002 | 0,000002 | 0,000002 | 0,000002 | 0,000002 |
| $k_n$ | | 0,00016 | 0,00016 | 0,00016 | 0,00016 | 0,00016 | 0,00016 | 0,00016 | 0,00016 | 0,00016 | 0,00016 |
| $i_c$ | | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 |
| $d_c$ | м | 0,00029 | 0,00029 | 0,00029 | 0,00029 | 0,00029 | 0,00029 | 0,00029 | 0,00029 | 0,00029 | 0,00029 |
| $E_c$ | | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 |
| $A_{z.i}$ | $с^{-1}$ | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 |
| $\rho_т$ | $кг/м^3$ | 836 | 836 | 836 | 836 | 836 | 836 | 836 | 836 | 836 | 836 |
| $\mu_т$ | Па·с | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 |
| $\sigma_т$ | Н/м | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 |
| $\mu_{топл}$ | г/моль | 230 | 230 | 230 | 230 | 230 | 230 | 230 | 230 | 230 | 230 |
| $a^{впр}$ | | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| $b^{впр}$ | | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 1,1 |
| $c^{впр}$ | | -1,99241 | -1,99241 | -1,99241 | -1,99241 | -1,99241 | -1,99241 | -1,99241 | -1,99241 | -1,99241 | -1,99241 |
| $m^{впр}_1$ | | 1,51 | 1,51 | 1,51 | 1,51 | 1,51 | 1,51 | 1,51 | 1,51 | 1,51 | 1,51 |
| $m^{впр}_2$ | | 1,665 | 1,665 | 1,665 | 1,665 | 1,665 | 1,665 | 1,665 | 1,665 | 1,665 | 1,665 |
| $m^{впр}_3$ | | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $m^{впр}_4$ | | 1,75 | 1,75 | 1,75 | 1,75 | 1,75 | 1,75 | 1,75 | 1,75 | 1,75 | 1,75 |
| $\phi^{впр}_1$ | | 0,55 | 0,55 | 0,55 | 0,55 | 0,55 | 0,55 | 0,55 | 0,55 | 0,55 | 0,55 |
| $m^{пр}$ | | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 |
| $D_ф$ | | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| $L_{ст}$ | м | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 |
| $A_{ст}$ | | 0,0055 | 0,0055 | 0,0055 | 0,0055 | 0,0055 | 0,0055 | 0,0055 | 0,0055 | 0,0055 | 0,0055 |
| $X_0$ | | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |
| $a_0$ | $м^3/(кг·с)$ | 30000 | 30000 | 30000 | 30000 | 30000 | 30000 | 30000 | 30000 | 30000 | 30000 |
| $a_1$ | с | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 |
| $a_2$ | $м^3/(кг·с)$ | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 |
| $m^{п2}$ | | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |
| $H$ | | 1,25 | 1,25 | 1,25 | 1,25 | 1,25 | 1,25 | 1,25 | 1,25 | 1,25 | 1,25 |
| $b_0$ | | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 |
| $\Delta\tau_к$ | мс | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 |
| $\Phi_{z0}$ | | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 |
| $\xi_{во}$ | | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 |
| $\Delta_т$ | | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 |
| $m$ | | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |
| $X_z$ | | 0,999 | 0,999 | 0,999 | 0,999 | 0,999 | 0,999 | 0,999 | 0,999 | 0,999 | 0,999 |

## Результати розрахунку

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $N_e$ | кВт | 847,37 | 847,37 | 823,39 | 755,37 | 684,26 | 414,07 | 341,47 | 273,51 | 198,42 | 137,88 |
| $M_e$ | Н·м | 3678,18 | 3678,18 | 3931,50 | 4007,47 | 4084,00 | 2824,42 | 2717,42 | 2611,86 | 2368,49 | 2194,52 |
| $N_{евн}$ | кВт | 847,37 | 847,37 | 823,39 | 755,37 | 684,26 | 414,07 | 341,47 | 273,51 | 198,42 | 137,88 |
| $N_{н.х}$ | кВт | -4,97 | -4,96 | 4,76 | 13,04 | 17,60 | 8,43 | 8,64 | 7,61 | 5,46 | 3,96 |
| $N_i$ | кВт | 977,04 | 977,14 | 935,30 | 850,56 | 764,11 | 475,94 | 390,44 | 310,97 | 225,43 | 156,55 |
| $g_e$ | кг/(кВт·ч) | 0,2241 | 0,2240 | 0,2230 | 0,2181 | 0,2133 | 0,2117 | 0,2110 | 0,2117 | 0,2159 | 0,2211 |
| $g_i$ | кг/(кВт·ч) | 0,1944 | 0,1942 | 0,1964 | 0,1937 | 0,1910 | 0,1842 | 0,1845 | 0,1862 | 0,1900 | 0,1947 |
| $\eta_e$ | | 0,3753 | 0,3755 | 0,3771 | 0,3857 | 0,3943 | 0,3973 | 0,3987 | 0,3974 | 0,3897 | 0,3804 |
| $\eta_i$ | | 0,4349 | 0,4352 | 0,4262 | 0,4277 | 0,4302 | 0,4486 | 0,4458 | 0,4408 | 0,4320 | 0,4210 |
| $\eta_m$ | | 0,8629 | 0,8628 | 0,8849 | 0,9019 | 0,9166 | 0,8857 | 0,8944 | 0,9016 | 0,9020 | 0,9036 |
| $\Pi_{к1}$ | | 3,48845 | 3,51048 | 3,55897 | 3,51825 | 3,37965 | 1,93738 | 1,71161 | 1,70731 | 1,31763 | 1,18157 |
| $\Pi_{к2}$ | | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | 1,124 | 1,030 | 1,035 | 1,022 | 1,017 |
| $\varphi_{сг}$ | град. | 109,28 | 109,22 | 120,01 | 125,55 | 132,43 | 112,74 | 121,73 | 134,26 | 152,62 | 170,14 |
| $\varphi_{з.в}$ | град. | 2,00 | 2,00 | 2,00 | 2,00 | 2,00 | 2,75 | 2,50 | 2,25 | 2,00 | 1,75 |
| $\varphi_{н.сг}$ | град. | 358,75 | 358,75 | 359,00 | 358,50 | 357,00 | 355,75 | 355,50 | 355,25 | 355,00 | 351,75 |
| $\varphi_{dX/d\varphi max}$ | град. | 388,8 | 388,8 | 390,8 | 390,0 | 388,5 | 377,0 | 376,0 | 375,3 | 374,3 | 371,5 |
| $\varphi_{ст}$ | град. | 358 | 358 | 358 | 358 | 356 | 354 | 354 | 354 | 354 | 351 |
| $dp/d\varphi_{max}$ | кПа/град | 412 | 414 | 423 | 416 | 396 | 386 | 366 | 343 | 307 | 368 |
| $p_{впр}$ | бар | 2372 | 2370 | 1994 | 1647 | 1317 | 942 | 707 | 518 | 347 | 231 |
| $d_{32}$ | мкм | 11 | 11 | 12 | 12 | 13 | 17 | 18 | 20 | 24 | 28 |
| $p_z$ | кПа | 16018,75 | 16079,24 | 16065,01 | 16005,21 | 16059,33 | 12495,44 | 12016,82 | 11589,33 | 10694,35 | 11184,44 |
| $T_z$ | К | 1882,55 | 1876,03 | 1895,76 | 1895,18 | 1933,91 | 2123,75 | 2116,79 | 2104,39 | 2076,11 | 2064,24 |
| $p_i$ | кПа | 2939,29 | 2939,59 | 3095,09 | 3127,44 | 3160,75 | 2249,97 | 2153,42 | 2058,12 | 1864,98 | 1726,85 |
| $p_e$ | кПа | 2549,19 | 2549,19 | 2724,76 | 2777,41 | 2830,45 | 1957,49 | 1883,33 | 1810,17 | 1641,50 | 1520,93 |
| $p_{н.х}$ | кПа | -14,96 | -14,92 | 15,74 | 47,93 | 72,81 | 39,86 | 47,65 | 50,35 | 45,18 | 43,70 |
| $p_s$ | кПа | 343,70 | 345,69 | 351,26 | 348,05 | 335,01 | 197,02 | 187,78 | 178,55 | 163,52 | 155,22 |
| $T_s$ | К | 319,19 | 319,24 | 319,22 | 319,06 | 318,92 | 306,17 | 305,30 | 304,59 | 303,93 | 303,57 |
| $p_{s1}$ | кПа | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | 176,00 | 183,00 | 173,00 | 160,00 | 152,80 |
| $T_{s1}$ | К | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | 381,52 | 383,36 | 368,90 | 354,94 | 348,22 |
| $p_c$ | кПа | 14397,75 | 14477,96 | 14803,24 | 14508,05 | 13615,69 | 7827,87 | 7364,11 | 6989,79 | 6350,18 | 5554,28 |
| $T_c$ | К | 988,92 | 988,62 | 983,26 | 970,92 | 958,50 | 919,25 | 905,85 | 895,33 | 883,15 | 860,96 |
| $T_b$ | К | 1460,1 | 1454,1 | 1497,7 | 1485,4 | 1497,5 | 1491,5 | 1470,1 | 1447,5 | 1417,5 | 1342,5 |
| $p_b$ | кПа | 2036,0 | 2039,1 | 2160,0 | 2131,1 | 2066,2 | 1256,0 | 1185,9 | 1125,3 | 1018,8 | 915,5 |
| $T_t$ | К | 997,3 | 993,5 | 1011,0 | 987,1 | 977,4 | 886,9 | 846,6 | 806,1 | 754,2 | 680,3 |
| $p_t$ | кПа | 236,6 | 238,3 | 229,3 | 217,8 | 202,6 | 132,0 | 121,7 | 115,3 | 109,6 | 105,9 |
| $T_{t1}$ | К | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | 861,0 | 842,8 | 804,1 | 755,2 | 685,9 |
| $p_{t1}$ | кПа | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | 102,5 | 100,9 | 100,7 | 100,8 | 100,6 |
| $T_{st}$ | К | 854,2 | 849,4 | 869,0 | 849,4 | 844,5 | 767,3 | 772,1 | 738,0 | 727,5 | 670,1 |
| $T_r^{РГ}$ | К | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 |
| $T_{вс}$ | К | 312,36 | 312,40 | 312,33 | 312,09 | 311,85 | 298,88 | 298,03 | 297,28 | 296,54 | 296,08 |

| | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $p_{вс}$ | кПа | 345,0 | 347,0 | 352,4 | 349,0 | 335,8 | 197,4 | 188,0 | 178,7 | 163,7 | 155,3 |
| $T_{рг}$ | К | 312,4 | 312,4 | 312,3 | 312,1 | 311,9 | 298,9 | 298,0 | 297,3 | 296,5 | 296,1 |
| $p_{наг}$ | кПа | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д |
| $T_{наг}$ | К | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д |
| $\Delta p_{онв2}$ | кПа | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д |
| $\gamma_г$ | | 0,006 | 0,006 | 0,005 | 0,004 | 0,004 | 0,004 | 0,002 | 0,002 | 0,001 | 0,000 |
| $T_г$ | К | 394,8 | 394,4 | 387,3 | 375,2 | 366,0 | 346,4 | 331,8 | 330,2 | 317,9 | 315,2 |
| $G$ | кг/с | 1,27910 | 1,28655 | 1,21373 | 1,10254 | 0,95586 | 0,51175 | 0,43074 | 0,35662 | 0,27529 | 0,20931 |
| $G_{к1}$ | кг/с | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | 0,51175 | 0,43074 | 0,35662 | 0,27529 | 0,20931 |
| $G_{к2}$ | кг/с | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | 0,51175 | 0,43074 | 0,35662 | 0,27529 | 0,20931 |
| $G_t$ | кг/с | 1,32896 | 1,33636 | 1,26258 | 1,14644 | 0,99488 | 0,53538 | 0,45029 | 0,37237 | 0,28688 | 0,21752 |
| $G_{t1}$ | кг/с | 1,20086 | 1,21250 | 1,14872 | 1,08801 | 0,99465 | 0,53528 | 0,45015 | 0,37222 | 0,28671 | 0,21733 |
| $G_{t2}$ | кг/с | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | 0,53525 | 0,45014 | 0,37221 | 0,28671 | 0,21734 |
| $p_к$ | кПа | 349,0 | 351,0 | 356,0 | 352,0 | 338,0 | 198,0 | 188,5 | 179,1 | 163,8 | 155,4 |
| $T_к$ | К | 452,2 | 453,1 | 451,6 | 446,7 | 442,1 | 410,5 | 393,7 | 378,5 | 363,7 | 354,6 |
| $T_{к1}$ | К | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | 381,5 | 383,4 | 368,9 | 354,9 | 348,2 |
| $\alpha_{гm}$ | кВт/(м$^2$К) | 1,055 | 1,059 | 1,004 | 0,928 | 0,838 | 0,556 | 0,488 | 0,424 | 0,349 | 0,302 |
| $\alpha_{г.вып.m}$ | кВт/(м$^2$К) | 6,716 | 6,729 | 6,532 | 6,053 | 5,477 | 3,459 | 3,016 | 2,597 | 2,112 | 1,657 |
| $\alpha_{в.вп.m}$ | кВт/(м$^2$К) | 0,331 | 0,333 | 0,336 | 0,334 | 0,326 | 0,237 | 0,230 | 0,223 | 0,211 | 0,204 |
| $T_{ст.вт}$ | К | 603,8 | 602,9 | 601,5 | 585,1 | 571,7 | 518,6 | 499,6 | 481,8 | 460,7 | 438,8 |
| $T_{ст.вт.пк}$ | К | 404,4 | 404,3 | 402,9 | 397,5 | 392,2 | 378,2 | 373,8 | 369,8 | 365,9 | 362,4 |
| $T_{ст.кр}$ | К | 672,7 | 671,8 | 664,4 | 649,5 | 642,4 | 619,8 | 599,2 | 578,8 | 551,5 | 543,8 |
| $T_{ст.пор.о}$ | К | 785,7 | 784,3 | 778,0 | 763,0 | 760,2 | 754,5 | 731,2 | 707,4 | 673,4 | 667,0 |
| $T_{ст.пор.о}$ | К | 685,9 | 684,8 | 679,9 | 668,5 | 666,3 | 662,0 | 644,2 | 626,1 | 600,1 | 595,2 |
| $T_{ст.прк}$ | К | 600,0 | 600,0 | 600,0 | 600,0 | 600,0 | 600,0 | 600,0 | 600,0 | 600,0 | 600,0 |
| $T_{ст.вып}$ | К | 974,2 | 970,6 | 987,5 | 963,9 | 954,0 | 861,6 | 822,8 | 783,8 | 734,8 | 666,0 |
| $T_{ст.пр.к}$ | К | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | 838,7 | 820,2 | 781,7 | 734,3 | 667,3 |
| $T_{ст.вп.к}$ | К | 321,9 | 321,9 | 321,8 | 321,6 | 321,3 | 308,0 | 307,0 | 306,1 | 305,2 | 304,6 |
| $\eta_н$ | | 0,962 | 0,961 | 0,977 | 0,984 | 0,986 | 0,982 | 0,985 | 0,997 | 1,004 | 1,004 |
| $\varepsilon'$ | | 13,859 | 13,859 | 13,859 | 13,859 | 13,859 | 13,859 | 13,859 | 13,859 | 13,859 | 13,859 |
| $\Delta T_a$ | К | 51,046 | 50,923 | 48,442 | 43,748 | 39,640 | 36,313 | 32,437 | 29,829 | 26,915 | 24,980 |
| $\varphi_a$ | | 1,0700 | 1,0704 | 1,0753 | 1,0870 | 1,0994 | 1,1018 | 1,1285 | 1,1626 | 1,2137 | 1,2952 |
| $\alpha$ | | 1,630806 | 1,641564 | 1,584984 | 1,583284 | 1,526531 | 1,35 | 1,35 | 1,35 | 1,35 | 1,35 |
| $q_ц$ | г | 0,47962 | 0,479294 | 0,510137 | 0,508386 | 0,506802 | 0,347882 | 0,333513 | 0,321617 | 0,297421 | 0,28226 |
| $\eta_{а.к1}$ | | 0,771243 | 0,771038 | 0,788729 | 0,805048 | 0,798424 | 0,569476 | 0,599716 | 0,642082 | 0,666781 | 0,67 |
| $\eta_{t1}$ | | 0,875532 | 0,875039 | 0,876546 | 0,872229 | 0,869641 | 0,616287 | 0,583325 | 0,631595 | 0,518308 | 0,601905 |
| $\eta_{t1imp}$ | | 0,867912 | 0,867497 | 0,86679 | 0,860249 | 0,852026 | 0,609861 | 0,567868 | 0,608499 | 0,498654 | 0,519821 |
| $k_{1imp}$ | | 1,003039 | 1,0029 | 1,003404 | 1,005779 | 1,010337 | 1,009601 | 1,01737 | 1,018612 | 1,175461 | 1,241003 |
| $\eta_{а.к2}$ | | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | 0,440263 | 0,309303 | 0,369957 | 0,268493 | 0,256897 |

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\eta_{t2}$ | | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | 0,580515 | 0,245058 | 0,335366 | 0,448624 | 0,567358 |
| $\eta_{t2imp}$ | | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | 0,463959 | 0,243136 | 0,334325 | 0,484907 | 0,630297 |
| $k_{2imp}$ | | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | 0,78329 | 0,935577 | 0,931363 | 1,005686 | 1,138833 |
| $n_{тк1}$ | об/мин | 167415,4 | 168056,5 | 165622,2 | 161857,5 | 155788 | 11960,93 | 10254,91 | 8555,166 | 6839,744 | 5128,149 |
| $n_{тк2}$ | об/мин | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | 62249,3 | 40645,96 | 39486,22 | 32901,74 | 27948,62 |
| $N_{к1}$ | кВт | 209,3691 | 211,7863 | 197,9331 | 174,2946 | 146,5637 | 46,42831 | 39,89148 | 27,75453 | 17,49416 | 11,86244 |
| $N_{t1}$ | кВт | 208,6469 | 211,201 | 197,2081 | 173,2116 | 145,0495 | 54,56704 | 34,54863 | 26,5483 | 8,497572 | 3,627358 |
| $N_{к2}$ | кВт | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | 15,28871 | 4,562322 | 3,539101 | 2,49325 | 1,380257 |
| $N_{t2}$ | кВт | н/д | н/д | н/д | н/д | н/д | 19,44045 | 4,912525 | 3,846167 | 2,301701 | 1,205152 |
| $\mu F_{WGcp}$ | $м^2$ | 0,000433 | 0,000415 | 0,0004 | 0,000213 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $r_{возд}$ | % | 28,849 | 29,085 | 27,794 | 27,753 | 26,323 | 20,706 | 20,706 | 20,706 | 20,706 | 20,706 |
| $r_{N2}$ | % | 58,680 | 58,552 | 59,250 | 59,272 | 60,044 | 62,836 | 62,836 | 62,836 | 62,836 | 62,836 |
| $r_{CO2}$ | % | 6,659 | 6,601 | 6,918 | 6,928 | 7,279 | 8,614 | 8,614 | 8,614 | 8,614 | 8,614 |
| $r_{CO}$ | % | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 |
| $r_{H2}$ | % | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 |
| $r_{H20}$ | % | 5,812 | 5,762 | 6,038 | 6,047 | 6,354 | 7,844 | 7,844 | 7,844 | 7,844 | 7,844 |
| | % | 0,172 | 0,171 | 0,158 | 0,167 | 0,196 | 0,269 | 0,266 | 0,262 | 0,280 | 0,253 |
| $\delta NO_x$ | г/кВт·ч | 9,53 | 9,52 | 8,45 | 8,71 | 9,67 | 11,81 | 11,63 | 11,49 | 12,53 | 11,63 |
| | ppm | 1722,282 | 1711,154 | 1581,72 | 1671,381 | 1964,141 | 2690,633 | 2657,91 | 2617,506 | 2799,812 | 2532,32 |
| | $г/м^3$ | 0,011 | 0,011 | 0,011 | 0,009 | 0,008 | 0,006 | 0,005 | 0,004 | 0,003 | 0,003 |
| [C] | % | 4,45 | 4,45 | 4,48 | 3,94 | 3,41 | 2,37 | 2,03 | 1,67 | 1,47 | 1,17 |
| | BOSCH | 0,400712 | 0,400643 | 0,403092 | 0,355455 | 0,307639 | 0,214057 | 0,1832 | 0,151239 | 0,132822 | 0,105679 |
| $Q_т$ | кВт | 2258,05 | 2256,52 | 2183,39 | 1958,30 | 1735,29 | 1042,26 | 856,46 | 688,26 | 509,19 | 362,42 |
| $Q_{н.с.}$ | кВт | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $N_e$ | кВт | 847,37 | 847,37 | 823,39 | 755,37 | 684,26 | 414,07 | 341,47 | 273,51 | 198,42 | 137,88 |
| $N_{к\Sigma}$ | кВт | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $Q_г$ | кВт | 864,96 | 861,80 | 846,76 | 742,08 | 640,69 | 294,71 | 249,74 | 191,42 | 143,65 | 94,28 |
| $Q_{wто}$ | кВт | 115,88 | 115,56 | 113,00 | 105,39 | 99,80 | 81,26 | 72,65 | 64,48 | 54,60 | 48,39 |
| $Q_{wтр}$ | кВт | 64,83 | 64,88 | 55,95 | 47,60 | 39,92 | 30,93 | 24,48 | 18,73 | 13,51 | 9,33 |
| $Q_{wТК}$ | кВт | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $Q_{w\Sigma}$ | кВт | 264,79 | 264,02 | 253,60 | 232,64 | 215,70 | 203,88 | 177,82 | 152,01 | 122,63 | 96,38 |
| $Q_{mтр}$ | кВт | 64,83 | 64,88 | 55,95 | 47,60 | 39,92 | 30,93 | 24,48 | 18,73 | 13,51 | 9,33 |
| $Q_{диафр}$ | кВт | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $Q_{mпр}$ | кВт | 25,58 | 25,50 | 25,11 | 24,21 | 24,04 | 23,70 | 22,29 | 20,85 | 18,79 | 18,40 |
| $Q_{mТК}$ | кВт | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $Q_{m\Sigma}$ | кВт | 90,42 | 90,38 | 81,07 | 71,81 | 63,96 | 54,63 | 46,77 | 39,58 | 32,29 | 27,73 |
| $Q_{онв1}$ | кВт | 181,55 | 183,74 | 171,57 | 150,64 | 126,30 | 57,83 | 41,65 | 29,28 | 18,68 | 12,37 |
| $Q_{онв2}$ | кВт | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| $Q_{о.вып}$ | кВт | 85,02 | 84,54 | 85,59 | 80,55 | 76,80 | 92,14 | 81,10 | 69,15 | 54,80 | 38,89 |
| $Q_{п.вп}$ | кВт | 0,96 | 0,96 | 0,95 | 0,90 | 0,83 | 0,46 | 0,41 | 0,35 | 0,28 | 0,23 |
| $Q_\Sigma$ | кВт | 2249,08 | 2247,31 | 2176,39 | 1952,52 | 1730,91 | 1025,12 | 857,45 | 685,80 | 515,67 | 368,65 |

