

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ  
УНІВЕРСИТЕТ**

**АВРАМЕНКО Андрій Миколайович**



УДК 621.43.062 (04)

**НАУКОВІ ОСНОВИ РОЗВ'ЯЗАННЯ СПРЯЖЕНИХ ЗАДАЧ  
ТЕРМОГАЗОДИНАМІКИ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ГОМОГЕННОГО  
ПРОЦЕСУ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА**

05.05.03 – двигуни та енергетичні установки

14 – електрична інженерія

**АВТОРЕФЕРАТ**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

**ХАРКІВ – 2020**

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано у відділі водневої енергетики Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України та на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння Харківського національного автомобільно-дорожнього університету Міністерства освіти і науки України.

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор  
**Абрамчук Федір Іванович**,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор  
**Тимошевський Борис Георгійович**,  
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв,  
завідувач кафедри двигунів внутрішнього згоряння

доктор технічних наук, професор  
**Білогуб Олександр Віталійович**,  
Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського “Харківський авіаційний інститут”, м. Харків, професор кафедри конструкції авіаційних двигунів

доктор технічних наук, професор  
**Полів’ячук Андрій Павлович**,  
Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова, м. Харків,  
професор кафедри інженерної екології міст

Захист відбудеться “\_\_\_” \_\_\_\_\_ 2020 р. о \_\_\_\_\_ годині на засіданні спеціалізованої Вченої ради Д 64.059.01 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті Міністерства освіти і науки України за адресою: 61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25, конференц-зал.

З дисертацією можна ознайомитися у науково-технічній бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, Україна) та на сайті університету:

Автореферат розісланий “\_\_\_” \_\_\_\_\_ 2020 року

Учений секретар  
спеціалізованої Вченої ради,  
кандидат технічних наук, доцент



Р.В. Смолянук

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Останнім часом основна увага в сучасному двигунобудуванні приділяється проблемам поліпшення економічних та екологічних показників дизельних двигунів при забезпеченні заданого моторесурсу. Жорсткість вимог до токсичності відпрацьованих газів (ВГ) дизельних двигунів викликає необхідність при розробці нової модифікації двигуна вирішувати ряд компромісних задач, які неминуче впливають на його паливно-економічні показники.

Удосконалення конструкції та показників дизельних двигунів й, відповідно, розрахунково-теоретична та експериментальна оцінка показників робочого циклу вимагають значних матеріальних витрат.

Розв'язання спряжених задач термогазодинаміки дозволяє значно скоротити вплив різних факторів на опис граничних умов (ГУ) при математичному моделюванні теплонапруженого стану деталей камери згоряння (КЗ), який пов'язаний з вибором ділянок, на яких задаються ГУ, описом самих ГУ та характером їх зміни при зміні режиму роботи двигуна.

Використання сучасних програмних комплексів дозволяє розрахунковим шляхом оцінювати економічні та екологічні показники ДВЗ ще на стадії проектування, що дає можливість істотно скоротити строки створення й доведення нової модифікації двигуна.

Організація робочого циклу дизельного двигуна з гомогенним сумішоутворенням та згорянням Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) дозволяє підвищити екологічні показники двигуна, але регулювання потужності та доведення робочого циклу, особливо дослідження циклу з використанням чисельних методів викликає значні складнощі.

Тому розробка єдиного методологічного підходу до вирішення цієї проблеми є актуальною науково-технічною проблемою.

Дослідженням робочих процесів HCCI двигунів займалися такі вчені, як проф. Rolf D. Reitz (США), J.Chauvin (Франція) та інші. В роботах цих авторів основна увага приділялася питанням, пов'язаним з організацією робочого циклу HCCI двигуна та вибором раціональних налаштувань паливної апаратури. В роботах проф. М.Д. Чайнова увага приділялася розв'язанню спряжених задач термогідродинаміки у порожнинах охолодження головок циліндрів ДВЗ та аналізу теплового стану деталей КЗ. При цьому невизначеними залишалися питання, пов'язані з розв'язанням спряжених задач термогазодинаміки у КЗ при моделюванні теплонапруженого стану деталей КЗ з урахуванням динаміки процесів у циліндрі дизельного двигуна. Особливо при моделюванні процесів в КЗ HCCI двигуна.

Оскільки інформація про вирішення кола окреслених питань саме таким шляхом у літературних джерелах практично відсутня, то тему та відповідні дослідження, які складають зміст дисертації, слід вважати актуальними.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконана у відділі водневої енергетики Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України та на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння Харківського національного автомобільно-дорожнього університету МОН України.

Тема дисертаційної роботи безпосередньо пов'язана з дослідженнями, що проводилися за держбюджетними та госпдоговірними темами. Здобувач був відповідальним виконавцем таких тем, науково-дослідних робіт та проектів: “Біологічні ресурси і новітні технології біоенергоконверсії” (ДР № 0113U003754); “Підвищення ефективності використання моторних палив з відновлювальних джерел на транспортних засобах в Україні” (ДР № 0115U001554).

**Мета і завдання дослідження.** Метою роботи є розв'язання спряжених задач термогазодинаміки при моделюванні робочого процесу дизельного двигуна шляхом використання циклу НССІ для підвищення паливно-економічних та екологічних показників дизельних двигунів зі зниженням рівня теплонапруженого стану деталей КЗ.

Для досягнення цієї мети вирішувалися наступні завдання:

1. Удосконалити комплекс моделей для розв'язання спряжених задач термогазодинаміки при моделюванні теплонапруженого стану деталей КЗ дизельних двигунів з повітряним і рідинним охолодженнями.

2. Розробити метод чисельного моделювання процесів теплообміну в порожнинах охолодження головки циліндра дизельного двигуна, проаналізувати переваги спільного дослідження теплообмінних процесів у порожнинах охолодження з урахуванням динаміки процесів у циліндрі дизельного двигуна.

3. Розробити методологію розв'язання контактних задач, з використанням методу скінчених елементів (МСЕ), для дослідження й поліпшення умов роботи ущільнення між опорним буртом головки циліндра й циліндром для дизельних двигунів з повітряним охолодженням, що враховує особливості спільної термомеханічної деформації контактуючих поверхонь, які формують ущільнення.

4. Розробити метод теоретичних досліджень процесів роботи дизельного двигуна з урахуванням факторів термодинамічної і гідродинамічної незрівноваженості, зумовлених особливостями робочих процесів, характерними для реальних умов експлуатації дизельних двигунів транспортного призначення.

5. Розробити методологію чисельного моделювання робочого циклу НССІ двигуна, враховуючи локальний розподіл палива й повітря по циліндру й особливості процесу запалення гомогенної паливоповітряної суміші та термомеханічну деформацію деталей КЗ.

6. Розробити метод багатопараметричних експериментальних досліджень паливно-економічних, екологічних і ресурсних показників дизельних двигунів, що дозволяє одночасно оцінювати вплив режимних факторів на зазначені показники дизельного двигуна.

7. Визначити вплив особливостей робочого циклу НССІ двигуна на рівень теплонапруженого стану деталей КЗ.

8. Розробити шляхи поліпшення паливно-економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів.

**Об'єкт дослідження** – робочі процеси дизельного та НССІ двигунів, процеси упорскування та розпилювання палива, процеси теплопередачі в деталях КЗ дизельного та НССІ двигунів, поля температур і термомеханічних напружень в деталях КЗ.

**Предмет дослідження** – спряжені задачі термогазодинаміки при моделюванні робочого процесу дизельного та НССІ двигунів, паливно-економічні та екологічні показники дизельних двигунів, показники теплонапруженого стану деталей КЗ.

**Методи дослідження:** методи чисельного моделювання процесів теплопровідності та напруженості, методи чисельного моделювання процесів упорскування та розпилювання палива, методи моделювання процесів утворення шкідливих речовин; експериментальні методи застосовані для дослідження теплового стану головки циліндра та поршня, реєстрації індикаторних діаграм та токсичності ВГ. Основні методи проведеного експериментального дослідження – термометрія та індиціювання з використанням датчика тиску тензометричного типу. Розрахункові методи використовувались для моделювання робочого циклу дизельного та НССІ двигунів та розв'язання спряжених задач термогазодинаміки.

**Наукова новизна одержаних результатів:**

1. Вперше розроблено методологію розв'язання контактних задач з використанням методу скінчених елементів (МСЕ) для дослідження й поліпшення умов роботи ущільнення між опорним буртом головки циліндра й циліндром для дизельних двигунів з повітряним охолодженням. Це дало змогу підвищити точність результатів моделювання шляхом урахування: особливостей процесів тепломасообміну у КЗ та порожнинах охолодження; їх взаємовпливу й особливостей спільної термомеханічної деформації контактуючих поверхонь. На основі цього розроблено комплекс заходів щодо підвищення ефективності та надійності роботи дизельного двигуна. Встановлено фактори, що впливають на умови роботи ущільнення в нормальних умовах експлуатації, основними з яких є рівень контактних тисків між опорним буртом головки циліндра й циліндром, а також значення температур і термомеханічних деформацій деталей КЗ й силових шпильок в широкому діапазоні зміни режимних параметрів.

2. Вперше, з використанням методу скінчених об'ємів (МСО) та МСЕ, розроблено метод чисельного моделювання процесу теплообміну в порожнинах охолодження головки циліндра дизельного двигуна шляхом розв'язання спряжених задач термогазодинаміки з урахуванням нестационарних процесів тепломасообміну в циліндрі дизельного двигуна при роботі на різних режимах експлуатації, що дозволило підвищити точність та адекватність результатів моделювання.

3. Отримав подальший розвиток та удосконалений метод опису ГУ при розв'язанні задач механіки та теплопровідності при моделюванні теплонапруженого стану деталей КЗ дизельних двигунів з повітряним і рідинним охолодженнями шляхом використання запропонованого методу розв'язання спряжених задач термогазодинаміки.

4. Удосконалено метод теоретичних досліджень процесів роботи дизельного двигуна з урахуванням факторів термодинамічної і гідродинамічної незрівноваженості, зумовлених особливостями робочих процесів, пов'язаних з дисипативними та іншими явищами, характерними для реальних умов експлуатації дизельних двигунів транспортного призначення.

5. Вперше розроблено методологію чисельного моделювання з використанням МСО процесу НССІ двигуна з урахуванням термомеханічних деформацій деталей КЗ в реальних умовах експлуатації.

6. Вперше запропоновано метод комплексного аналізу та шляхів підвищення інтегральних паливно-економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів, що враховує взаємовплив ефективних, екологічних та ресурсних показників двигуна.

7. Вперше сформульовані теоретичні основи реалізації робочого циклу НССІ двигуна з урахуванням термомеханічних деформацій деталей КЗ. Стосовно до автотракторного та тепловозного дизельних двигунів використання циклу НССІ дозволило вирішити багатокритеріальну компромісну проблему: знизити рівень викидів  $\text{NO}_x$  та масовий викид сажі з ВГ, а також підвищити ресурсні показники за фактором обмежень, зумовлених рівнем теплонапруженого стану елементів КЗ.

#### **Практичне значення одержаних результатів:**

1. Розроблено методологію математичного моделювання тепломасообмінних процесів у порожнинах охолодження головок циліндрів дизельних двигунів з урахування динаміки процесів у КЗ.

2. Запропоновані способи поліпшення умов роботи теплонапружених деталей КЗ, які захищені патентами України.

3. Виявлені резерви зниження емісії оксидів азоту та твердих часточок з ВГ дизельних двигунів, шляхом реалізації робочого циклу з гомогенним сумішоутворенням та згорянням – НССІ зі зменшеними локальними температурами та збільшеною повнотою згоряння палива.

4. Розроблено рекомендації з підвищення паливно-економічних, екологічних і ресурсних показників дизельних двигунів, що дозволило знизити рівень викидів  $\text{NO}_x$  більш ніж на 20 %, знизити температуру поршня та головки циліндрів на 15-20 °С, та знизити питому витрату палива на 2-5 %.

Зазначені результати передані для впровадження і використання в ТОВ “НВП Дизель Груп”, м. Харків, Науково-технічний центр Інженерної академії України, м. Харків, ТОВ "ЗАПОРІЗЬКИЙ ТЕПЛОВОЗОРЕМОНТНИЙ ЗАВОД", м. Запоріжжя, ДП “Житомирський бронетанковий завод”, Компанія X-Motors, м. Харків, а також використовуються у навчальному процесі при підготовці студентів спеціальності 142 “Енергетичне машинобудування”, спеціалізації “Двигуни внутрішнього згоряння”, а також в практиці науково-дослідних робіт, що проводяться на кафедрі ДВЗ ХНАДУ та ПІМаш ім. А.М. Підгорного НАН України.

#### **Особистий внесок здобувача.**

Основні положення дисертації здобувачем розроблені особисто.

Серед них:

– розроблено методологію уточнення опису спряжених задач термогазодинаміки при моделюванні теплонапруженого стану деталей КЗ дизельних двигунів з повітряним і рідинним охолодженнями, що дозволило зменшити суб’єктивний внесок при моделюванні теплонапруженого стану деталей КЗ та підвищити точність та достовірність розрахунків на 15-30 % в залежності від наявних експериментальних даних [10, 12, 16, 18, 20];

– розроблено метод теоретичних досліджень процесів роботи дизельного двигуна з урахуванням факторів термодинамічної і гідродинамічної незрівноваженості у КЗ та порожнинах охолодження, зумовлених особливостями теплообмінних про-

цесів, характерними для реальних умов експлуатації широкого кола дизельних двигунів транспортного та стаціонарного призначень [13, 20, 22];

– розроблено методологію розв’язання контактних задач для дослідження й поліпшення умов роботи ущільнення між опорним буртом головки циліндра й циліндром, що враховує особливості процесів тепломасообміну у КЗ та порожнинах

– охолодження і їх взаємовплив та особливості спільної термомеханічної деформації контактуючих поверхонь, що дозволило розробити комплекс заходів, реалізація яких дозволить підвищити ефективність і надійність роботи дизельного двигуна [6, 7, 9];

– встановлено фактори, що впливають на умови роботи ущільнення між опорним буртом головки циліндра й циліндром для дизельних двигунів з повітряним охолодженням в нормальних умовах експлуатації, основними з яких є рівень контактних тисків між опорним буртом головки циліндра й циліндром, а також рівень температур і термомеханічних деформацій деталей КЗ й силових шпильок в широкому діапазоні зміни режимних параметрів [1];

– запропоновано методологію чисельного моделювання робочого циклу НССІ двигуна, яка враховує локальний розподіл палива й повітря по циліндру й особливості процесу запалення гомогенної паливоповітряної суміші та вплив термомеханічної деформації деталей КЗ на процеси, що протікають в циліндрах [14, 15, 23];

– розроблено метод чисельного моделювання процесу теплообміну в порожнинах охолодження головки циліндра дизельного двигуна шляхом розв’язання спряжених задач термогазодинаміки з урахуванням нестаціонарних процесів тепломасообміну в циліндрі дизельного двигуна при роботі на різних режимах експлуатації; використання розробленого методу дозволяє підвищити точність та достовірність результатів чисельного моделювання [1, 20, 30, 31];

– розроблено метод експериментальних досліджень паливно-економічних, екологічних і ресурсних показників дизельних двигунів, що дозволив одночасно оцінювати вплив режимних факторів на паливно-економічні, екологічні й ресурсні показники дизельного двигуна, після узагальнення результатів це дало можливість розробити критерії для верифікації спряжених задач термогазодинаміки стосовно дизельних двигунів з повітряним охолодженням [24, 36];

– отримано залежність зниження емісії оксидів азоту з ВГ та твердих часточок при застосуванні гомогенного сумішоутворення та згоряння при реалізації робочого циклу зі зниженими локальними температурами та збільшенні повноти згоряння палива [1, 18];

– показано, що для НССІ двигуна 2Ч10,5/12 при застосуванні гомогенного сумішоутворення та згоряння знижується рівень теплового навантаження на деталей КЗ та зменшуються градієнти температур, що дало змогу при роботі на режимі номінальної потужності знизити максимальну температуру поршня на 20 °С, а вогневого днища головки циліндра на 15 °С та знизити рівень термомеханічних напружень в середньому на 5 % [1, 39];

– показано, що для НССІ двигуна 16ЧН26/27 при застосуванні гомогенного сумішоутворення та згоряння знижується рівень теплового навантаження на деталей КЗ та зменшуються градієнти температур, що дало змогу при роботі на режимі номінальної потужності знизити максимальну температуру поршня на 10 °С, а вогне-

вого днища головки циліндра на 15 °С та знизити рівень термопружних напружень в середньому на 10-15 % [1, 23];

– розроблено інтегральний показник, який враховує взаємовплив показників токсичності, ефективного ККД та ресурсних показників на характеристику дизельного двигуна при роботі на експлуатаційних режимах [1];

– виконано обробку результатів всіх експериментів, що представлені в роботі [1, 40].

### **Апробація результатів дисертації.**

Результати дисертаційного дослідження доповідались та обговорювались на: міжнародних конгресах двигунобудівників (2008, 2009, 2010, рр., с. Рибаче); Міжнародних конгресах двигунобудівників (2015, 2018 р., с.м.т. Коблево, Миколаївська обл.); міжнародній науково-практичній конференції “Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров’я” MicroCAD (2010, 2011, 2013, 2018 рр.); міжнародній науково-практичній конференції “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців” – 2016. – Харків: ХНАДУ; міжнародній науково-практичній конференції “TECHNICS TECHNOLOGIES EDUCATION SAFETY” – 2018. – Sofia, Bulgaria; international scientific conference "MODERN SCIENTIFIC CHALLENGES AND TRENDS" - Warsaw, Poland, 2018; міжнародній науково-практичній конференції “Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні” – 2019. – Харків: ХНАДУ.

**Публікації.** Дисертантом за матеріалами роботи опубліковано 44 наукових праці (загальним обсягом 26,3 умовних друкованих аркушів), 12 з яких одноосібні, у тому числі 1 одноосібна монографія. 6 статей надруковано в виданнях, які входять до міжнародних наукометричних баз SCOPUS та Web of Science Core Collection, 24 статті – у фахових виданнях за переліком МОН України, 6 статей - в іноземних фахових виданнях, 8 тез доповідей на конференціях. За матеріалами дослідження отримано 2 патенти України на винахід та 2 патенти України на корисну модель.

**Обсяг і структура роботи.** Дисертація складається з вступу, 6 розділів, висновків, 3 додатків. Повний обсяг дисертації складає 352 сторінки; з них 202 ілюстрації за текстом; 28 ілюстрацій на 12 сторінках; 39 таблиць за текстом; 5 таблиць на 5 сторінках; 3 додатки на 19 сторінках; 307 найменувань використаних літературних джерел на 33 сторінках.

## **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ**

**У вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертації з урахуванням тенденцій розвитку двигунобудування, зокрема використання технології чисельного моделювання процесів у дизельних двигунах. Викладено наукову новизну і практичну цінність отриманих результатів, показано апробацію роботи.

**У першому розділі** розглянуті сучасні розрахунково-теоретичні методи дослідження та підвищення паливно-економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів. Наведено огляд можливостей сучасних чисельних методів, реалізованих в програмних продуктах компанії AVL. Також наведена структура досліджень для комплексного вивчення процесів тепломасообміну у дизельних двигунах та поліпшення їх паливно-економічних, екологічних й ресурсних показників. В ро-



боті розглянуто штатні (що знаходяться у серійному виробництві) модифікації авто-тракторного 2Ч10,5/12 та тепловозного 16ЧН26/27 двигунів та їх модернізовані версії (НССІ двигуни). У цьому розділі висвітлено сучасні підходи до організації робочих процесів дизельних двигунів та межі ефективної роботи НССІ двигуна.

**У другому розділі** розглядається структура досліджень, постановка і методологія розв'язання спряжених задач термогазодинаміки, наведено математичний опис процесу теплообміну між робочим тілом та стінками КЗ при розв'язанні спряженої задачі термогазодинаміки.

Запропоновано підхід, відповідно до якого розв'язується спряжена задача: розрахунок робочого процесу дизельних та НССІ двигунів з наступним одержанням розподілу граничних умов задачі теплопровідності по теплообмінній поверхні деталей камери згоряння, характером їхньої зміни й значеннями граничних умов. Потім ці дані використовуються при описі граничних умов для моделювання теплонапруженого стану деталей камери згоряння дизельних та НССІ двигунів на досліджуваному режимі.

На рис. 1 наведено схему зміни температури в газі, охолоджуючій рідині та стінці КЗ головки циліндра при описі спряженої задачі термогазодинаміки.

Наведено методологію, основні етапи та результати чисельного моделювання процесів упорскування та розпилювання палива в дизельних двигунах. Наведено методику чисельного моделювання процесу течії палива в розпилювачі форсунки автотракторного та тепловозного дизельних двигунів. Вивчено умови виникнення гідродинамічної кавітації у соплових отворах розпилювача форсунки та зроблено рекомендації з поліпшення умов його роботи.

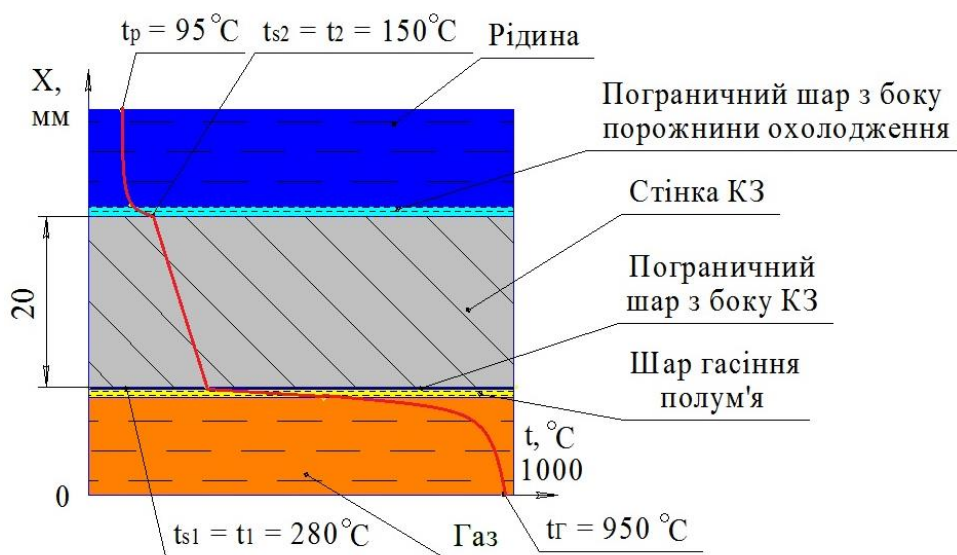


Рисунок 1 – Схема зміни температур в газі, охолоджуючій рідині та стінці КЗ головки циліндра при описі спряженої задачі термогазодинаміки

В розділі наведено характеристику розрахункових методів та основні рівняння математичних моделей. Для чисельного моделювання процесів упорскування та розпилювання палива в дизельних двигунах та робочих циклів дизельного та НССІ двигунів використовувалися наступні математичні моделі та рівняння.

Рівняння Нав'є-Стокса у тензорних позначеннях

$$\rho \left( \frac{\partial v_i}{\partial t} + v_k \frac{\partial v_i}{\partial x_k} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left\{ \eta \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_k} + \frac{\partial v_k}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ik} \frac{\partial v_l}{\partial x_l} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \zeta \frac{\partial v_l}{\partial x_l} \delta_{ik} \right), \quad (1)$$

де  $\eta$  – коефіцієнт динамічної в'язкості (зсувна в'язкість);  $\zeta$  – об'ємна в'язкість;  $\delta_{ik}$  – дельта Кронекера;  $i = 1, 2, 3$ ;  $t$  – час;  $\rho$  – щільність.

Рівняння нерозривності

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u}) = 0, \quad (2)$$

де  $\vec{u}$  – швидкість газу.

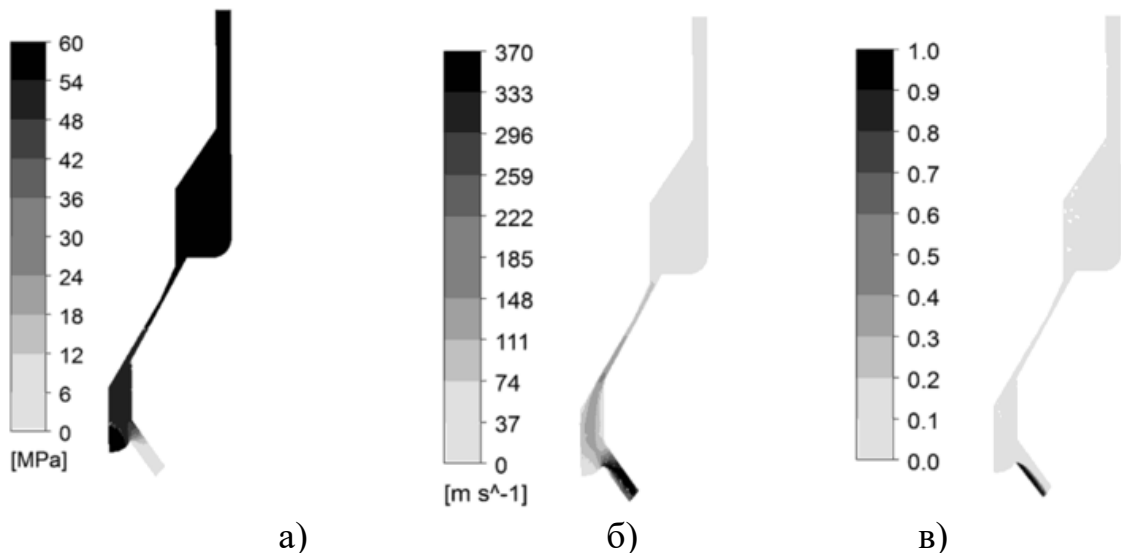
Моделі k- $\epsilon$  турбулентності:

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k, \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon. \end{cases} \quad (3)$$

де  $k$ ,  $\epsilon$  – щільність та швидкість дисипації енергії турбулентних вихорів.

При чисельному моделюванні задавалися такі ГУ: тиск дизельного палива на вході в розпилювач 60 МПа, а на виході із соплових отворів розпилювача – умови витікання в КЗ (тиск і температура в КЗ описувалися на основі результатів експерименту та моделювання робочого процесу).

Результати чисельного моделювання процесу течії палива в проточній частині розпилювача форсунки представлені на рис. 2.



а – розподіл тиску палива; б – розподіл швидкості потоку; в – розподіл об'ємної частки парової фази

Рисунок 2 – Результати чисельного моделювання процесу течії палива в проточній частині розпилювача форсунки (розрахунковий варіант із радіусом сполучення між сопловим отвором і корпусом розпилювача  $R = 0,015$  мм)

Також у роботі враховувався теплообмін між робочими тілами й стінками розпилювача (задавалася температура стінок і палива – за статистичним даними для досліджуваного режиму) і шорсткість стінок.

У цьому розділі наведено методику та результати моделювання процесів розпилювання палива у КЗ автотракторного та тепловозного дизельних двигунів. Зроблено висновки про вплив режимних та конструктивних факторів на умови упорскування та розпилювання дизельного палива.