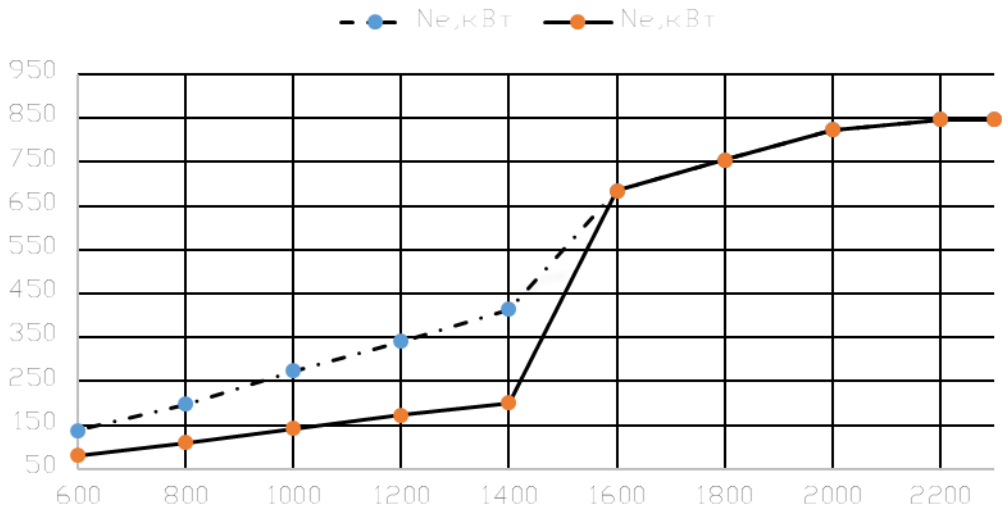



Рис. 3.9. Графічна залежність $N_e = f(n)$

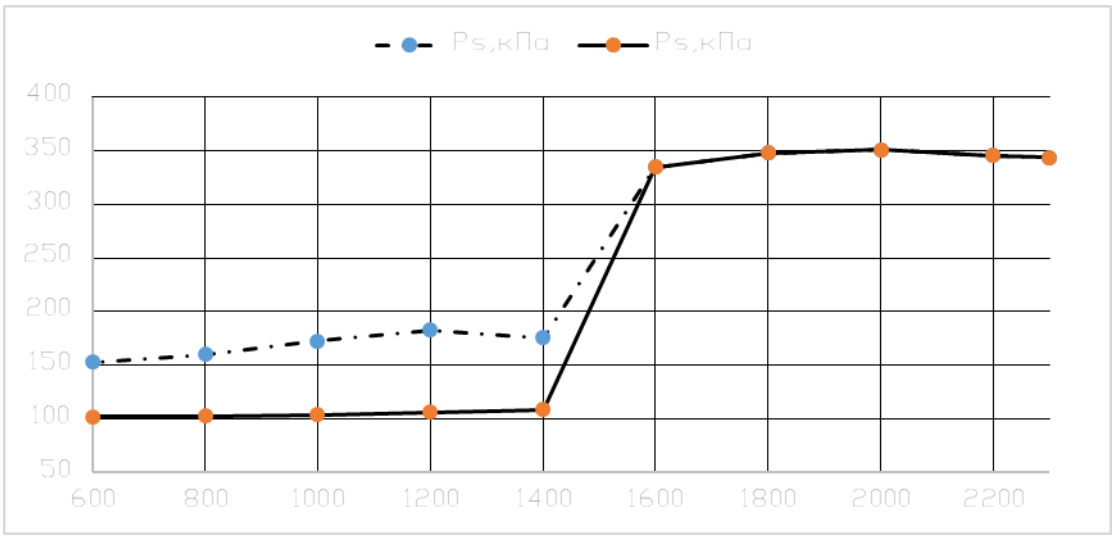



Рис. 3.10. Графічна залежність $P_s = f(n)$

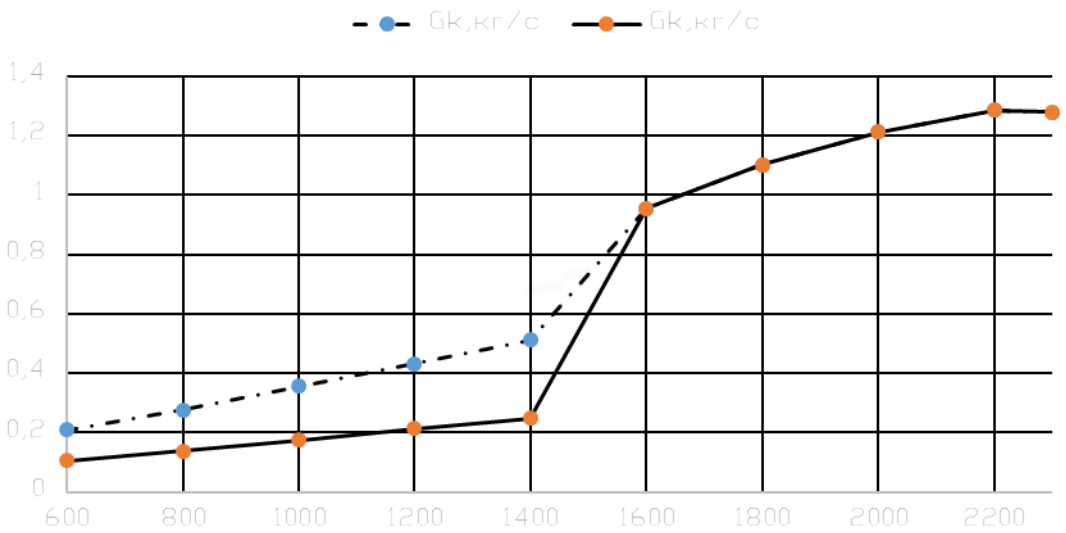



Рис. 3.11. Графічна залежність $G_k = f(n)$

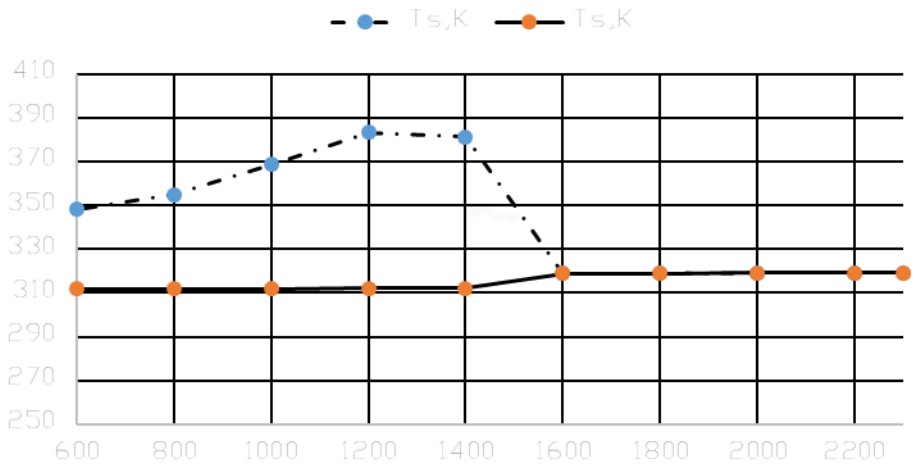



Рис. 3.12. Графічна залежність $T_s = f(n)$

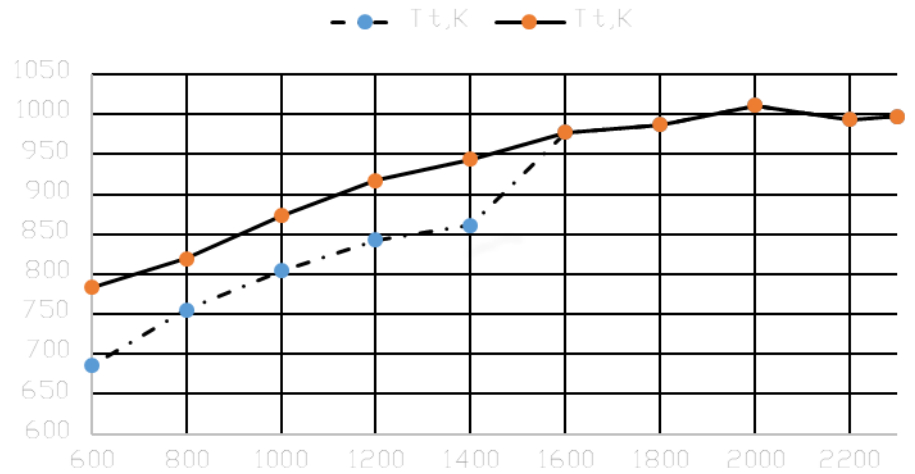



Рис. 3.13. Графічна залежність $T_t = f(n)$

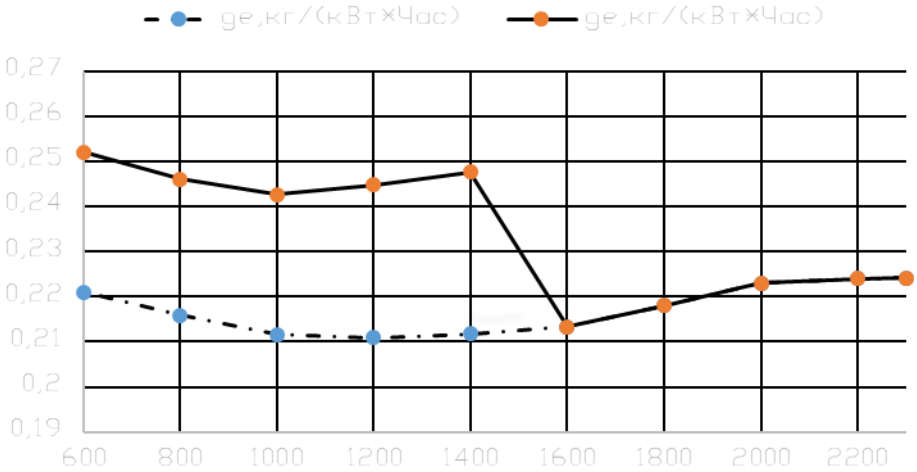



Рис. 3.14. Графічна залежність $g_e = f(n)$

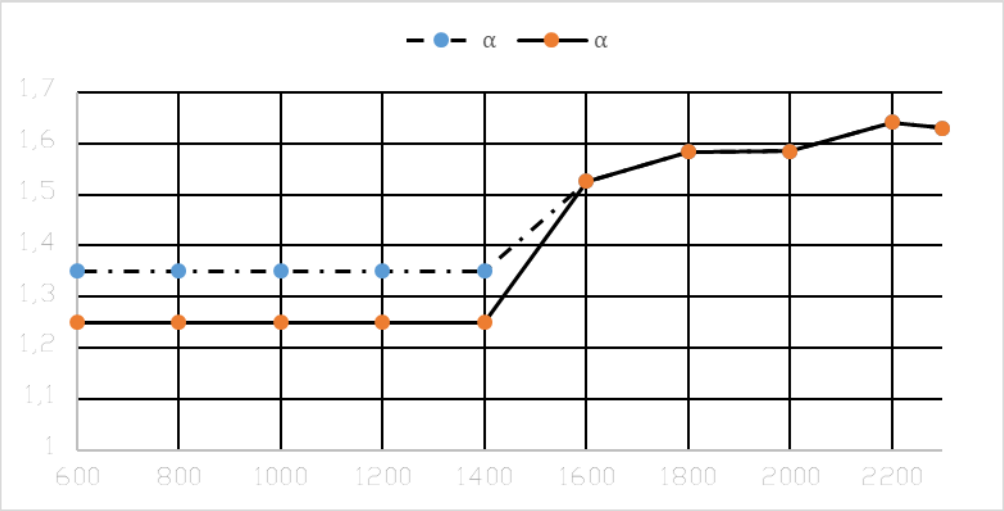



Рис. 3.15. Графічна залежність $\alpha = f(n)$

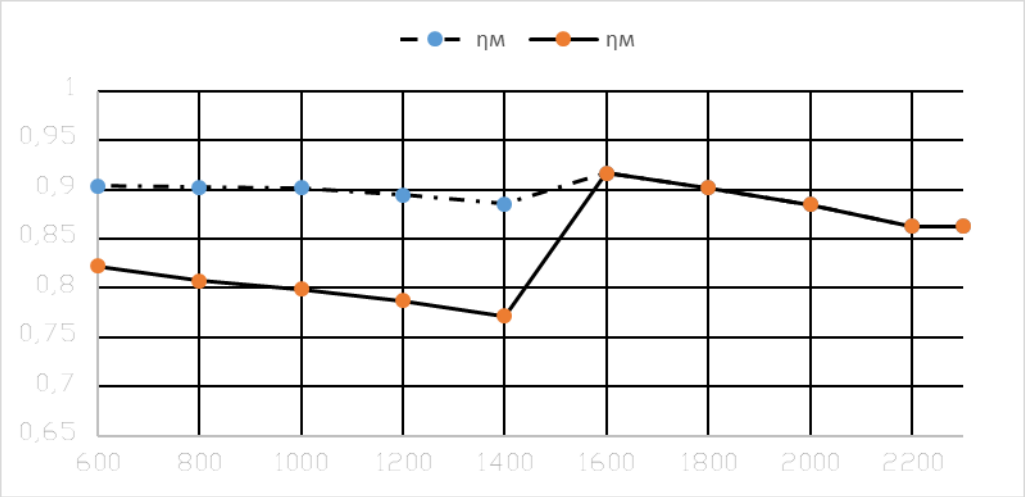



Рис. 3.16. Графічна залежність $\eta_m = f(n)$

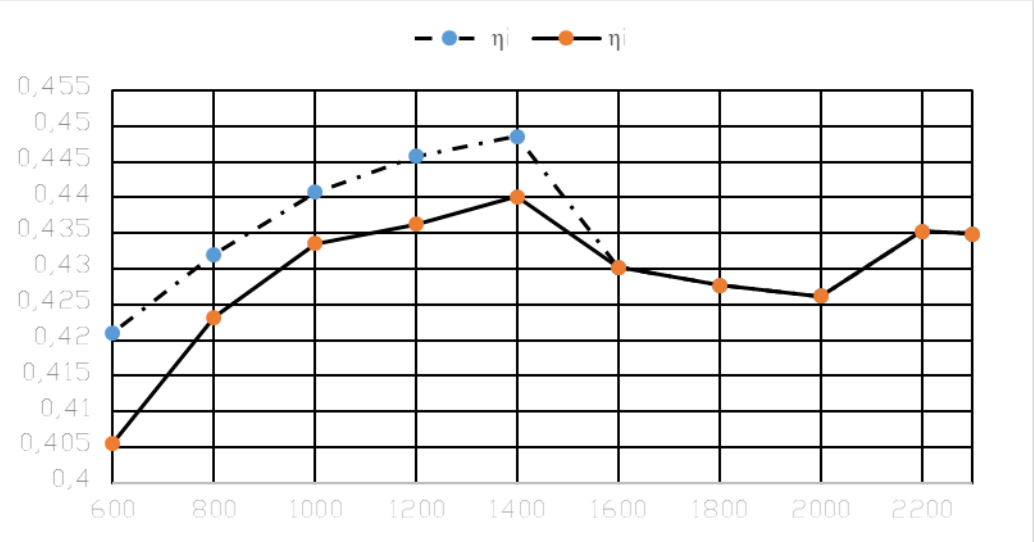



Рис. 3.17. Графічна залежність $\eta_i = f(n)$

## 3.8 Висновок по розділу

Після проведених розрахунків зовнішньої швидкісної характеристики двигуна з комбінованим наддувом і вільним газотурбінним наддувом було отримано такі результати, які показують, що в усьому діапазоні низьких навантажень, коли працює механічний компресор, потужність двигуна збільшилася приблизно на 85...90 %. Це свідчить про значне покращення динамічних характеристик двигуна на таких режимах роботи. Окрім того, на цих навантаженнях завдяки підвищенню коефіцієнта надлишку повітря відзначається зниження температури перед турбіною, що також сприяє поліпшенню ефективності роботи системи.

Збільшення потужності на низьких навантаженнях забезпечує покращену маневреність катера, що є важливою перевагою, особливо при виконанні швидких маневрів або під час роботи в умовах, де вимоги до динаміки високі. Крім того, підвищений коефіцієнт надлишку повітря сприяє кращому охолодженню двигуна, що в свою чергу збільшує його ресурс і сприяє довговічності всіх його компонентів. Це дозволяє досягти більшої надійності і зменшення зношування деталей, що є важливим чинником для суднових двигунів, де ресурси двигуна мають критичне значення для ефективної та безперебійної роботи.