Визначено комплекс математичних моделей для моделювання робочих циклів дизельного та НССІ двигунів. Наведено етапи чисельного моделювання робочих циклів дизельних та НССІ двигунів.

Основні етапи чисельного моделювання робочого циклу дизельного двигуна:

- синтез розрахункової області, що описує конфігурацію КЗ;
- синтез розрахункової сітки, адаптація розрахункової сітки, локальне згущення;
- опис крайових умов: рухомі границі, нерухомі границі, параметри навколишнього середовища й початкові параметри в циліндрі двигуна;
- тестові розрахунки (у плоскій і тривимірній постановках), уточнення крайових умов за результатами експерименту;
- чисельне моделювання робочого циклу у тривимірній постановці, аналіз результатів.

Розрахункові сітки, що описують конфігурацію КЗ та впускних і випускних каналів з клапанами, наведено на рис. 3.

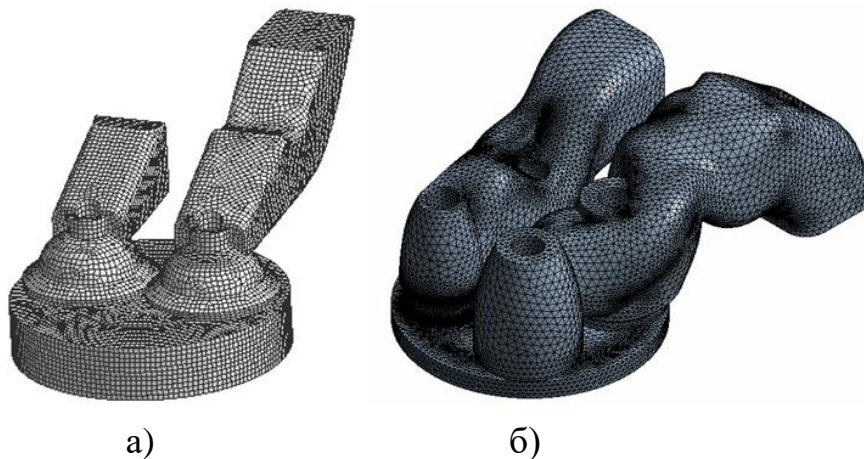


Рисунок 3 – Розрахункові сітки, що описують конфігурацію КЗ та впускних і випускних каналів з клапанами: а – для дизельного двигуна 2Ч10,5/12; б - для дизельного двигуна 16ЧН26/27

Розрахункова сітка, що описує конфігурацію КЗ, впускних, випускних каналів з клапанами, для дизельного двигуна 2Ч10,5/12 має 305 150 розрахункових комірок, а поблизу рухомих границь висота першого проміжного шару дорівнює 0,1 мм. Розрахункова сітка, що описує конфігурацію КЗ, впускних, випускних каналів з клапанами, для дизельного двигуна 16ЧН26/27 має 4 236 420 розрахункових комірок, а поблизу рухомих границь висота першого проміжного шару дорівнює 0,1 мм.

Схему задання ГУ при моделюванні робочого циклу двигуна наведено на рис. 4.

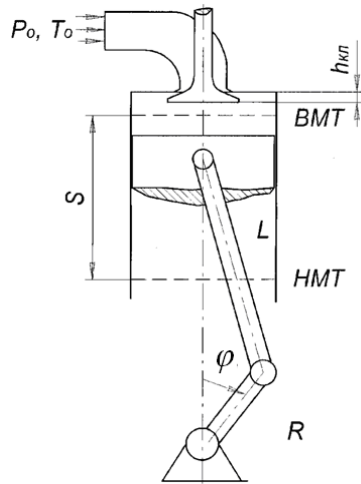


Рисунок 4 – Схема задання ГУ при моделюванні робочого циклу двигуна

При чисельному моделюванні робочого циклу задавалися температура та тиск повітря на вході у впускний канал, склад газів в циліндрі двигуна з урахуванням залишкових газів, закони переміщення впускних та випускних клапанів та руху поршня (з урахуванням конструктивних особливостей кривошипно-шатунного механізму), закон паливоподачі, кут випередження упорскування палива, теплофізичні властивості палива, конструктивні параметри розпилювача паливної форсунки, циклова подача палива, початкова температура стінок КЗ, шорсткість поверхонь та умови на випуску.

У третьому розділі наведено етапи та результати чисельного моделювання процесів тепломасообміну у системах охолодження дизельних двигунів. На рис. 5 та 6 наведено результати чисельного моделювання процесу обдування циліндра та головки циліндра двигуна 2Ч10,5/12 потоком охолоджуючого повітря при роботі двигуна на режимі номінальної потужності.

Згідно з результатами, наведеними на рис. 5 (а), швидкість охолоджуючого повітря при обдуванні циліндра змінюється в середньому від 20 до 40 м/с, а в локальних областях досягає 50 м/с.

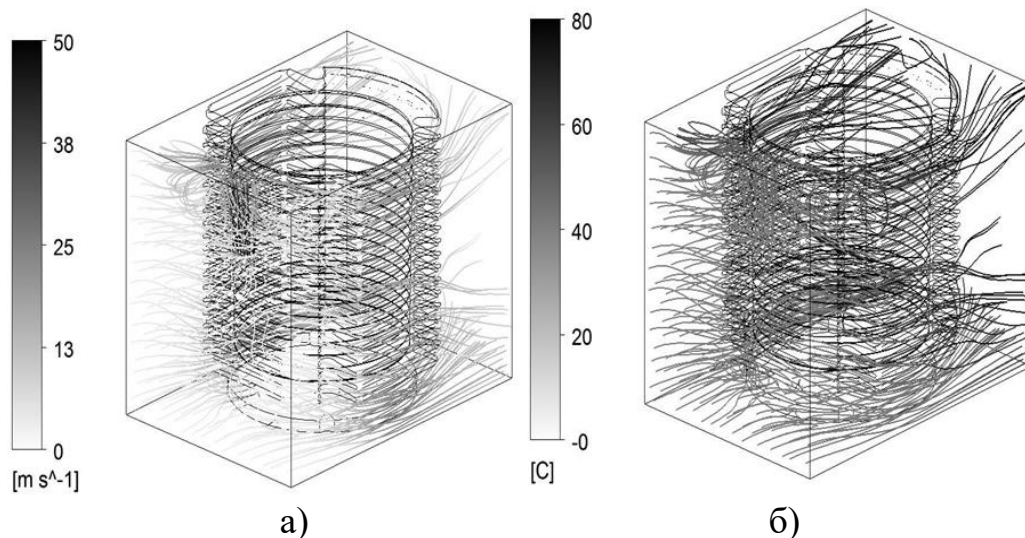


Рисунок 5 – Розподіл швидкостей, м/с (а) та температур, °C (б), потоку охолоджуючого повітря в процесі обдування циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12, м/с

Температура охолоджуючого повітря при обдуванні циліндра змінюється в середньому від 40 до 60 °C (рис. 5 (б)), а в локальних областях досягає 80 °C. Згідно з результатами, наведеними на рис. 6 (а) швидкість охолоджуючого повітря при обдуванні головки циліндра змінюється в середньому від 25 до 55 м/с, а в локальних областях досягає 75 м/с. Температура охолоджуючого повітря при обдуванні



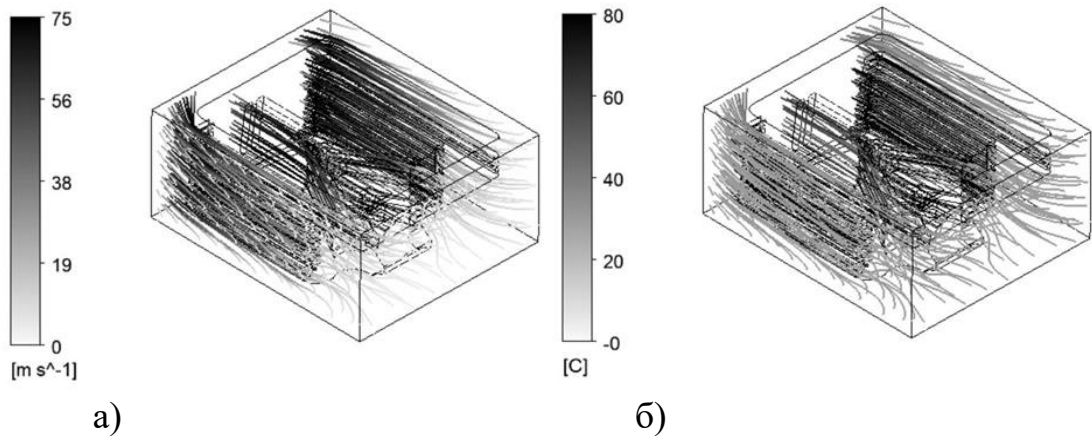


Рисунок 6 – Розподіл швидкостей потоку (а) та температур (б) охолоджуючого повітря в процесі обдування головки циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12

головки циліндра змінюється в середньому від 30 до 60 °С (рис. 6 (б), а в локальних областях досягає 80 °С.

Розрахункову сітку та результати чисельного моделювання процесів теплообміну у порожнинах охолодження головки циліндра дизельного двигуна 16ЧН26/27 наведено на рис. 7. Розрахунки виконано з урахуванням динаміки процесів у циліндрі двигуна.

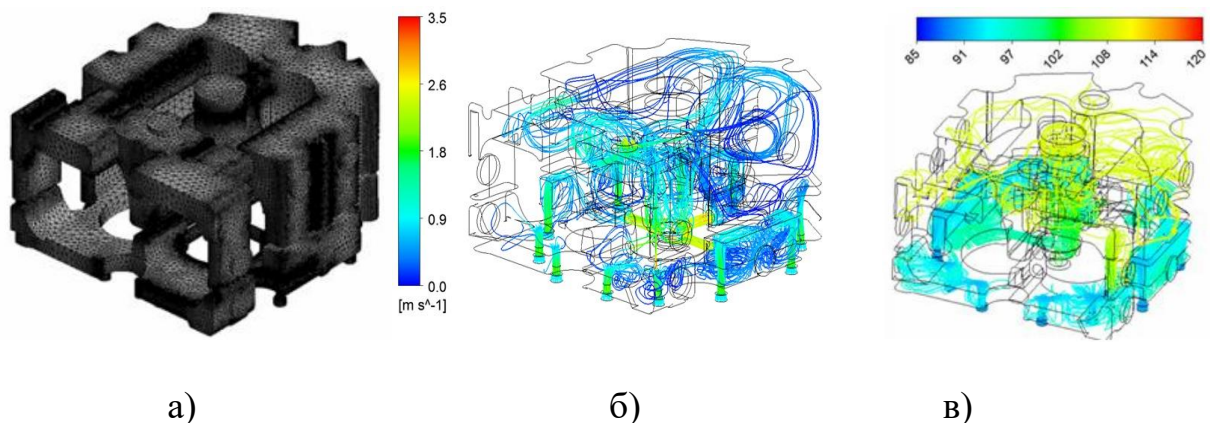


Рисунок 7 – Розрахункова сітка (а), розподіл швидкостей, м/с (б) та температур потоку, °С (в) охолоджуючої рідини у головці дизельного двигуна 16ЧН 26/27

З результатів, наведених на рис. 7 (б), видно, що швидкість рідини в порожнинах охолодження змінюється в середньому з 6 до 9 м/с, а в деяких областях досягає 12 м/с. Температура охолоджуючої рідини при русі в порожнинах охолодження головки циліндра змінюється в середньому з 97 до 108 °С, а в деяких ділянках досягає 120 °С (рис. 7 (в)).

У четвертому розділі наведено загальний підхід, основні рівняння математичних моделей та етапи чисельного моделювання теплонапруженого стану деталей КЗ.

Основні рівняння задачі теплопровідності:

Закон Ньютона – Ріхмана

$$\lambda_{cm} grad T_{cm} \cdot \vec{n} = \alpha_{cep} (T_c - T_p), \quad (4)$$

де  $\alpha_{cep}, \lambda_{cm}$  – коефіцієнти теплообміну та теплопровідності;  $T_c, T_p$  – температури стінки та рідини, К.

Середній за часом коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_{cep} = t_0^{-1} \int_{t_0} \alpha_{\Sigma}(t) dt. \quad (5)$$

Середня результуюча температура газу

$$t_{opez} = \int_{t_0} \alpha_{\Sigma}(t) T_{\Sigma}(t) dt / \int_{t_0} \alpha_{\Sigma}(t) dt. \quad (6)$$

Для розрахунку температурного поля головки циліндра, поршня, гільзи циліндра та фрагмента картера використовуються рівняння стаціонарної теплопровідності у вигляді:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + R \cdot T + Q = 0; \quad (7)$$

$$T|_{s_T} = T_0; \quad (8)$$

$$q|_{s_q} = - \left( \lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} n_x + \lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y + \lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} n_z \right); \quad (9)$$

$$\alpha_{cep} (T - T_{cep})|_{s_{\alpha}} = - \left( \lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} n_x + \lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y + \lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} n_z \right), \quad (10)$$

де  $T$  – температура;  $Q$  – щільність джерела теплоти;  $R \cdot T$  – компонента цього джерела, пропорційна температурі;  $T_{cep}$  – температура середовища;  $\lambda_x, \lambda_y, \lambda_z$  – коефіцієнти теплопровідності в напрямку осей анізотропії, для випадку ізотропії  $\lambda_x = \lambda_y = \lambda_z$ ;  $n_x, n_y, n_z$  – направляючі косинуси зовнішньої нормалі;  $q$  – тепловий потік на зовнішній межі  $S_q$ .

Крайові умови (10) відповідають теплообміну з зовнішнім середовищем по закону Ньютона - Ріхмана.

Для випадку крайових умов 3-го роду та відсутності внутрішніх джерел теплоти рішення знаходимо шляхом мінімізації відповідного функціоналу для поля температур  $T(x, y, z)$

$$\Phi(T) = \frac{1}{2} \iiint_V \left( \lambda_x \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \lambda_y \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \lambda_z \left( \frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right) dv + \frac{1}{2} \iint_S \alpha_{cep} (T - T_{cep}) T dS \rightarrow \min. \quad (11)$$

Для розрахунку нестационарного температурного поля головки циліндра двигуна 16ЧН26/27, та головки циліндра поршня, гільзи циліндра та фрагмента картера двигуна 2Ч10,5/12 використовуються рівняння нестационарної теплопровідності у вигляді

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial \tau} = \lambda \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \dot{q} = \lambda \nabla^2 T + \dot{q}, \quad (12)$$

для випадку теплообміну без внутрішніх джерел тепла  $\dot{q} = 0$ ,  $\tau$  - час.

На сьогоднішній день основні труднощі з використанням математичних моделей теплового стану головки циліндра, поршня, циліндра та фрагмента картера для практичних цілей полягають у складності визначення коефіцієнтів для крайових умов 3-го роду  $\alpha_{сер}$  і  $T_{сер}$ . Процес уточнення потребує проведення комплексу взаємопов'язаних розрахунково-теоретичних та експериментальних досліджень. При рахунковому аналізі теплонапруженого та деформованого стану головки циліндра, поршня, циліндра та фрагмента картера розглядаються не тільки ізотропні матеріали.

Розрахунок напружено - деформованого стану головки циліндра, поршня, циліндра та фрагмента картера виконується за допомогою залежності:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \alpha_x \Delta T + \frac{\sigma_x}{E_x} - \frac{\nu_{xy} \sigma_y}{E_y} - \frac{\nu_{xz} \sigma_z}{E_z}; \\ \varepsilon_y &= \alpha_y \Delta T - \frac{\nu_{xy} \sigma_x}{E_x} + \frac{\sigma_y}{E_y} - \frac{\nu_{yz} \sigma_z}{E_z}; \\ \varepsilon_z &= \alpha_z \Delta T - \frac{\nu_{xz} \sigma_x}{E_x} - \frac{\nu_{yz} \sigma_y}{E_y} + \frac{\sigma_z}{E_z}; \\ \varepsilon_{xy} &= \frac{\sigma_{xy}}{G_{xy}}, \quad \varepsilon_{yz} = \frac{\sigma_{yz}}{G_{yz}}, \quad \varepsilon_{xz} = \frac{\sigma_{xz}}{G_{xz}},\end{aligned}\tag{13}$$

де  $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$  – деформації в напрямку осей  $x, y, z$ ;  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  – напруження в напрямку осей  $x, y, z$ ;  $\varepsilon_{xy}, \varepsilon_{yz}, \varepsilon_{xz}$  – деформації зсуву в площині  $xy, yz, xz$ ;  $\sigma_{xy}, \sigma_{yz}, \sigma_{xz}$  – напруження зсуву в площинах  $xy, yz, xz$ ;  $G_{xy}, G_{yz}, G_{xz}$  – модулі зсуву відповідно в площинах  $xy, yz, xz$ , при цьому  $\alpha_x = \alpha_y = \alpha_z$  – коефіцієнти лінійного розширення для ізотропного матеріалу;  $\Delta T$  – приріст температури.

У розділі також наведено альтернативні заходи підвищення експлуатаційних показників дизельних двигунів, а саме розглянуто перспективи використання сталевих поршнів для транспортних дизельних двигунів. Проведено порівняльну оцінку теплонапруженого та деформованого стану поршня транспортного дизельного двигуна, виконаного з алюмінієвого сплаву AL25 та сталі 40ХН.

З урахуванням робіт компаній Mercedes та Caterpillar було розроблено оригінальну конструкцію тонкостінного сталевого поршня для дизельного двигуна 2Ч10,5/12. Загальний вид штатного та тонкостінного сталевих поршнів для дизельного двигуна 2Ч10,5/12 наведено на рис. 8.

На рис. 9 наведено розподіл температур та термопружних напружень тонкостінного сталевих поршнів, в меридіональному перерізі, перпендикулярному осі поршневого пальця.

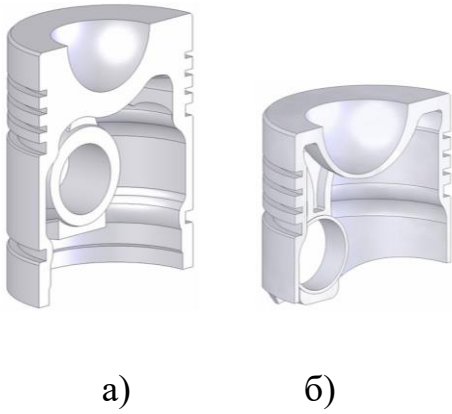


Рисунок 8 – Конструкція штатного та тонкостінного сталевих поршнів: а – штатний поршень з алюмінієвого сплаву АЛ25; б – тонкостінний (сталь 40ХН)

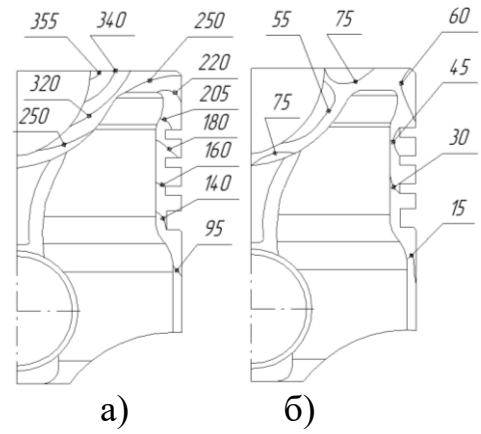


Рисунок 9 – Розподіл температур (а), °С та термопружних напружень (б), МПа тонкостінного сталевого поршня в меридіональному перерізі, перпендикулярному осі поршневого пальця (з урахуванням струменевого масляного охолодження)

Результати розрахунку деформованого стану поршня – овалізація головки поршня під впливом термомеханічного навантаження, наведено на рис. 10.

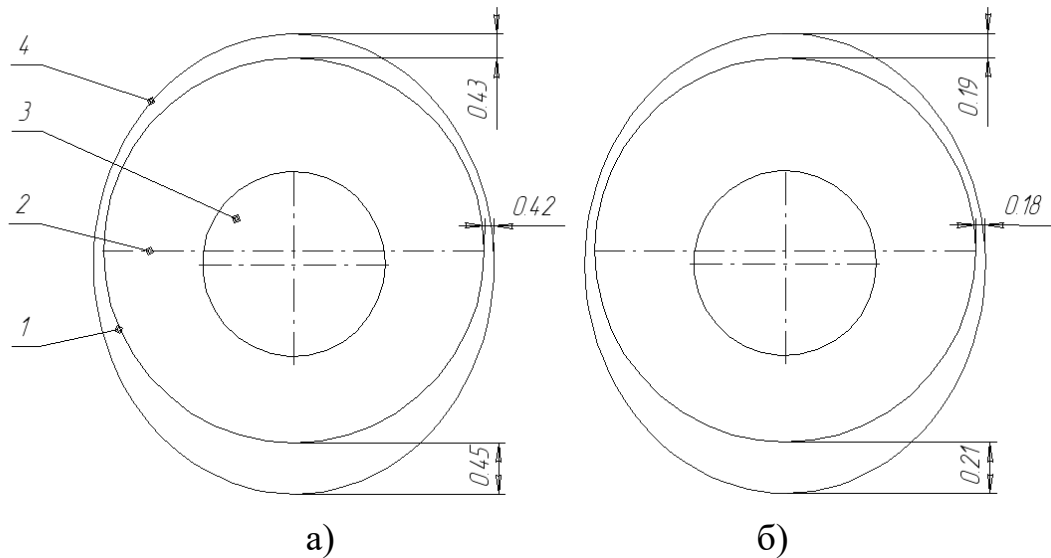


Рисунок 10 – Овалізація головок поршнів під впливом термомеханічного навантаження (а – штатний, б – сталевий): 1 – вихідний контур головки поршня; 2 – вісь поршневого пальця; 3 – камера згоряння в поршні; 4 – деформований контур головки поршня

В експлуатації збільшення жорсткості тонкостінного сталевого поршня в осьовому напрямку та по радіусу дозволить суттєво зменшити зазор у парах тертя поршень – циліндр, поршень – поршневі кільця. Це дозволить зменшити витікання газу у картер двигуна, покращити умови змащування, знизити витрати на тертя та позитивно позначиться на підвищенні паливної економічності та зниженні рівня токсичності відпрацьованих газів дизельного двигуна. Слід відзначити, що для забез-



печення умов роботи пар тертя сталевго поршня треба додатково наносити спеціальне покриття на його зовнішню поверхню.

**У п'ятому розділі** розглядаються експериментальні дослідження паливно-економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів на базі дизельного двигуна Д21А (2С10,5/12). Термометрію головки циліндра та поршня, індичіювання та реєстрація токсичності ВГ було виконано при роботі дизельного двигуна по навантажувальній (при  $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$ ) та зовнішній швидкісній характеристиці на 4 режимах, при ( $n = 1200 \text{ хв}^{-1}$ ,  $n = 1400 \text{ хв}^{-1}$ ,  $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$ ,  $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$ ) та режимах скидання-накидання навантаження.

Під час експерименту було оцінено вплив режимних факторів на параметри робочого циклу, тепловий стан головки циліндра та поршня і рівень токсичності ВГ.

В експерименті за допомогою хромель-алюмелевих термопар визначалась одночасно температура головки циліндра та поршня для 2-го циліндра (три термопари були встановлені у поршні та шість термопар у вогневе днище головки циліндра).

Сигнали від термопар та датчика тиску тензометричного типу через підсилювачі та АЦП марки Е14-140 (ЗАО "Л-КАРД") передавались на персональний комп'ютер. Схему вимірювань наведено на рис. 11. Сигнали від термопар, встановлених у поршні, передавались через безперервний струмознімач (рис. 12). Фото встановлених термопар у вогневе днище головки циліндра наведено на рис. 13.

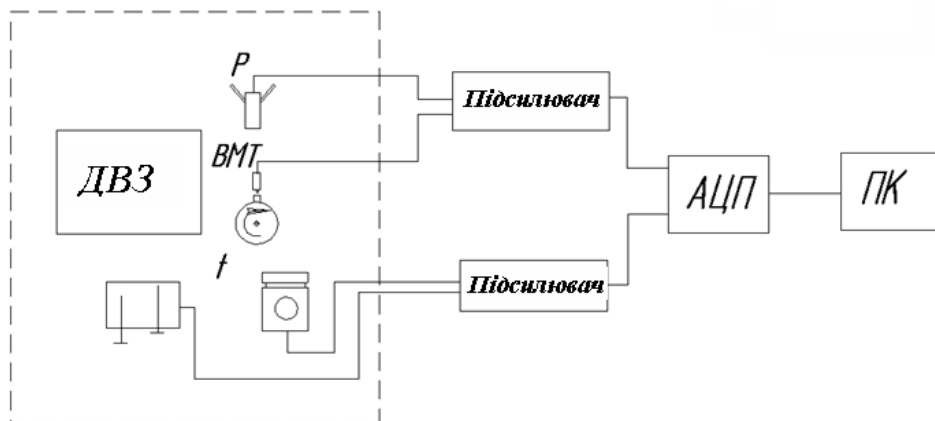


Рисунок 11 – Схема вимірювань

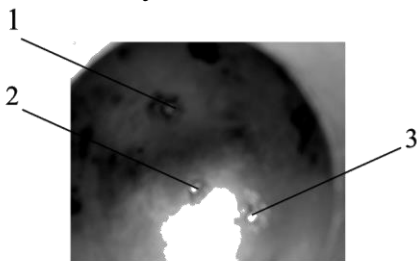


Рисунок 12 – Фото поршня, оснащеного трьома термопарами та безперервним струмознімачем: 1-3 – точки встановлення термопар



Рисунок 13 – Фото встановлених термопар у вогневе днище головки циліндра

За результатами термометрії були побудовані залежності температури головки циліндра та поршня від режиму роботи двигуна. Оцінено похибки вимірювання, які

знаходяться в допустимих межах. Зміни температури в контрольних точках головки циліндра та поршня приведено на рис. 14 та рис. 15.

Так для вогневого днища головки циліндра (рис. 14) на режимі номінальної потужності з  $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$ ,  $N_e = 18,4 \text{ кВт}$  температури у контрольних точках склали: точка 1 -  $210 \text{ }^\circ\text{C}$ , точка 2 -  $195 \text{ }^\circ\text{C}$ , точка 3 -  $175 \text{ }^\circ\text{C}$ , точка 4 -  $190 \text{ }^\circ\text{C}$ , точка 5 -  $170 \text{ }^\circ\text{C}$ , точка 6 -  $160 \text{ }^\circ\text{C}$ .