# 4 РОЗДІЛ

## Економічне обґрунтування використання системи двоступеневого наддуву

### 4.1 Обґрунтування доцільності використання системи двоступеневого наддуву

У умовах глобальної економічної кризи зростає важливість використання енергозберігаючих технологій та оптимізації витрат на експлуатацію енергетичних систем. Одночасно актуалізується проблема охорони навколишнього середовища при експлуатації двигунів внутрішнього згоряння. Для зменшення експлуатаційних витрат та підвищення екологічних характеристик двигунів є можливість впровадження ряду модернізацій. Однією з таких є установка додаткового механічного компресора та перехід на систему двоступеневого наддуву.

Основною метою цієї модернізації є покращення економічної ефективності двигуна. Тому важливо оцінити економічний ефект від впровадження двоступеневого наддуву порівняно з традиційною одноступеневою системою. Для цього застосовується методика, викладена в інструкціях «Методика використання нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій», що дозволяє провести детальний економічний аналіз та обґрунтувати вигоди від переходу на таку систему.

Метод призначений для розв'язання таких завдань:

1. Техніко-економічного обґрунтування вибору найбільш оптимальних варіантів виготовлення та впровадження нової техніки.

2. Визначення показників економічної ефективності та економічності, що відповідають встановленим нормам і нормативам.

3. Оцінка фактичної ефективності впровадження нової техніки в експлуатацію.

Для розрахунку економічного ефекту від впровадження двигуна з двоступеневим наддувом порівнюються показники з аналогічним двигуном, який використовує стандартну систему вільного газотурбінного наддуву.

В таблиці 4.1 наведено техніко-економічні показники двигунів типу Caterpillar C18, які порівнюються за двома варіантами: з запропонованою системою двоступеневого наддуву та з традиційною системою вільного газотурбінного наддуву. Ці показники включають основні параметри, такі як потужність, ефективність використання палива, витрати на експлуатацію а також технічне обслуговування.