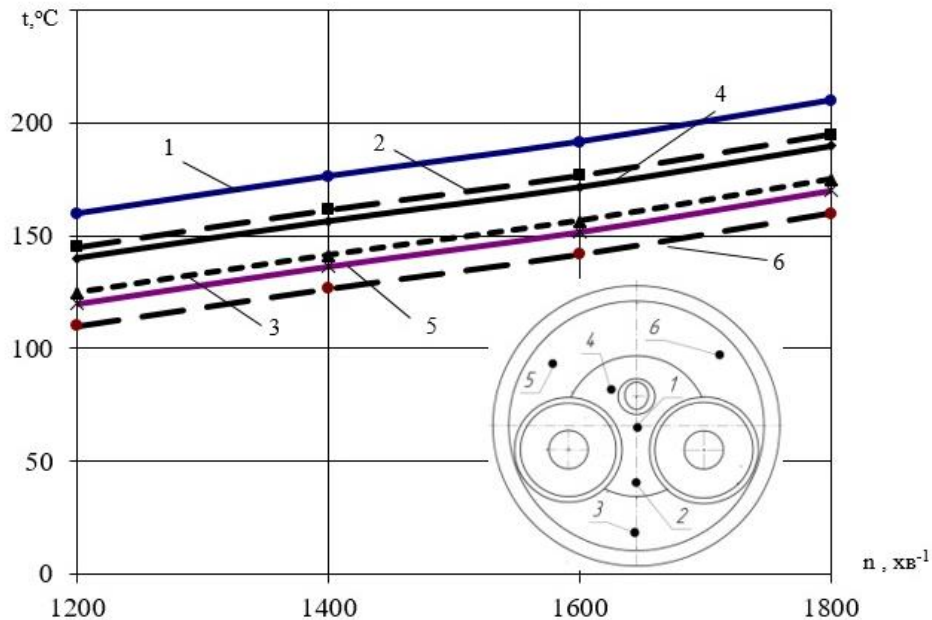


Рисунок 14 – Зміна температур в контрольних точках головки циліндра в залежності від частоти обертання колінчастого валу

Для поршня (рис. 15) на режимі номінальної потужності при  $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$ ,  $N_e = 18,4 \text{ кВт}$  температури у контрольних точках склали: точка 1 -  $283 \text{ }^\circ\text{C}$ , точка 2 -  $275 \text{ }^\circ\text{C}$ , точка 3 -  $290 \text{ }^\circ\text{C}$ .

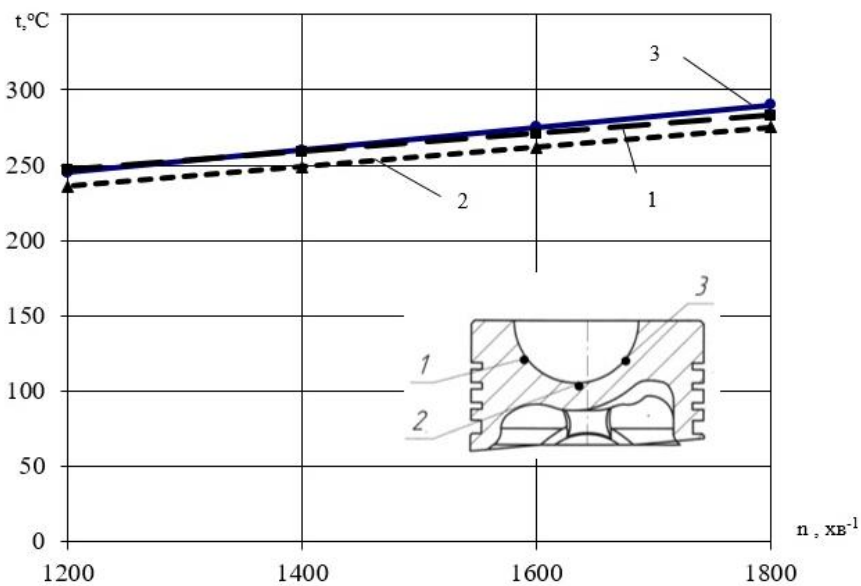


Рисунок 15 – Зміна температур в контрольних точках поршня в залежності від частоти обертання колінчастого валу

Зі зміною частоти обертання колінчастого валу температури в контрольних точках вогневого днища головки циліндра та поршня змінювалися за лінійною залежністю (рис. 14 та 15).

Результати експериментального дослідження двигуна 2Ч10,5/12 при роботі на режимах скидання-накидання навантаження наведено на рис. 16 – рис. 18.

В експлуатації, з причини різко відмінних теплофізичних властивостей матеріалів головки та циліндра (коефіцієнтів теплопровідності та лінійного розширення) при роботі на режимах скидання-накидання навантаження у вищезгаданих деталях (які утворюють газовий стик) виникають градієнти температур, які спричиняють

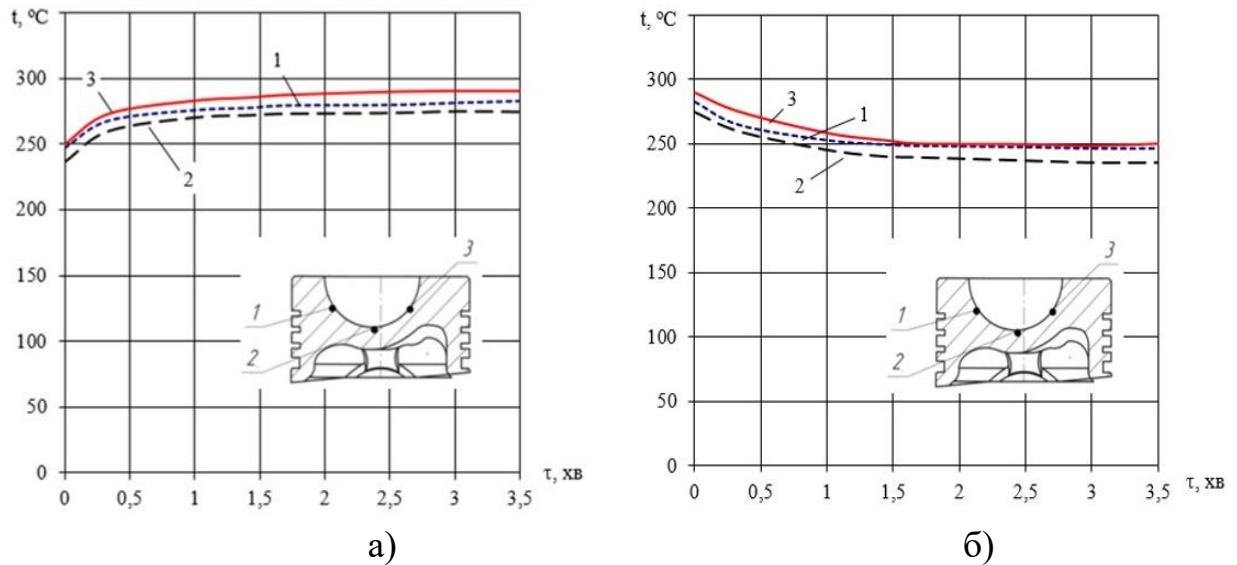


Рисунок 16 – Зміна температур поршня двигуна 2Ч10,5/12 в залежності від часу: а) – при накиданні навантаження; б) – при скиданні навантаження

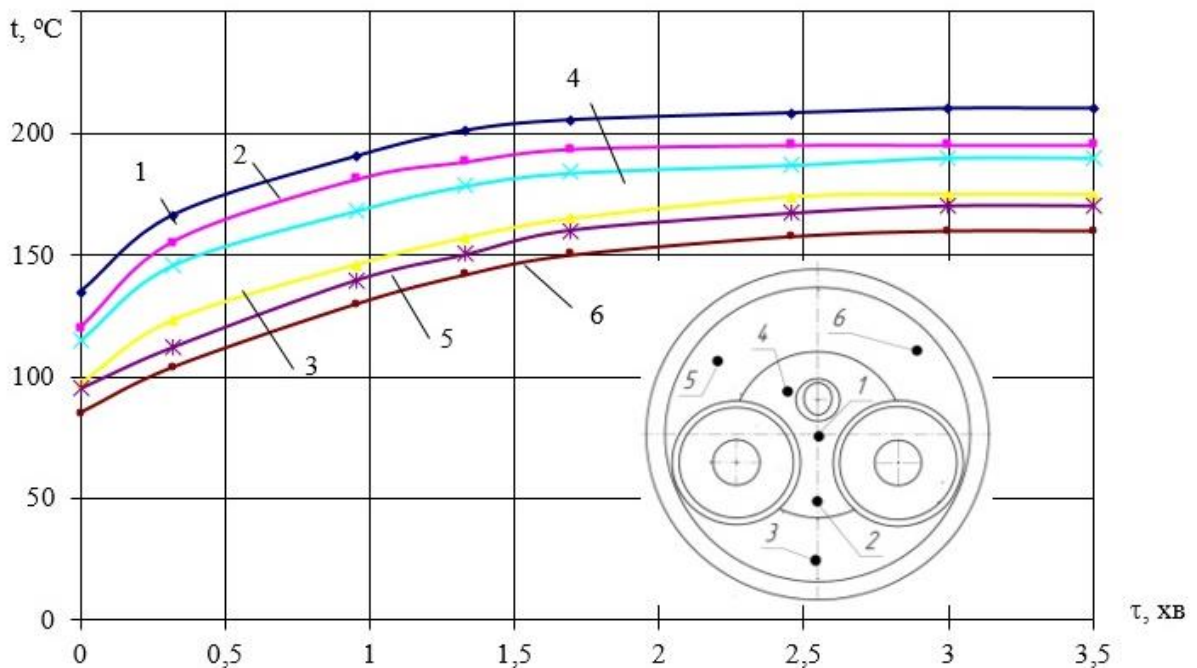


Рисунок 17 – Зміна температур головки циліндра двигуна 2Ч10,5/12 при накиданні навантаження в залежності від часу

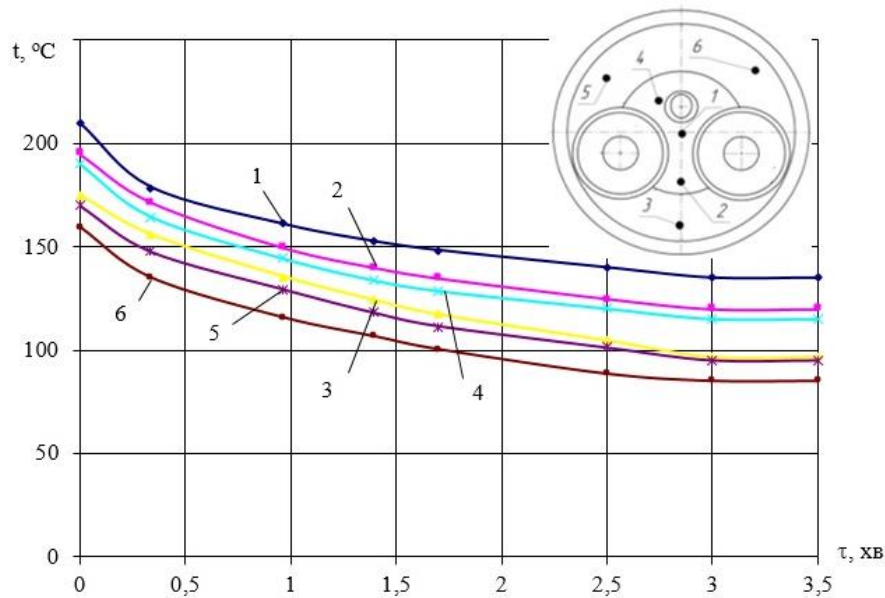


Рисунок 18 – Зміна температур головки циліндра двигуна 2Ч10,5/12 при скиданні навантаження в залежності від часу

нерівномірну деформацію цих деталей та погіршують умови роботи газового стику та двигуна в цілому.

У шостому розділі наведені результати порівняльних розрахунково-теоретичних та експериментальних досліджень з підвищення паливно-економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів. Розподіл швидкостей потоку повітря в процесі наповнення циліндра двигуна 2Ч10,5/12 наведено на рис. 19 (без візуалізації пристінних ефектів).

У процесі наповнення циліндра максимальна швидкість потоку досягає 300 м/с в області клапанної щілини (на рис. 19 не показано). По мірі віддалення від клапанної щілини швидкість потоку знижується до рівня 50 м/с, а при наближенні до стінки КЗ – знижується до 18 м/с.

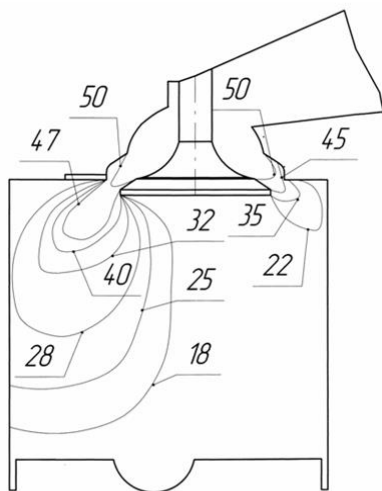


Рисунок 19 – Розподіл швидкостей потоку повітря, м/с в процесі наповнення циліндра двигуна 2Ч10,5/12

Схему розповсюдження паливних факелів у КЗ дизельного двигуна 2Ч10,5/12 наведено на рис. 20. Паливна форсунка у дизельного двигуна 2Ч10,5/12 встановлюється у КЗ під кутом відносно осі циліндру та зі зміщенням відносно осі циліндра (рис. 20).

Розподіл швидкостей паливного факела в процесі упрскування наведено на рис. 21. Максимальна розрахункова швидкість паливного факела відзначається в області соплового отвору розпилювача та досягає 250 м/с по мірі наближення до стінок КЗ швидкість знижується до рівня 55 м/с (рис. 21).