*Таблиця 4.1.* Основні техніко-економічні показники двигунів для порівняння

| Найменування показників | | Позначення | Двигун аналог | Спроектований двигун |
|---|---|---|---|---|
| Потужність, кВт | | *Ne* | 245 | 274 |
| Частота обертання, хв$^{-1}$ | | *n* | 1450 | 1000 |
| Діаметр циліндра, м | | *D* | 0,145 | 0,145 |
| Хід поршня, м | | *S* | 0,183 | 0,183 |
| Вага, кг | | *G* | 1814 | 1814 |
| Габарити, м: | довжина | *L* | 0,873 | 0,873 |
| | ширина | *B* | 0,69 | 0,690 |
| | висота | *H* | 0,86 | 0,860 |
| Питомі витрати палива, кг/кВт·год. | | $g_п$ | 0,24 | 0,212 |
| Питомі витрати масла, кг/кВт·год. | | $g_м$ | 0,00082 | 0,00082 |
| Механічний ККД | | $\eta_м$ | 0,8 | 0,9 |
| Число контрольних ремонтів | | $\eta$ | 1 | 1 |
| Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах | | $\varepsilon_{min}$ | 1,1 | 1,1 |
| Коефіцієнт використання потужності | | $K_п$ | 1 | 0,894 |
| Коефіцієнт частини вартості роботи | | b | 0,05 | 0,05 |
| Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту | | $K_{кр}$ | 0,3 | 0,3 |
| Час роботи за рік, год. | | t | 4000 | 4000 |
| Ресурс двигуна до першого перебирання, год. | | $t_{пер}$ | 6000 | 8000 |
| Ресурс двигуна до капітального ремонту, год. | | $t_{кр}$ | 48000 | 60000 |
| Ціна установки, грн. | | Ц | 1000000 | 1500000 |
| Ціна палива, грн./т | | $Ц_п$ | 55000 | 55000 |
| Ціна масла, грн./т | | $Ц_м$ | 64000 | 64000 |
| Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності | | E | 0,15 | 0,15 |

4.2 Оцінка економічної доцільності впровадження двигуна з новою системою двоступеневого наддуву в експлуатацію

Річну продуктивність установки можна визначити за формулою, кВт за рік:

$$N = K_{\text{п}} \cdot N_e \cdot t .$$

Для аналога (1) і для двигуна із запропонованою системою двоступеневого наддуву (2) відповідно маємо:

$$N_1 = 1 \cdot 245 \cdot 4000 = 980000 \text{ кВт за рік,}$$

$$N_2 = 0{,}894 \cdot 274 \cdot 4000 = 980000 \text{ кВт за рік.}$$

Термін служби установки визначається за формулою, років:

$$T = \frac{t_{\text{кр}}}{t} .$$

Для аналога і для двигуна із запропонованою системою двоступеневого наддуву відповідно маємо:

$$T_1 = \frac{48000}{4000} = 12 \text{ років,}$$

$$T_1 = \frac{60000}{4000} = 15 \text{ років.}$$

Річні поточні витрати на паливо визначаються за формулою, грн.:

$$З_{\text{п}} = g_{\text{п}} \cdot N \cdot Ц_{\text{п}} \cdot 10^{-3} .$$

Для аналога і для двигуна із запропонованою системою двоступеневого наддуву відповідно маємо

$$З_{\text{п1}} = 0{,}24 \cdot 980000 \cdot 55000 \cdot 10^{-3} = 5880000{,}0 \text{ грн.,}$$

$$З_{\text{п2}} = 0{,}212 \cdot 980000 \cdot 55000 \cdot 10^{-3} = 5194000{,}0 \text{ грн.}$$

Річні поточні витрати на масло визначаються за формулою, грн.:

$$З_{\text{м}} = g_{\text{м}} \cdot N \cdot Ц_{\text{м}} \cdot 10^{-3} .$$

Для аналога і для двигуна із запропонованою системою двоступеневого наддуву відповідно маємо

$$З_{\text{м1}} = 0{,}00082 \cdot 980000 \cdot 64000 \cdot 10^{-3} = 51430{,}4 \text{ грн.,}$$

$$З_{\text{м2}} = 0{,}00082 \cdot 980000 \cdot 64000 \cdot 10^{-3} = 51430{,}4 \text{ грн.}$$

Річні витрати на поточний ремонт визначаються за формулою, грн.

$$З_{пр} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{пер}}.$$

Для аналога і для двигуна із запропонованою системою двоступеневого наддуву відповідно маємо

$$З_{пр1} = \frac{0{,}05 \cdot 4000 \cdot 1000000}{6000} = 33333{,}3 \text{ грн.}, \qquad З_{пр1} = \frac{0{,}05 \cdot 4000 \cdot 1500000}{8000} = 37500{,}0$$

грн.

Річні поточні витрати на капітальний ремонт визначаються за формулою, грн.

$$З_{кр} = \frac{K_{кр} \cdot t \cdot Ц}{t_{кр} \cdot \varepsilon_{min}}.$$

Для аналога і для двигуна із запропонованою системою двоступеневого наддуву відповідно маємо

$$З_{кр1} = \frac{0{,}3 \cdot 4000 \cdot 1000000}{48000 \cdot 1{,}1} = 22727{,}3 \text{ грн.}, \qquad З_{кр2} = \frac{0{,}3 \cdot 4000 \cdot 1500000}{60000 \cdot 1{,}1} = 27272{,}7 \text{ грн.}$$

Річні витрати у споживача визначаються за формулою, грн.

$$U = З_{п} + З_{м} + З_{кр} + З_{пр}.$$

Для двигуна-аналога (1) і для двигуна із запропонованою системою двоступеневого наддуву (2) відповідно маємо

$$U_1 = 5880000{,}0 + 51430{,}4 + 33333{,}3 + 22727{,}3 = 5987491{,}0 \text{ грн.},$$

$$U_2 = 5194000{,}0 + 51430{,}4 + 37500{,}0 + 27272{,}7 = 5310203{,}1 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект для споживача від застосування двигуна з запропонованою системою двоступеневого наддуву розраховується за формулою, грн.

$$E_к = \left[ Ц_1 \cdot \frac{N_2}{N_1} \cdot \left( \frac{\frac{1}{T_1} + E_1}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right) + \frac{U_3 - U_2}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right] - Ц_2,$$

де $U_3 = \frac{N_2}{N_1} \cdot U_1 = \frac{980000}{980000} \cdot 5987491{,}0 = 5987491{,}0$ грн.

$$E_к = \left[1000000 \cdot \frac{980000}{980000} \cdot \left( \frac{\frac{1}{12}+0{,}15}{\frac{1}{15}+0{,}15} \right) + \frac{5987491{,}0 - 5310203{,}1}{\frac{1}{15}+0{,}15} \right] - 1500000 = 2702867{,}1 \text{ грн.}$$

Термін окупності двигуна з запропонованою системою двоступеневого наддуву розраховується за наступною формулою, років

$$T_{окуп} = \frac{\Delta K}{\Delta S},$$

де ΔК – додаткові одноразові витрати на модернізацію системи двоступеневого наддуву, грн.;

ΔS – річна економія при експлуатації нової установки, грн.:

$$\Delta S = З_{п1} - З_{п2} + З_{м1} - З_{м2} + З_{пр1} - З_{пр2} + З_{кр1} - З_{кр2} = U_1 - U_2,$$

$$\Delta S = 677287{,}9 \text{ грн.}$$

Отже, час окупності:

$$T_{окуп} = \frac{500000}{677287{,}9} = 0{,}74 \text{ року.}$$

4.3 Висновок по розділу

У цьому розділі проведено розрахунки та порівняння річних витрат на експлуатацію двигуна Caterpillar C18, оснащеного запропонованою системою двоступеневого наддуву. Визначено економічний ефект від впровадження цієї системи. Результати розрахунків підтвердили доцільність використання системи двоступеневого наддуву, особливо для двигунів, що працюють на часткових навантаженнях.

Оцінка вартості модернізації складає 100 тис. грн. Річний економічний ефект від модернізації обумовлений значним зниженням поточних витрат споживача у порівнянні з аналогічним двигуном, що працює за звичайною схемою. Зниження витрат на паливо дозволяє заощадити приблизно 2,7 млн. грн. на рік.

Термін окупності проекту становить майже 9 місяців, за умови використання установки протягом 4000 годин на рік, що відповідає приблизно 11 годинам роботи на добу при навантаженні 30 %. Цей термін підтверджує економічну вигідність модернізації двигуна з системою двоступеневого наддуву, оскільки він дозволяє значно знизити експлуатаційні витрати і підвищити ефективність використання енергетичних ресурсів.

# 5 РОЗДІЛ

## Пропозиції щодо забезпечення охорони праці та захисту навколишнього середовища

Охорона праці – це комплекс законодавчих, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і профілактичних заходів, спрямованих на забезпечення безпеки, збереження здоров'я та працездатності людей під час виконання трудових обов'язків.

Ідеальних виробничих процесів, повністю безпечних та нешкідливих, не існує. Основна мета охорони праці – мінімізувати ризик травм або захворювань, одночасно забезпечуючи комфортні умови праці та високу продуктивність. Сучасні виробничі умови, як правило, супроводжуються наявністю певних небезпечних і шкідливих чинників.

Основне завдання охорони праці полягає в розробці системи організаційних заходів і технічних засобів, які дозволяють запобігти або зменшити вплив шкідливих виробничих факторів. Це включає в себе такі заходи, як гігієна праці (профілактичні методи, спрямовані на збереження здоров'я працівників на виробництві) та санітарна техніка (всі технічні пристрої та системи, що забезпечують чистоту та безпеку на робочому місці, зокрема вентиляція, опалення, кондиціювання повітря, водо- та газопостачання, очищення викидів, захист від шуму, вібрації, шкідливих випромінювань і багато інших).

### 5.1 Аналіз шкідливих і небезпечних факторів в машинному відділенні

Машинне відділення судна є об'єктом підвищеної небезпеки через наявність різноманітного обладнання та механізмів, що створюють численні небезпечні і шкідливі фактори. Серед них:

- рухомі машини та механізми, частини обладнання;
- підвищений рівень вібрації;
- підвищена інтенсивність електромагнітних випромінювань;
- високий рівень пилу та газів у повітрі;

- недостатня освітленість;
- підвищений рівень шуму.

Розглянемо окремо кожен з перерахованих небезпечних і шкідливих факторів.

*Машини, що рухаються, і механізми, частини устаткування*. Безпека виробничого устаткування забезпечується правильним вибором принципів його роботи, кінематичних схем, конструктивних рішень (включаючи форми корпусів, складальних одиниць і деталей), робочих тіл, параметрів робочих процесів та застосуванням різних засобів захисту. Вони повинні, по можливості, бути інтегрованими в конструкцію машин і агрегатів. Засоби захисту, як правило, мають бути багатофункціональними, тобто виконувати кілька завдань одночасно. Так, конструкція машин і механізмів, станин верстатів має забезпечувати не тільки огородження небезпечних елементів, а й зниження рівня шуму та вібрації, а огородження абразивного кола заточувального верстата повинно бути конструктивно пов'язане з системою місцевої витяжної вентиляції.

*Небезпечна зона* – це простір, у якому можливе впливання небезпечного або шкідливого виробничого фактора на працюючого. Небезпека локалізована в зоні навколо рухомих елементів. Особливо небезпечними є ситуації, коли можливе захоплення одягу чи волосся працівника частинами рухомого устаткування.

Загороджувальні засоби захисту запобігають потраплянню людини в небезпечну зону. Вони застосовуються для ізоляції систем приводу машин і агрегатів, зон обробки заготівель, для огородження струмоведучих частин, зон інтенсивних випромінювань (теплових, електромагнітних, іонізуючих), а також зон, де виділяються шкідливі речовини, що забруднюють повітряне середовище, і так далі.

*Підвищений рівень вібрації*. Згідно з ДСТ 24346-80 (СТ СЕВ 1926-79) «Вібрація. Терміни і визначення», вібрацією є рух точки або механічної сис-

теми, при якому спостерігається чергування збільшення і зменшення значень хоча б однієї координати в часі.

Причиною виникнення вібрацій є нерівноважені силові впливи, що виникають під час роботи машин і агрегатів. У деяких випадках джерелами таких впливів є зворотно-поступальні системи, що рухаються (наприклад, кривошипно-шатунні механізми двигунів внутрішнього згоряння або дизель-генераторів); в інших випадках – неврівноважені обертові маси. Вібрації також можуть виникати через удари деталей, такі як зубцюваті зачеплення, підшипникові вузли тощо. Дисбаланс у системі, незалежно від його джерела, призводить до виникнення нерівноважених сил, що викликають вібрацію. Причинами дисбалансу можуть бути неоднорідність матеріалу обертових тіл, розбіжність центру маси і осі обертання, деформація деталей через нерівномірне нагрівання під час гарячих чи холодних посадок і так далі.

Вплив вібрацій на людину найчастіше пов'язаний з коливаннями, які викликаються зовнішнім змінним силовим впливом на машину або її окремі системи. Такі коливання можуть виникати не лише через силові, а й через кінематичні порушення.

Розрізняють загальну та локальну вібрацію. Загальна вібрація викликає струс всього організму, тоді як місцева втягує в коливальний рух окремі частини тіла. У машинному відділенні зазвичай переважає загальна вібрація. Однак працівники можуть також піддаватися локальній вібрації, особливо при використанні ручного електричного або пневматичного інструмента. Іноді одночасно спостерігається вплив як загальної, так і локальної вібрації.

Такі умови можуть спричиняти віброхворобу, яка відноситься до групи професійних захворювань, ефективне лікування яких можливе лише на ранніх стадіях. Відновлення порушених функцій відбувається дуже повільно, а в особливо важких випадках можуть виникнути необоротні зміни в організмі, що ведуть до інвалідності.

Згідно з ДСТ 12.1.012-78 «Система стандартів безпеки праці. Вібрація, загальні вимоги безпеки», встановлені допустимі значення вібраційних впли-

вів, що мають забезпечити безпечні умови праці.

Норми обмеження загальних вібрацій, що виникають на робочих місцях (підлога, основи машин, сидіння тощо), визначаються через величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в октавних діапазонах з середньогеометричними значеннями частот 2, 4, 8, 16, 32, 63 Гц. Щодо локальної вібрації, норми обмеження встановлюються для октавних смуг частот з середньогеометричними значеннями 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц.

Гігієнічні норми вібрації орієнтовані на тривалість робочої зміни, що складає 8 годин.

Підвищений рівень електромагнітних випромінювань може виникати з різних джерел, як природних, так і штучних. До природних джерел належать атмосферна електрика, радіовипромінювання сонця і галактик, а також електричні та магнітні поля Землі. Штучні джерела включають індукційні та термічні установки, такі як електротермічні установки з машинними генераторами, клістронні та магнетронні генератори, а також фідерні лінії, трансформатори, антени, хвилеводи та генератори надвисоких частот.

Джерела постійних магнітних полів включають електромагніти, соленоїди, імпульсні установки та металокерамічні магніти. Електромагнітне поле, що виникає від цих джерел, має безперервний розподіл у просторі, здатне поширюватися зі швидкістю світла і впливати на заряджені частки та струми, що перетворює енергію поля в інші види енергії.

Вплив електромагнітних полів на людину залежить від кількох факторів: напруженості електричного і магнітного полів, потоку енергії, частоти коливань, розміру опромінюваної поверхні тіла, а також індивідуальних особливостей організму.

Електромагнітне поле має кілька механізмів впливу на людський організм. В електричному полі атоми і молекули тіла людини піддаються поляризації, при цьому полярні молекули (наприклад, молекули води) орієнтуються у напрямку поширення електричного поля. В електролітах, які містяться в тканинах, крові та інших рідинах організму, виникають іонні струми під

впливом зовнішнього поля. Перемінне електричне поле викликає нагрівання тканин за рахунок перемінної поляризації діелектриків (наприклад, сухожилля, хрящі тощо) та появи струмів провідності. Тепловий ефект, який спостерігається в результаті поглинання енергії електромагнітного поля, стає більш вираженим з підвищенням напруженості поля та тривалості впливу. Чим більша інтенсивність і час впливу, тим значніше проявляються ці ефекти.

Надлишкова теплота, яка накопичується в організмі через електромагнітні поля, спричиняє додаткове навантаження на механізм терморегуляції. Однак коли інтенсивність поля перевищує 10 МВт/см², відомий як тепловий поріг, організм не справляється з відведенням утвореної теплоти, і температура тіла починає підвищуватися, що може завдати шкоди здоров'ю.

Електромагнітні поля найбільш інтенсивно впливають на органи, що містять велику кількість води. Перегрів особливо шкідливий для тканин, які мають слабко розвинену судинну систему або недостатній кровообіг, таких як очі, мозок, нирки, шлунок, жовчний міхур та сечовий міхур. Це пов'язано з тим, що кровоносна система в організмі функціонує як система водяного охолодження. Опромінення очей може призвести до помутніння кришталика (катаракти), ефекти якого можуть проявитися лише через кілька днів або тижнів після опромінення.

Електромагнітні поля можуть впливати на тканини людини навіть при значно меншій інтенсивності, ніж тепловий поріг. Вони здатні змінювати орієнтацію клітин чи молекул відповідно до напрямку силових ліній електричного поля, знижувати біохімічну активність білкових молекул і порушувати функціонування серцево-судинної системи та обмін речовин. Ці зміни зазвичай оборотні: припинення опромінення призводить до зникнення хворобливих явищ.

Вплив постійних магнітних і електростатичних полів залежить від напруженості і тривалості впливу. При перевищенні гранично допустимого рівня напруженості розвиваються порушення в нервовій і серцево-судинній си-

стемах, органах дихання і травлення, а також зміни в деяких біохімічних показниках крові.

Основним параметром, що характеризує біологічну дію електромагнітного поля промислової частоти, є електрична напруженість. Магнітна складова має незначний вплив на організм, оскільки в діючих установках напруженість магнітного поля промислової частоти не перевищує 25 А/м, а шкідлива біологічна дія проявляється при напруженостях понад 150...200 А/м.

Вплив електричного поля промислової частоти на організм людини в основному впливає на мозок та центральну нервову систему. Окрім біологічної дії, електричне поле може також викликати розряди між людиною і металевими предметами з іншим потенціалом, що може спричинити судороги.

Гранично припустимі значення електричної напруженості електромагнітного поля на робочих місцях і в місцях можливого перебування персоналу, пов'язаного з професійним впливом цих полів, не повинні перевищувати значення зазначені в табл. 5.1 протягом робочого дня:

*Таблиця 5.1.* Гранично припустимі значення електричної напруженості електромагнітного поля

| По електричної складовий | | | | |
|---|---|---|---|---|
| F, МГц | 0,06…3,0 | 3,0…30,0 | 30,0…50,0 | 50,0…300,0 |
| E, У/м | 50 | 20 | 10 | 5 |
| По магнітної складовий | | | | |
| F, МГц | 0,06…1,5 | | 30,0…50,0 | |
| H, А/м | 5 | | 0,3 | |

*Підвищена запиленість і загазованість.* Однією з важливих умов для забезпечення здорової та продуктивної праці є підтримка чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як гази, пари, пил, надмірне тепло та вологість, а також створення здорового повітряного середовища, є важливою соціально-економічною задачею, що має вирішуватись комплексно разом з іншими виробничими проблемами.

Атмосферне повітря складається з наступних компонентів (% за об'ємом): азот – 78,08 %; кисень – 20,95 %; аргон, неон та інші інертні гази – 0,93%; вуглекислий газ – 0,03 %; інші гази – 0,01 %. Такий склад повітря є найбільш сприятливим для дихання.

Крім хімічного складу, важливим є також іонний склад повітря. У повітрі присутні як негативні, так і позитивні іони, які поділяються на легкі та важкі в залежності від їх рухливості. Важкі іони утворюються, коли легкі іони осідають на різних частках, таких як пил, краплі туману тощо. У чистому повітрі переважають легкі іони, тоді як в забрудненому – важкі. Негативні іони кисню мають сприятливий вплив на життєдіяльність людини.

Повітря робочої зони рідко має приведений вище хімічний склад, тому що багато технологічних процесів супроводжуються виділенням у повітря виробничих приміщень шкідливих речовин – пару, газів, твердих і рідких часток.

Пари та гази утворюють з повітрям суміші, а тверді та рідкі частки – дисперсні системи, відомі як аерозолі. Аерозолі поділяються на пил (частки більше 1 мкм), дим (менше 1 мкм) та туман (рідкі частки менш ніж 10 мкм).

Шкідливі речовини проникають в організм людини, головним чином, через дихальні шляхи, а також через шкіру та з їжею. Більшість з цих речовин є небезпечними та шкідливими, оскільки вони мають токсичну дію на організм. Добре розчиняючись у біологічних середовищах, вони здатні вступати в реакції з ними, порушуючи нормальне функціонування організму. В результаті цього виникає хворобливий стан – отруєння, небезпека якого залежить від тривалості впливу.

Серед основних забруднень, що можуть бути присутніми в машинних відділеннях (МВ), є вуглеводні, сірчаний та сірчистий ангідриди. У концентраціях, що перевищують гранично допустимі, вони можуть мати виражену дію на організм людини..

За ДСТ 12.1.005-76 установлені ГПК шкідливих речовин в повітрі робочої зони, для деяких із них приведені у табл. 5.2. Тут клас небезпеки: 1-й –

надзвичайно небезпечні, 2-й – високо небезпечні, 3-й – помірковано небезпечні, 4-й – малобезпечні, агрегатні стани, А – аерозолі, П – пари чи гази.

*Таблиця 5.2.* Гранично припустимі концентрації деяких речовин в повітрі

| Речовина | Величина ГПК | Клас небезпеки | Агрегатний стан |
|---|---|---|---|
| Двоокис азоту | 0,085 | 1 | П |
| Сажа (кіптява) | 0,15 | 1 | А |
| Сірчистий ангідрид | 0,5 | 1 | П |
| Хлор | 1,0 | 2 | П |
| Окис вуглецю | 3,0 | 2 | П |
| Соляна кислота | 5 | 2 | П |
| Окис заліза | 5,5 | 4 | А |
| Ацетон | 200 | 4 | П |

*Освітленість* є важливим параметром, який впливає на ефективність виробничої діяльності, збереження зору, стан центральної нервової системи та загальну безпеку на підприємствах машинобудівної промисловості. Вірно спроектоване і правильно виконане освітлення має важливе значення для нормальних умов роботи.

Частина електромагнітного спектра з довжинами хвиль від 10 до 340 000 нм називається оптичною областю спектра. Вона поділяється на інфрачервоне випромінювання (340 000...770 нм), видиме випромінювання (770...380 нм) і ультрафіолетове випромінювання (380–10 нм). У межах видимого спектра випромінювання різної довжини хвиль викликають різні світлові і колірні відчуття, від фіолетового (400 нм) до червоного (750 нм). Найбільша чутливість зору спостерігається при хвилі довжиною 555 нм (жовто-зелений колір), після чого чутливість зменшується.