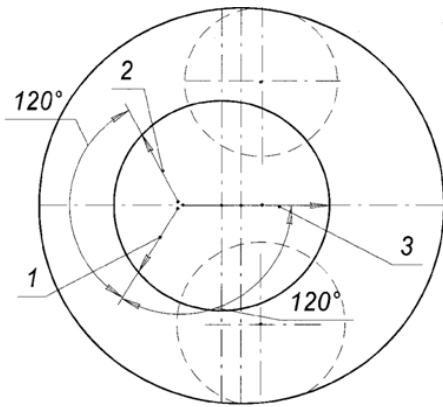


Рисунок 20 – Схема розповсюдження паливних факелів у КЗ дизельного двигуна 2Ч10,5/12: 1,2,3 – паливні факели

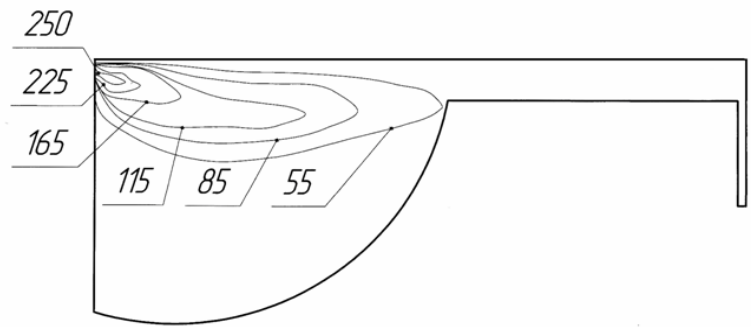


Рисунок 21 – Розподіл швидкостей (м/с) паливного факела в процесі упорскування (двигун 2Ч10,5/12)

На рис. 22 наведено розподіл об'ємної частки палива в КЗ дизельного двигуна 2Ч10,5/12, що працює за циклом Дизеля та з НССІ процесом в момент samozаймання паливоповітряної суміші при куті обертання колінчастого валу  $\varphi = 352,5$  град. повороту колінчастого валу (п.к.в.) до верхньої мертвої точки (ВМТ).

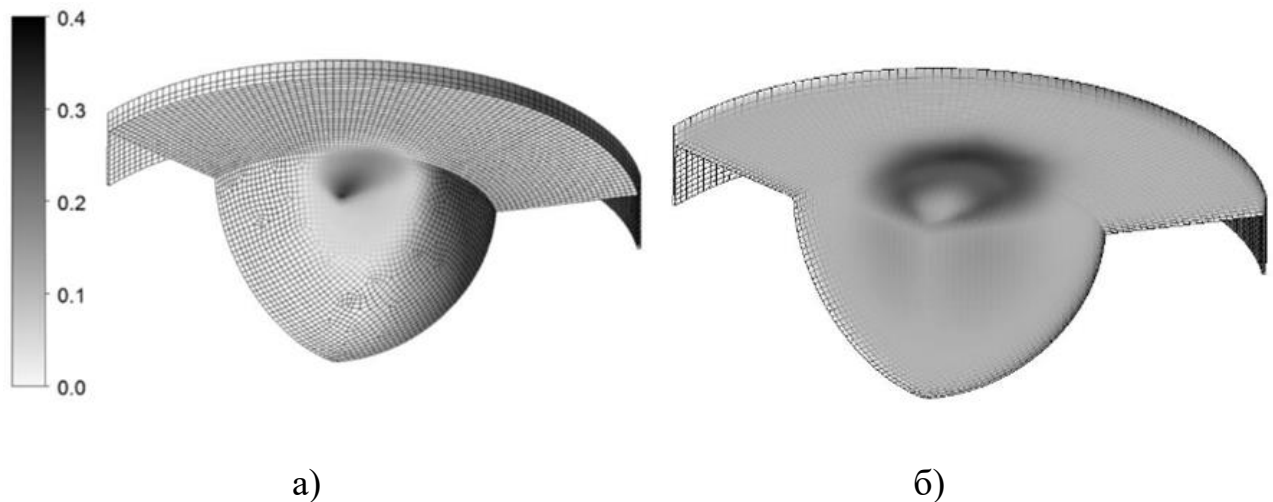


Рисунок 22 – Розподіл масових часток палива в КЗ дизельного двигуна 2Ч10,5/12, що працює за циклом Дизеля (а) та НССІ (б)

Саме цей момент samozаймання при відповідному куті обертання колінчастого валу при зміні способу сумішоутворення, складу свіжого заряду та особливостей згоряння був основним критерієм для оцінки налаштувань математичної моделі при чисельному моделюванні робочого циклу НССІ двигуна.

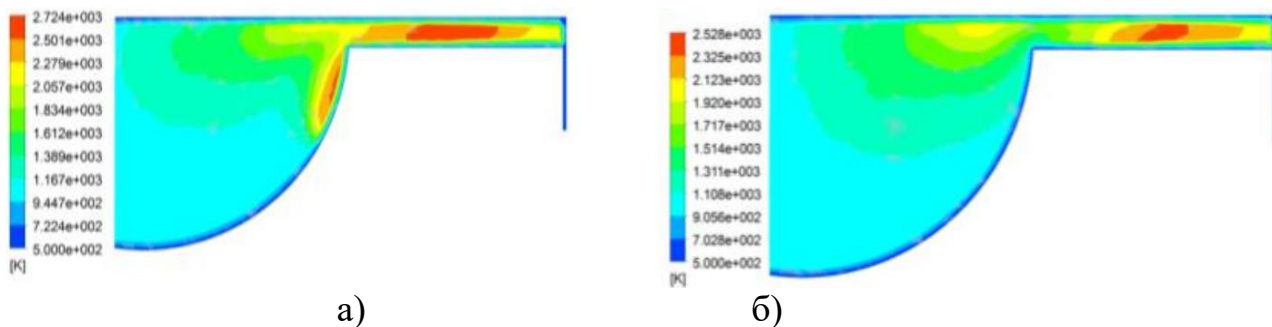


Рисунок 23 – Розподіл локальних максимальних температур газу та полум'я у КЗ двигуна 2Ч10,5/12 ( $\varphi = 370$  град. п.к.в.): а – цикл Дизеля; б – НССІ двигун

Як видно з результатів дослідження, максимальна температура полум'я у двигуна, що працює за циклом Дизеля, досягає 2724 К (рис. 23 (а)), а у НССІ двигуна температура полум'я досягає 2528 К (рис. 23 (б)). Таке суттєве зниження локальної температури пояснюється гомогенним сумішоутворенням та наявністю у свіжому заряді підготовлених ВГ. Але подальший рух поршня, паливоповітряної суміші, присінні ефекти поблизу стінок КЗ, турбулізація газу та полум'я призводять до локалізації процесів згоряння.

Порівняння індикаторних діаграм двигуна 2Ч10,5/12 наведено на рис. 24.

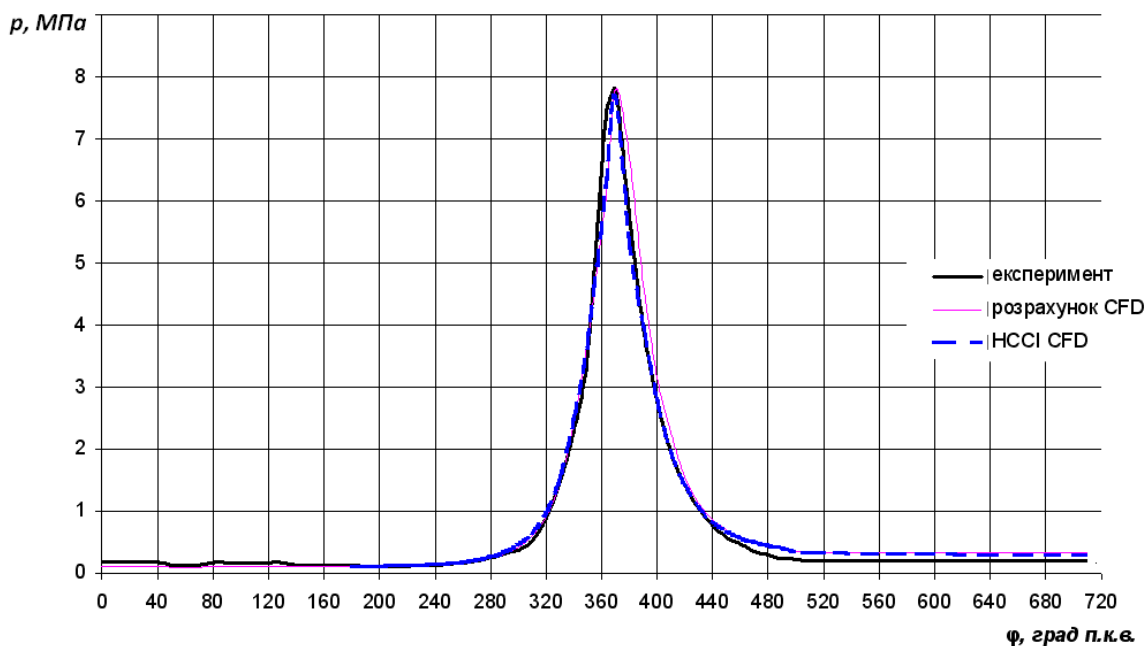


Рисунок 24 – Порівняння індикаторних діаграм двигуна 2Ч10,5/12 (режим номінальної потужності при  $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$ ,  $N_e = 18,4 \text{ кВт}$ )

З результатів, наведених на рис. 24, видно, що розрахункова індикаторна діаграма відрізняється від експериментальної (осередненої за вибіркою 120 циклів) у допустимих межах, що свідчить про коректність поставленої задачі та достовірність отриманих результатів. На режимі номінальної потужності максимальний тиск згоряння -  $p_z$  (за даними експерименту) дорівнює 7,84 МПа, а отриманий в ході чисельного моделювання – 7,8 МПа.



Для НССІ двигуна відмічається незначне зниження  $p_z = 7,7$  МПа, що пояснюється особливостями протікання процесів згоряння гомогенізованої паливоповітряної суміші.

Порівняння осередненої температури в циліндрі двигуна 2Ч10,5/12 для розрахункових варіантів двигуна, що працює за циклом Дизеля та НССІ двигуна наведено на рис. 25.

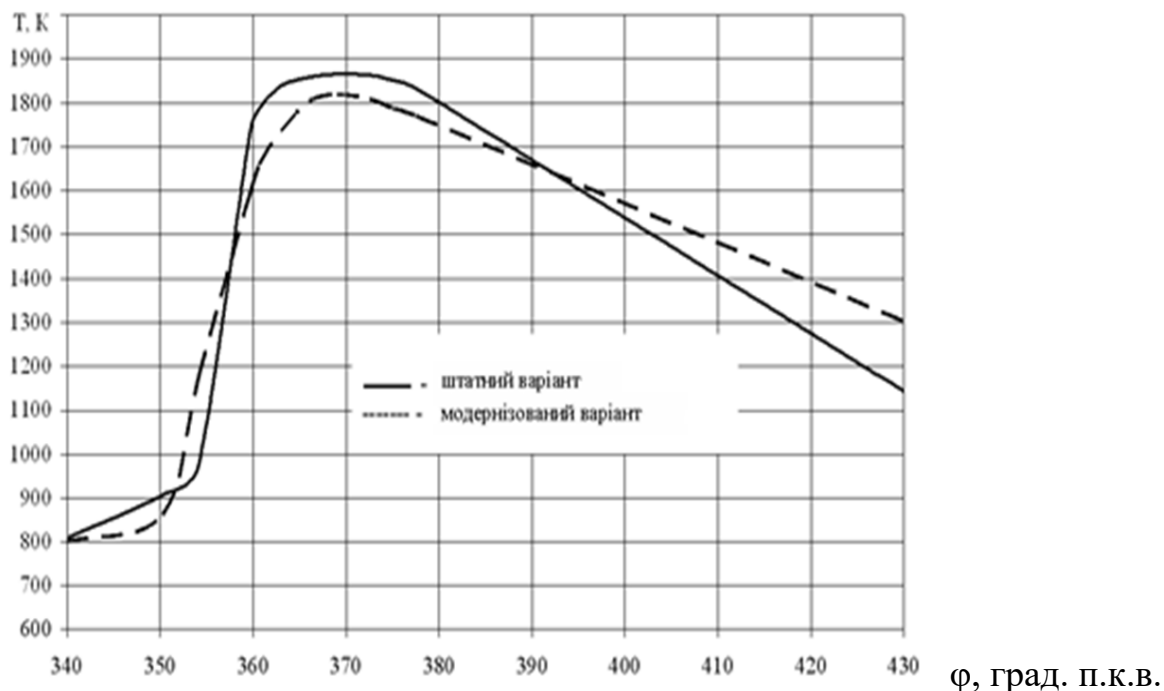


Рисунок 25 – Порівняння осередненої температури в циліндрі двигуна 2Ч10,5/12

Максимальна осереднена температура в циліндрі двигуна, що працює за циклом Дизеля досягає 1880 К, а для НССІ двигуна 1810 К. Зниження максимальної температури циклу на 70 К, зниження  $p_z$  на 0,1 МПа та збільшення енергії на стиснення свіжого заряду з додаванням підготовлених ВГ у циклі НССІ двигуна було компенсовано збільшенням повноти вигорання палива, яка склала майже 98 %.

Порівняння осередненої концентрації  $\text{NO}_x$  в циліндрі двигуна 2Ч10,5/12 для розрахункових варіантів двигуна, що працює за циклом Дизеля і НССІ двигуна та отриманих під час моторного експерименту наведено на рис. 26.

З результатів, наведених на рис. 26 видно, що розрахункові дані добре узгоджені з результатами експерименту, що свідчить про адекватність математичних моделей, які використовувалися при моделюванні робочих циклів та формуванні токсичних компонентів у КЗ двигуна 2Ч10,5/12.

Так, максимальна розрахункова концентрація  $\text{NO}_x$  у КЗ на режимі номінальної потужності досягає 1600 ppm, а зареєстрована в експерименті – 1630 ppm (цикл Дизеля). У НССІ двигуна відмічається суттєве зниження рівня емісії  $\text{NO}_x$  у КЗ на режимі номінальної потужності до рівня 1240 ppm.

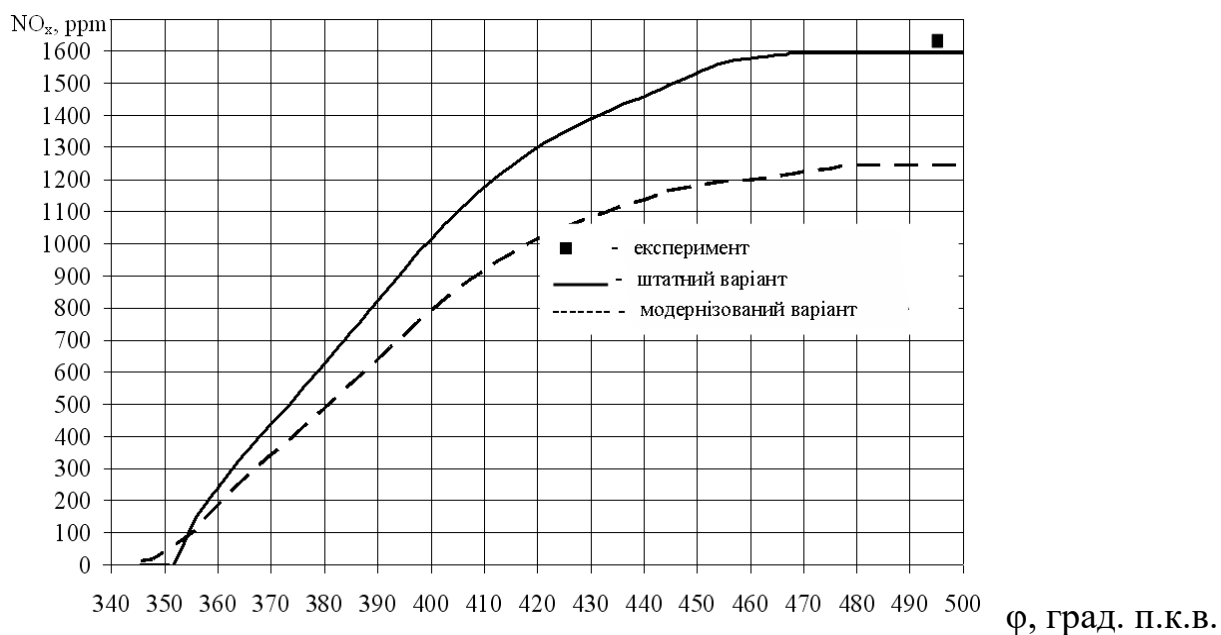


Рисунок 26 – Порівняння осередненої концентрації  $\text{NO}_x$  в циліндрі двигуна 2Ч10,5/12

Таке зниження рівня емісії  $\text{NO}_x$  пояснюється реалізацією робочого циклу при менших максимальних температурах циклу, особливо при менших локальних температурах газу та полум'я, гомогенною паливоповітряною сумішшю та особливостями її згоряння – відсутністю фронту полум'я, на зовнішній поверхні якого формуються “швидкі  $\text{NO}_x$ ”. Так, згідно гіпотези Я.Б. Зельдовича, зростання концентрації  $\text{NO}_x$  відбувається за лінійною залежністю при зростанні концентрації окислювача в зоні реакції – атомарного кисню та експотенціально зі зростанням температури в зоні реакції. Тому зниження локальних температур газу та полум'я в КЗ НССІ двигуна має вирішальне значення при формуванні емісії  $\text{NO}_x$ . Також спостерігається зниження масового викиду твердих часточок з ВГ НССІ двигуна на 20 %, що пояснюється збільшенням повноти згоряння палива майже до 98 %.

Порівняння розрахункових індикаторних діаграм двигуна 16ЧН26/27 наведено на рис. 27. З результатів, наведених на рис. 27, видно, що на режимі номінальної потужності максимальний тиск згоряння дорівнює  $p_z = 11,7$  МПа, а для НССІ двигуна відмічається незначне зниження  $p_z = 11,5$  МПа, що пояснюється особливостями протікання процесів згоряння гомогенізованої паливоповітряної суміші.

У цьому розділі наведені результати моделювання теплонапруженого стану деталей КЗ з розв'язанням спряженої задачі термогазодинаміки робоче тіло – теплообмінна поверхня. Моделювання виконано з розв'язанням спряжених задач термогазодинаміки стосовно теплообмінних поверхонь досліджуваних деталей. Результати моделювання порівнювалися з результатами термометрії досліджуваних деталей.

На рис. 28 наведено поля температур головки циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12 та НССІ двигуна, а на рис. 29 – поля термопружних напружень при роботі двигуна на режимі номінальної потужності.



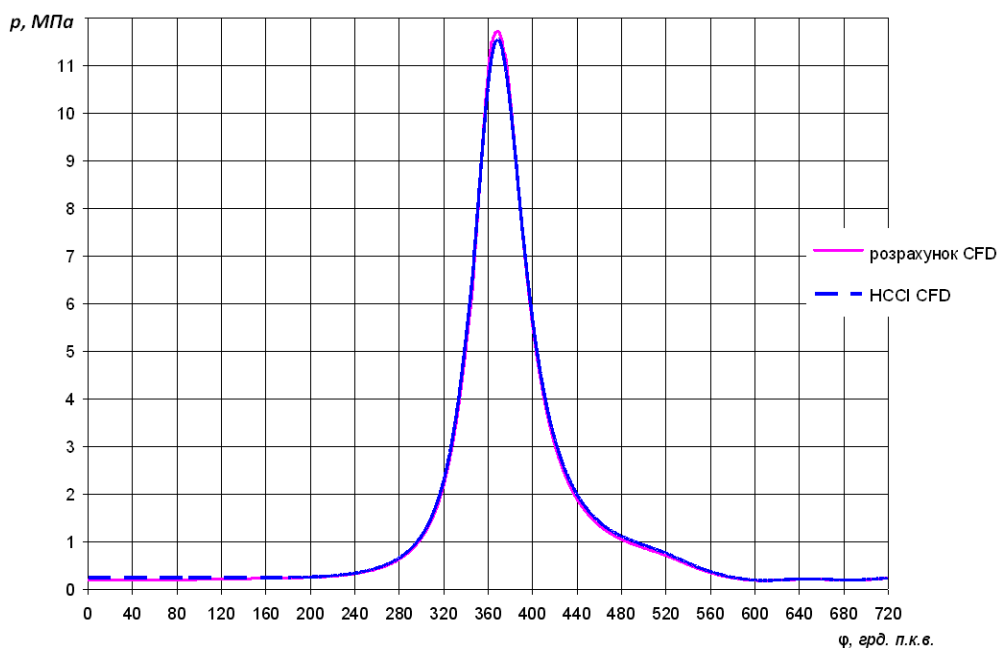


Рисунок 27 – Порівняння розрахункових індикаторних діаграм двигуна 16ЧН26/27 (режим номінальної потужності при  $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ ,  $N_e = 2940 \text{ кВт}$ )

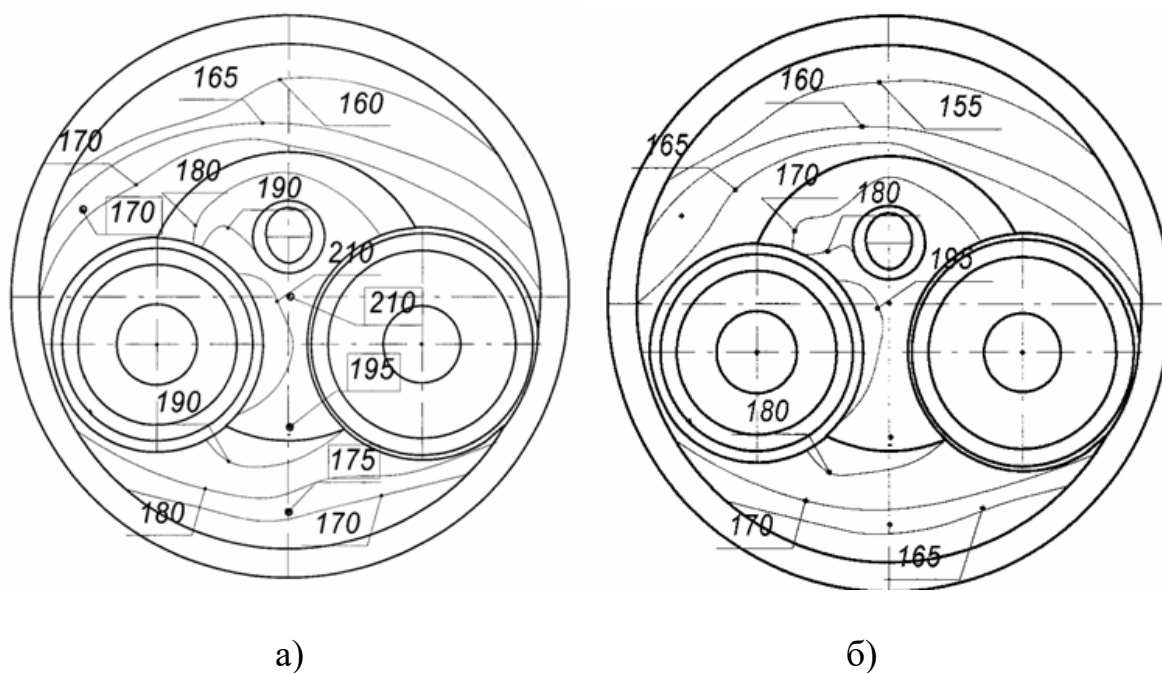


Рисунок 28 – Поля температур ( $^{\circ}\text{C}$ ) головки циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (а) та НССІ двигуна (б)

Згідно результатів, наведених на рис. 28 (а) видно, що температурне поле вогневого днища головки циліндра має значну нерівномірність – в центральній частині максимальна температура дорівнює  $210 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , а на інших ділянках  $160 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , в експлуатації такий перепад температур призводить до значних деформації вогневого днища та погіршує умови роботи головки циліндра, газового стику та двигуна в цілому. У прямокутниках наведено результати термометрії у контрольних точках.

З результатів видно, що шляхом розв'язання спряжених задач термогазодинаміки вдалося відтворити температурне поле головки циліндра з достатньою ступеню точності. Для НССІ двигуна (рис. 28 (б)) відмічається зниження максимальної температури вогневого днища на 10-20 °С і зменшення перепаду температур між центральною частиною вогневого днища та периферією.

Це пояснюється зменшенням максимальної температури циклу, зниженням локальних максимальних температур у КЗ та в експлуатації сприятиме поліпшенню умов роботи головки циліндра, газового стику і двигуна в цілому.

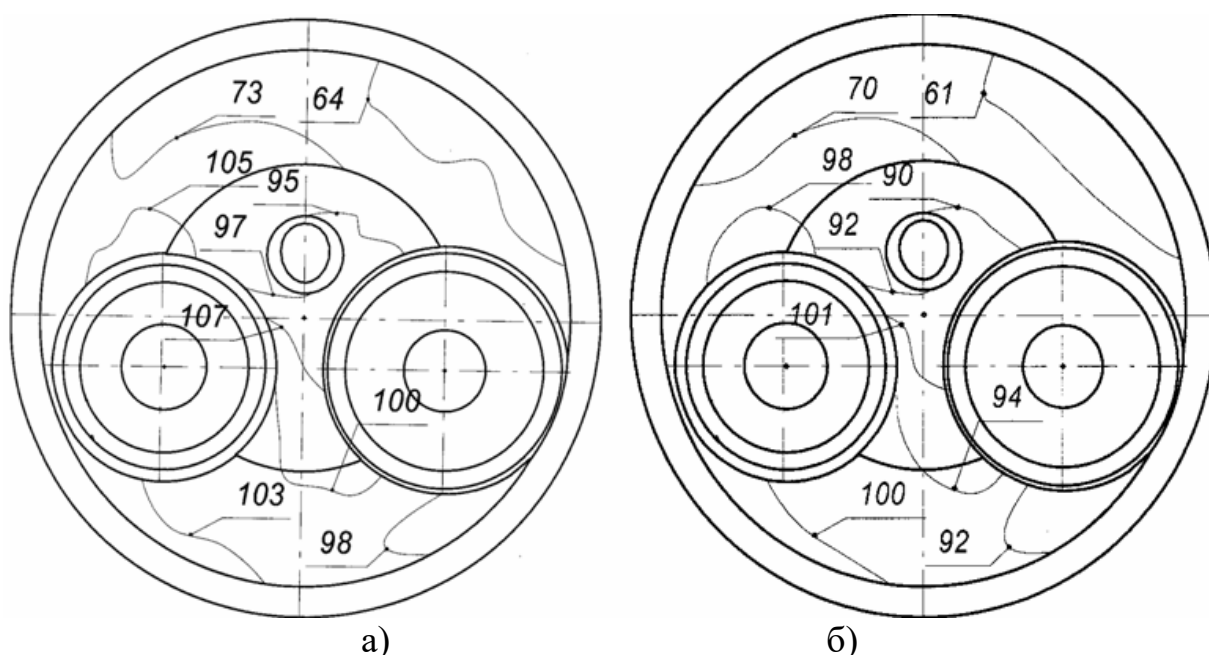


Рисунок 29 – Поля термопружних напружень (МПа) головки циліндра дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (а) та НССІ двигуна (б)

У центральній частині вогневого днища термопружні напруження досягають значень 100-107 МПа – рис. 29 (а). Зниження рівня температур, зменшення температурних градієнтів позитивно вплинуло на рівень термопружних напружень вогневого днища головки циліндра НССІ двигуна (рис. 29 (б)). Рівень термопружних напружень вогневого днища головки циліндра НССІ двигуна знизився в середньому на 3 – 5 %, що сприятиме поліпшенню умов роботи головки циліндра.