Освітлення характеризується як кількісними, так і якісними показниками. Кількісні показники включають: світловий потік, силу світла, освітленість та яскравість.

Частина променистого потоку, яка сприймається оком людини як світло, має назву світловий потік Ф і вимірюється в люменах (лм).

Світловий потік є не тільки фізичним, але й фізіологічним параметром, оскільки його вимірювання ґрунтується на зоровому сприйнятті людини.

На морських суднах застосовується штучне освітлення, і нерівномірність освітлення робочих місць може збільшити стомлюваність органів зору, оскільки постійно змінюється адаптація зору при переході з більш освітленої поверхні на менш освітлену. Присутність тіней на робочих поверхнях та відбиті блискавки від устаткування також створюють несприятливі умови для роботи очей. Найкращий розподіл світла на робочих місцях забезпечується загальним освітленням.

При аварійному освітленні освітленість робочих поверхонь повинна бути не менше 25 % від норми, встановленої для звичайного освітлення, а на сходах трапів та проходах – не менше 5 люмен. Норми освітленості регламентуються діючими стандартами штучного освітлення на судах морського флоту (ДСТ 2506-81). Згідно з цими нормами, на палубі загальне освітлення повинно бути не менше 20 люмен, на шкалах приладів – 75 люмен, а на сходах трапів – 20 люмен.

*Запобігання впливу шуму на виробничий персонал* є важливим аспектом для збереження здоров'я та забезпечення ефективної роботи. Шум визначається як небажаний звук для людини. Звук – це пружні коливання, які поширюються хвилеподібно через твердий, рідкий або газоподібний середовище. Звукові хвилі виникають при порушенні стаціонарного стану середовища, коли на нього впливає певна сила. Внаслідок цього частки середовища починають коливатися щодо свого рівноважного положення, причому швидкість цих коливань набагато менша за швидкість поширення хвилі.

Звукове поле – це область простору, в якій поширюються звукові хвилі. У кожній точці цього поля змінюються в часі тиск і швидкість руху часток повітря. Різниця між миттєвим значенням повного тиску і середнім тиском у спокійному середовищі називається звуковим тиском. Одиниця виміру звукового тиску – паскаль (Па). На слух людина сприймає середнє значення квадрата звукового тиску.

Величини звукового тиску та інтенсивності звуку, з якими часто зустрічаються в практиці боротьби із шумом, можуть змінюватися в широких межах: по тиску – до $10^5$ разів, по інтенсивності – до $10^{16}$ разів. Це створює певні труднощі, адже оперувати такими величинами непросто. Найважливішим є те, що людське вухо реагує не на абсолютне значення інтенсивності, а на відносні зміни. Відчуття, які виникають при різних видах подразників, зокрема шумі, пропорційні логарифму енергії подразника. Саме тому для зручності введені логарифмічні величини — рівні звукового тиску та інтенсивності.

Вухо людини може сприймати чутні коливання тільки в межах частот від 20 Гц до 20 кГц. Коливання з частотами нижче 20 Гц відносяться до інфразвуку, а вище 20 кГц — до ультразвуку, які не сприймаються людським слухом.

У дизельних установках основними джерелами шуму є головні і допоміжні ДВЗ. Найбільшу інтенсивність має шум аеродинамічного походження, що виникає через збурювання навколишньої атмосфери потоками повітря на вході в двигун і на виході випускних газів. Основним джерелом шуму дизеля є шум усмоктування, який генерується навішеним турбонагнітачем. Основним методом зниження цього шуму є установка глушителів шуму.

У системах вентиляції машинного відділення на всмоктуванні зазвичай встановлюють активні глушники з кількома шарами звукоізолюючого матеріалу, які в діапазоні частот від 300 до 5000 Гц здатні зменшити рівень шуму на 20…35 дБ.

У системах газовідводу дизельних установок використовують глушники-іскрогасники. Утилізаційні парогенератори ефективно виконують роль глушників шуму та іскрогасників, знижуючи рівень шуму на 12…15 дБ. Для зниження повітряного шуму застосовують звукоізолюючі кожухи, які зменшують рівень шуму на 10…15 дБ. Для зменшення механічного шуму необхідно зменшувати зазори між деталями та вузлами.

5.2 Розрахунок освітлення в машинному відділенні

Світлотехнічний розрахунок здійснений за методом коефіцієнта використання світлового потоку, згідно з РД5.6077-75 «Освітлення судів. Правила та методи розрахунку». Цей документ визначає правила і методи розрахунку освітлювальних систем на судах, включаючи методику та приклади для визначення кількості світильників і перевірки рівня освітленості в суднових приміщеннях та відкритих просторах (палубах, забортних просторах, зонах посадки в шлюпки та плоти). Для суднових світильників з лампами розжарювання та люмінесцентними лампами надані необхідні дані для виконання розрахунків різними способами.

Освітленість суднових приміщень регулюється «Нормами штучного освітлення на судах морського флоту № 2506-81». Ці норми були розроблені Науково-дослідним інститутом гігієни водного транспорту МОЗ і застосовуються при проектуванні та експлуатації штучного освітлення в приміщеннях і на палубах нових та реконструйованих суден, а також під час модернізації освітлювальних систем морських суден.

Кількість світильників у приміщенні визначається за формулою

$$N = \frac{Ex \cdot kx \cdot Sx \cdot Z}{\Phi x \cdot h},$$

де $N$ – кількість світильників, шт.;

$k$ – коефіцієнт запасу, $(k = 1{,}15 - 1{,}3)$;

$E$ – нормована освітленість;

$S$ – площа освітлення, м$^2$;

$Z$ – коефіцієнт мінімальної освітленості $(Z = 1{,}1)$;

$\Phi$ – сумарний світловий потік ламп, встановлених в одному світильнику, лм;

$h$ – коефіцієнт використання світлового потоку ламп, встановлених у світильнику, обирається із додатку 3 (РД5.6077-75) відповідно до типу світильника, коефіцієнта відображення та індексу приміщення.

$$i = \frac{ax \cdot b}{(a+b)x \cdot h},$$

де $i$ – індекс приміщення;

$a$ – довжина приміщення, м;

$b$ – ширина приміщення, м;

$h$ – висота приміщення, м.

Розрахунок виконаний в табличній формі для світильників виробництва України або Польщі (FAMOR). Результати розрахунку приведені в табл. 5.3.

*Таблиця 5.3.* Розрахунок освітлення катера

| Найменування приміщення | Довжина, м | Ширина, м | Розрахункова висота, м | Розрахункова площа, м$^2$ | Тип освітлення* | Освітлювальна арматура | | | Освітленість | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | Тип світильника | Кіл. и потужність ламп | Кіл. світильників | Норм. | Факт. |
| Кермова рубка | 3,5 | 3,2 | 1,2 | 11,2 | О+А | QZ 4019 | 2x18+15 | 3 | 150 | 176 |
| Коридор | 3,0 | 1,0 | 1,8 | 3,0 | О+А | QZ 4019 | 2x18+15 | 2 | 75 | 98 |
| Тамбур МО | 1,0 | 1,0 | 1,8 | 1,0 | О+А | QZ 4019 | 2x18+15 | 1 | 75 | 116 |
| Туалет | 1,0 | 1,0 | 1,8 | 1,0 | О | СС-328 | 60 | 1 | 30 | 100 |
| Умивальна | 0,5 | 0,5 | 1,8 | 0,25 | О | СС-328 | 60 | 1 | 30 | 200 |
| Комора | 0,5 | 0,5 | 1,8 | 0,25 | О | СС-328 | 60 | 1 | 30 | 200 |
| Пом. пожежогасіння | 0,5 | 0,5 | 1,8 | 0,25 | О | СС-328 | 60 | 1 | 30 | 200 |
| Форпік | 4,0 | 4,5 | 1,4 | 18,0 | О | СС-328 | 60 | 2 | 75 | 77 |
| Салон | 2,5 | 2,5 | 1,4 | 6,3 | О | QZ 4019 | 2x18 | 4 | 150 | 200 |
| Пом. под. їжі | 1,5 | 1,5 | 1,2 | 2,25 | О | СС-34 | 2x18 | 2 | 200 | 280 |
| Каюта 1 чол. | 1,0 | 1,5 | 1,2 | 1,5 | О | QZ 4019 | 2x18 | 2 | 200 | 240 |
| Каюта 3 чол. | 2,5 | 1,0 | 1,2 | 2,5 | О | QZ 4019 | 2x18 | 2 | 200 | 240 |
| Коридор | 3,0 | 0,8 | 2,0 | 2,4 | О+А | QZ 4019 | 2x18+15 | 1 | 75 | 98 |
| Машинне відділення | 6,0 | 4,5 | 1,8 | 28,0 | О | СС-34 | 2x20 | 11 | 100 | 115 |
| Румпельне відділення | 1,0 | 3,0 | 1,0 | 3,0 | О | СС-34 | 2x20 | 2 | 50 | 62 |

*Примітка:* * О – *основне освітлення;* А – *аварійне освітлення.*

5.3 Вплив суднової енергетичної установки на навколишнє середовище

Під час експлуатації суден утворюються побутові та виробничі відходи, скидання яких у водойми завдає значної шкоди довкіллю. Усі забруднення, що виникають на судні, можна поділити на дві основні категорії:

1. Залишки перевезених вантажів.

2. Забруднення, пов’язані з життєдіяльністю екіпажу та пасажирів, такі як стічні води і побутове сміття, а також відходи, що виникають внаслідок роботи суднових механізмів (нафтовмісні льяльні чи підсланцеві води, виробниче сміття).

Окрім цього, на жаль, досі часто трапляються випадки аварійного розливу нафтопродуктів під час бункерування суден або внаслідок різних аварійних ситуацій.

*Нафтомістящі води.*

Під час експлуатації суднових механізмів утворюється специфічний тип відходів — підсланеві нафтовмісні води (НВ), які накопичуються під настилами (льялами) машинних відділень. Основними причинами їх виникнення є витоки води з трубопроводів, арматури, насосів, дейдвудних пристроїв, корпусної обшивки та донної арматури, а також витоки нафтопродуктів під час ремонту механізмів, паливної й масляної апаратури.

Крім того, нафтовмісні води з'являються через потрапляння води під настили під час промивання деталей і механізмів, очищення паливних та масляних цистерн, а також внаслідок аварійних витоків.

Таким чином, обсяг утворення НВ значною мірою залежить від технічного стану обладнання та дотримання правил його експлуатації. Добове накопичення цих вод здебільшого визначається потужністю головного двигуна..

*Стічні води.*

При використанні води на судні для пиття та господарських потреб утворюються стічні води (СВ).

Проблема їх видалення існує з моменту створення перших суден. Тривалий час вона вирішувалася простим скиданням СВ за борт без будь-якої обробки. У суднових екіпажів було поширене переконання, що такі дії не завдають шкоди довкіллю. Це пояснювалося значним розведенням СВ водою водойм і здатністю останніх до природного самоочищення шляхом розкладання забруднень.

Однак цей підхід є хибним, адже він ігнорує загальну проблему забруднення водойм. Хоча водойми мають властивість самоочищення, яка полягає в окисненні та розкладанні шкідливих речовин до безпечного стану, ця здатність залежить від початкового стану води та рівня розчиненого кисню.

Нині якість води в річках і прибережних морських зонах значно погіршилася через стрімкий розвиток міст, промисловості та сільського господарства. Забруднення річок накопичується по всій їхній довжині та зрештою пе-

реноситься у прибережні зони морів. Велика кількість забруднень у воді порушує кисневий баланс водойм, знижуючи їх здатність до самоочищення, а також спричиняє бактеріальне забруднення.

Тому, хоча загальна кількість СВ, що скидаються із судів, значно менша, ніж обсяги стічних вод, які надходять із міських каналізацій, їхній негативний вплив на водойми залишається відчутним. Особливо критична ситуація спостерігається в місцях великого скупчення суден, таких як порти. Це створює нагальну потребу у впровадженні заходів, спрямованих на запобігання скиданню необроблених стічних вод із суден.

*Сміття, побутові і виробничі відходи.*

У процесі виробничої та побутової діяльності на судні утворюються різноманітні тверді й рідкі відходи, які необхідно утилізувати. Побутові тверді відходи виникають у результаті життєдіяльності екіпажу та пасажирів. До них належать папір, ганчір'я, пакувальні матеріали (дерев'яні ящики, консервні банки, скляні пляшки та банки, пластикові флакони від шампуню, дезодорантів тощо), а також харчові залишки. Зазвичай такі відходи збирають у спеціальних контейнерах (баках), розташованих на кормі судна. При цьому харчові відходи зберігаються окремо, щоб уникнути їх змішування з іншим сміттям. Скляну тару також збирають окремо, поміщаючи її в спеціальні ящики.

Експлуатаційні тверді відходи, такі як дрантя, тканинні, синтетичні та паперові фільтри, деревина, гума тощо, утворюються під час обслуговування суднових механізмів. Основну частину цих відходів становить промаслене дрантя, яке зазвичай зберігають у спеціальних металевих контейнерах, розташованих в машинному відділенні судна.

# ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

Кваліфікаційна робота включає в себе комплекс розрахунків, розробок і технічно обґрунтованих рішень, які мають перспективу практичного застосування. В процесі роботи було здійснено глибокий аналіз і модернізацію системи наддуву двигунів, що дозволяє значно покращити їх технічні та експлуатаційні характеристики.

У спеціальній частині кваліфікаційної роботи проведено розрахунки зовнішніх швидкісних характеристик двигуна з комбінованим наддувом і з вільним газотурбінним наддувом. Отримані залежності показали, що в усьому діапазоні низьких навантажень потужність двигуна з комбінованим наддувом, обладнаного механічним компресором, збільшується на 85...90 %. Крім того, на цих навантаженнях спостерігається зниження температури газів, що надходять до турбіни турбокомпресора, завдяки підвищенню коефіцієнта надлишку повітря.

Збільшення потужності на низьких навантаженнях позитивно впливає на динаміку і маневреність патрульного катера, що є суттєвою перевагою під час виконання бойових завдань. Використання механічного компресора в ролі першого ступеня стиснення повітря забезпечило значне підвищення коефіцієнта надлишку повітря, що, у свою чергу, призвело до зменшення викидів шкідливих речовин у навколишнє середовище та збільшення ресурсу двигуна до капітального ремонту.

Економічна ефективність модернізації системи наддуву була підтверджена проведеним техніко-економічним обґрунтуванням. Річний економічний ефект від реалізації проекту становить близько 2,7 млн. грн. завдяки зниженню питомої ефективної витрати палива. Термін окупності проєкту оцінюється приблизно у 9 місяців, що свідчить про його високий економічний потенціал.

Запропонована схема двоступеневого комбінованого наддуву з усіма її агрегатами повністю відповідає технічним вимогам і є придатною для інтеграції в машинне відділення патрульного катера. Її впровадження дозволить підвищити ефективність роботи судна та сприятиме покращенню його екологічної безпеки.

# ЛІТЕРАТУРА


1. Правила класифікації та побудови малих суден. Регістр судноплавства України. – Київ, 2002.
2. Caterpillar C18 Marine Propulsion. 2003. – 4 p.
3. Marine Engine Selection Guide. Caterpillar Marine Power Systems. 2008. – 98 p.
4. Caterpillar Engine. Operation and Maintenance Manual. 2007. – 101 p.
5. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
6. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
7. Minchev D. Tutorial «Blitz-PRO», 2018. – 84 p.
8. Швець І. А. Методичні вказівки щодо виконання курсового проекту з дисципліни «Газова динаміка та агрегати наддуву» студентами денної та заочної форми навчання. – Первомайськ: ППІ НУК. – 65 с.
9. Кузнєцов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.
10. Березуцький В. В. Основи охорони праці. – Х.: Факт, 2005. – 480 с.

| Поз. | Найменування | Кіл. | Примітка |
|---|---|---|---|
| | | | |
| | Моторний відсік | | |
| | | | |
| 1 | Головний двигун С18 №1 | 1 | Caterpillar |
| | | | Ne=847 кВт |
| | | | |
| 2 | Головний двигун С18 №2 | 1 | Caterpillar |
| | | | Ne=847 кВт |
| | | | |
| 3 | Редуктор реверсивний ZF 500 A №1 | 1 | ZF Marine GmbH |
| | | | |
| 4 | Редуктор реверсивний ZF 500 A №2 | 1 | ZF Marine GmbH |
| | | | |
| 5 | Дизель-генератор С2.2 | 1 | Caterpillar |
| | | | Ne=17,5 кВт |
| | | | |
| 6 | Пожежний насос ВТ 502/3 (№2) | 1 | Q=20 $м^3$/ч |
| | | | P=0,3 МПа |
| | | | (3 $кгс/см^2$) |
| | | | |
| 7 | Блок управління дизель-редукторним агрегатом | 2 | |
| | | | |
| 8 | Акумуляторна батарея ГД №1 | 2 | С=140 А·ч |
| | | | |
| 9 | Акумуляторна батарея ГД №2 | 2 | С=140 А·ч |
| | | | |
| 10 | Акумуляторна батарея ДГ | 1 | С=140 А·ч |

| Поз. | Найменування | Кіл. | Примітка |
|---|---|---|---|
| | | | |
| 11 | Водяний затвор ДГ | 1 | |
| | | | |
| 12 | Паливоперекачувальний ручний насос | 1 | Q=40 л/хв. |
| | SUPER LARIO SL2/G1” | | |
| | | | |
| 13 | Фільтр-вологовідділювач ДГ | 1 | |
| | | | |
| 14 | Електровентилятор осьовий | 1 | V=1320 м$^3$/ч |
| | | | H=140 Па |
| | | | |
| 15 | Каністра поліетиленова | 5 | V=20 л |
| | | | |
| 16 | ГРЩ | 1 | |
| | | | |
| 17 | Кінгстон $D_y$ 80 | 2 | |
| | | | |
| 18 | Кінгстон $D_y$ 50 | 1 | |
| | | | |
| 19 | Фільтр-вологовідділювач ГД | 2 | |
| | | | |
| 20 | Фільтр забортной воды типа ФЗВ, $D_y$ 80 | 2 | |
| | | | |
| 21 | Фільтр забортної води типу ФЗВ, $D_y$ 50 | 1 | |
| | | | |
| 22 | Пінний вогнегасник | 1 | V=2 л |
| | | | |

Форма 7
ОСТ 5.0240-78

Подп. и дата | Инв.№ дубл. | Взам.инв.№ | Подп. и дата | Инв.№ подл.

| Зм. | Лист | № докум. | Підп. | Дата | КРМ.142.6221мз.02.01 | Лист 103 |
|---|---|---|---|---|---|---|

| Поз. | Найменування | Кіл. | Примітка |
|---|---|---|---|
| | | | |
| 23 | Генератор вогнегасного аерозолю судновий | 3 | |
| | СОТ-2М-ОМ5 за ТУ 4854-022-31000666-98 ІЕ | | |
| | | | |
| 24 | Вогнегасник вуглекислотний ОУ-2 за | 1 | |
| | ТУ У 03954616.001-96 | | |
| | | | |
| 25 | Газохід ГД №1 | 1 | |
| | | | |
| 26 | Газохід ГД №2 | 1 | |
| | | | |
| 27 | Валопровід | 2 | |
| | | | |
| 28 | Грілка електрична із вимикачем і термореле | 1 | |
| | потужністю 0,8 кВт | | |
| | | | |
| 29 | Табло світлове “ГАЗ! НА ВИХІД!” | 1 | |
| | | | |
| 30 | Електронна сирена | 1 | |
| | | | |
| 31 | Трансформатор | 1 | |
| | | | |
| 32 | Ящик с інструментами | 1 | |
| | | | |
| 33 | Корзина для шлангу | 1 | |
| | | | |
| | | | |

Форма 7
ОСТ 5.0240-78

Подп. и дата

Инв.№ дубл.

Взам.инв.№

Подп. и дата

Инв.№ подл.

| Зм. | Лист | № докум. | Підп. | Дата | КРМ.142.6221мз.02.01 | Лист 104 |
|---|---|---|---|---|---|---|

| Поз. | Найменування | Кіл. | Примітка |
|---|---|---|---|
| | | | |
| 34 | Випрямно-зарядний пристрій | 1 | |
| | SKYLLA TG 24/100 | | |
| | | | |
| 35 | Розподільчий щит 3Е | 1 | |
| | | | |
| 36 | Гальмо з ручним приводом | 2 | |
| | | | |
| 37 | Ручний насос викачки масла із картера ДГ | 1 | Caterpillar |

Форма 7
ОСТ 5.0240-78

Подп. и дата

Инв.№ дубл.

Взам.инв.№

Подп. и дата

Инв.№ подл.

| Зм. | Лист | № докум. | Підп. | Дата | КРМ.142.6221мз.02.01 | Лист 105 |
|---|---|---|---|---|---|---|

| Поз. | Найменування | Кіл. | Примітка |
|---|---|---|---|
| | | | |
| 1 | Двигун Caterpillar C18 | 1 | |
| | | | |
| | | | |
| 2 | Механічний компресор Eaton M122 | 1 | |
| | | | |
| | | | |
| 3 | Фільтр | 2 | |
| | | | |
| | | | |
| 4 | Турбокомпресор BW K44 | 1 | |
| | | | |
| | | | |
| 5 | Охолоджувач наддувочного повітря | 1 | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

Форма 7
ОСТ 5.0240-78

Подп. и дата

Инв.№ дубл.

Взам.инв.№

Подп. и дата

Инв.№ подл.

| Зм. | Лист | № докум. | Підп. | Дата | КРМ.142.6221мз.02.03 | Лист 106 |
|---|---|---|---|---|---|---|