Поля температур та термопружних напружень поршня двигуна 2Ч10,5/12 для розрахункових варіантів: а, в - штатний, б, г - НССІ двигун, у меридіональному перетині перпендикулярно осі поршневого пальця наведено на рис. 30.

У прямокутниках наведено результати термометрії у контрольних точках поршня. З результатів (рис. 30 (а)) видно, що шляхом розв'язання спряжених задач термогазодинаміки вдалося відтворити температурне поле поршня з достатньою точністю. Для штатного варіанта максимальна температура поршня досягає 330 °С в області кромки КЗ в поршні (на рис. не показана). В області кільцевої канавки під перше компресійне кільце температура не перевищує 220 °С, по висоті поршня температура змінюється від 200 до 150 °С (рис. 30 (а)). Рівень термопружних напружень

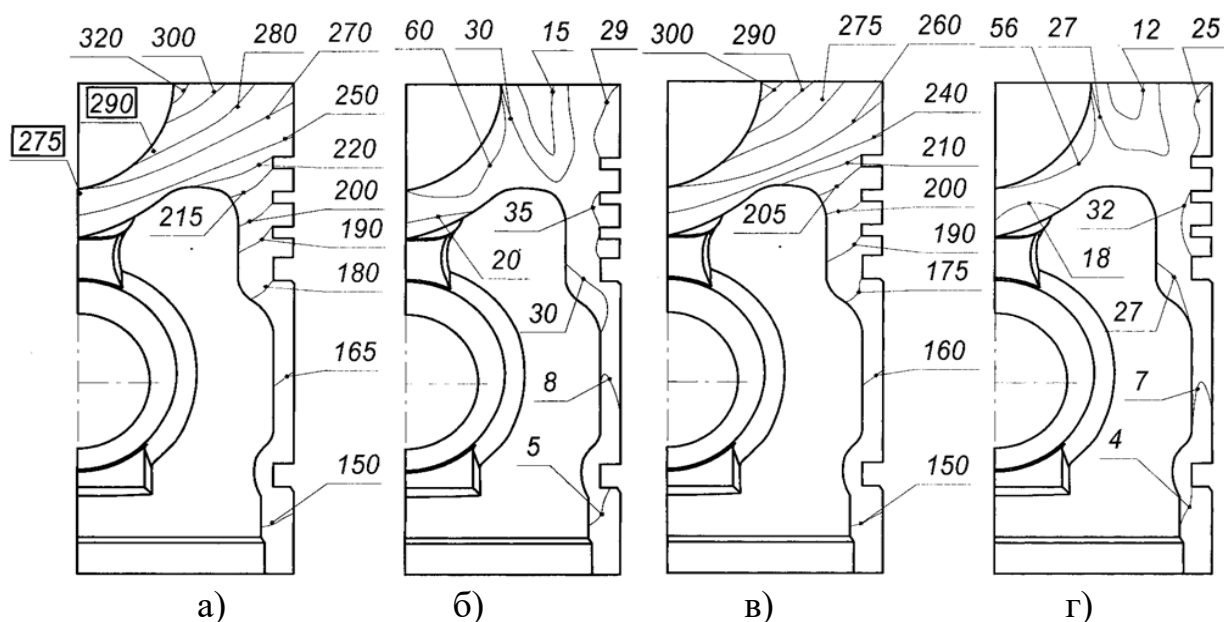


Рисунок 30 – Поля температур ( $^{\circ}\text{C}$ ) та термопружних напружень (МПа) поршня двигуна 2C10,5/12: (а, б – штатний; в, г - НССІ двигун)

досягає 60 МПа в області КЗ в поршня, а по його висоті змінюється від 35 до 5 МПа (рис. 30 (б)). Для НССІ двигуна відмічається зниження температури поршня в середньому на 15-20  $^{\circ}\text{C}$  (рис. 30 (в)), що позитивно позначилося на рівні термопружних напружень, який знизився на 3-5 % (рис. 30 (г)). Зниження рівня температур та термопружних напружень поршня НССІ двигуна сприятиме поліпшенню умов роботи поршня та позитивно вплине на роботу двигуна в цілому.

Розроблено методологію розв'язання контактних задач для групи деталей (вузла) для дослідження й поліпшення умов роботи ущільнення між опорним буртом головки циліндра й циліндром для дизельних двигунів з повітряним охолодженням, що враховує особливості спільної термомеханічної деформації контактуючих поверхонь, які формують ущільнення.

Постановка та розв'язання контактної задачі для дослідження умов роботи газового стику під час роботи дизельного двигуна 2C10,5/12 була виконана для групи деталей: фрагмент картера, циліндр, поршень з поршневим пальцем, головка циліндра та силові шпильки з гайками. При моделюванні враховувалися моменти затяжки гайок силових шпильок.

За результатами розрахунків вдалося відтворити температурне поле групи досліджуваних деталей, та оцінити рівень термомеханічних деформацій на режимі номінальної потужності (в ході експерименту реєструвалися температури поршня, головки циліндра та ВГ дизельного двигуна 2C10,5/12 та індикаторні діаграми).

Розрахункова область групи деталей, тепловий стан та термомеханічні деформації наведено на рис. 31.

Максимальна температура відмічається на кромці КЗ в поршні (на рис. не показана), по висоті циліндра температура змінюється від 150 до 230  $^{\circ}\text{C}$ , головки

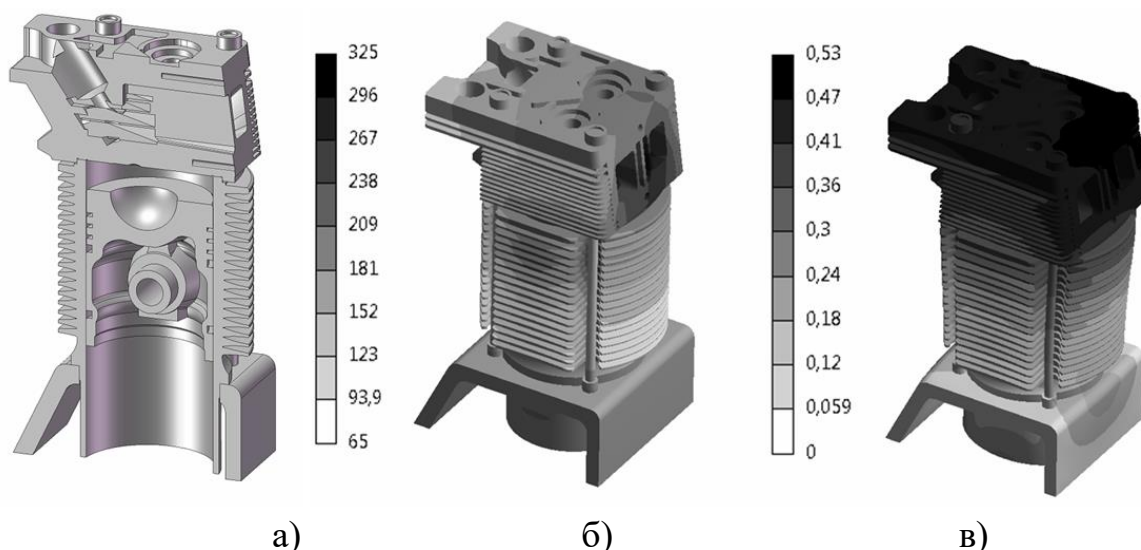


Рисунок 31 – Постановка та розв'язання контактної задачі для дослідження умов роботи газового стику під час роботи дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (режим номінальної потужності)

циліндра від 160 до 220 °С (рис. 31 (б)). Найбільші розрахункові деформації відмічаються у верхній частині циліндра (0,35 мм) та головки циліндра (0,53 мм) – рис. 31 (в). Важливо відзначити, що має місце значна колова та вертикальна нерівномірність температурного поля деталей (рис. 31 (б) та термомеханічних деформацій (рис. 31 (в)). В експлуатації це призводить до зносу робочої поверхні опорного бурту, погіршенню умов роботи газового стику та негативно впливає на паливно-економічні, екологічні та ресурсні показники двигуна.

На рис. 32 наведено поля температур головки циліндра дизельного двигуна 16ЧН26/27 та НССІ двигуна.

Згідно результатів, наведених на рис. 32 (а), видно, що температурне поле вогневого днища головки циліндра має значну нерівномірність – в центральній частині максимальна температура дорівнює 288 °С, а на інших ділянках

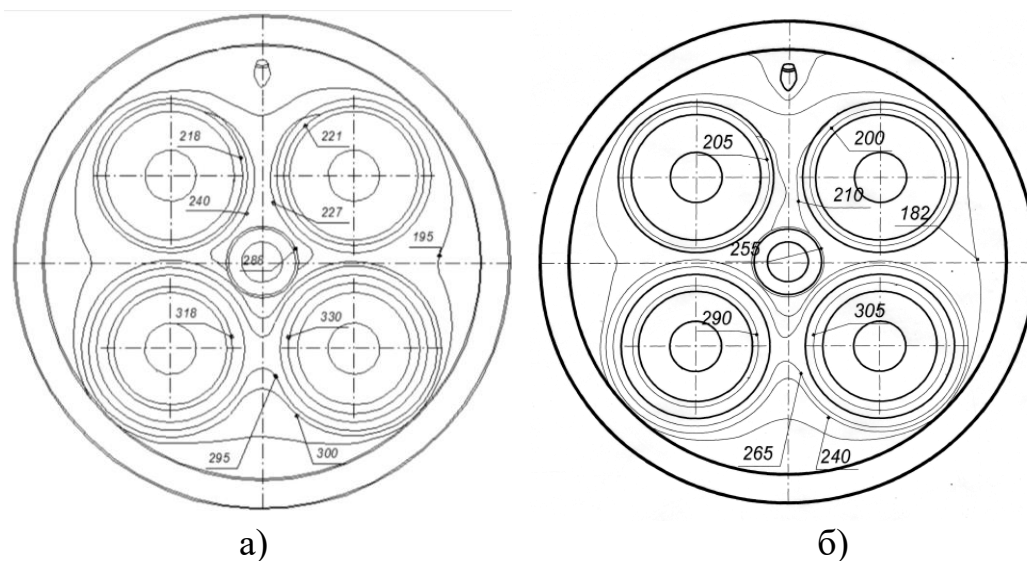


Рисунок 32 – Поля температур (°С) головки циліндра дизельного двигуна 16ЧН26/27 (а – штатний, б – НССІ двигун)

195 °С, в експлуатації такий перепад температур призводить до значних деформації вогневого днища та погіршує умови роботи головки циліндра, газового стику та двигуна в цілому. Для НССІ двигуна (рис. 32 (б)) відзначається зниження максимальної температури вогневого днища на 15-25 °С та зменшення перепаду температур між центральною частиною вогневого днища та периферією. В експлуатації це поліпшить умови роботи головки циліндра.

Розподіл температури головки поршня (°С) дизельного двигуна 16ЧН26/27 та НССІ двигуна у меридіональному перетині вздовж осі поршневого пальця наведено на рис. 33.

Максимальна розрахункова температура зареєстрована на кромці поршня і дорівнює 344 °С (рис. 33 (а)). По висоті поршня температура змінюється від 260 до 130 °С. Для НССІ двигуна відмічається зниження температури поршня в середньому на 10 –15 °С, що поліпшує умови його роботи (рис. 33 (б)).

Розподіл термопружних напружень головки поршня (МПа) дизельного двигуна 16ЧН26/27 та НССІ двигуна у меридіональному перетині вздовж осі поршневого пальця наведено на рис. 34. Розрахункові термопружні напруження для штатного варіанту у центральній частині КЗ у поршні досягають 60 МПа (рис. 34 (а)), по висоті поршня термопружні напруження змінюються від 45 до 58 МПа.

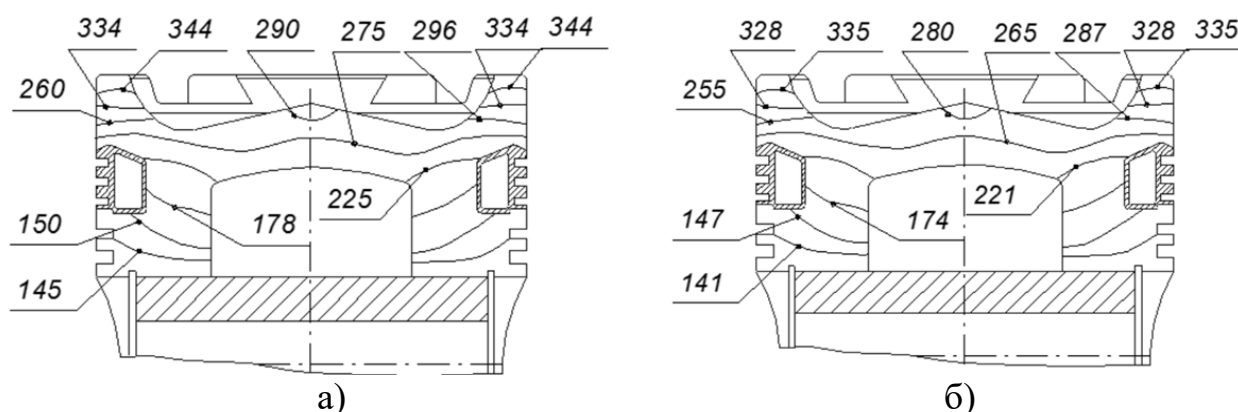


Рисунок 33 – Розподіл температур головки поршня (°С) у меридіональному перетині вздовж осі поршневого пальця: а – штатний, б – НССІ двигун

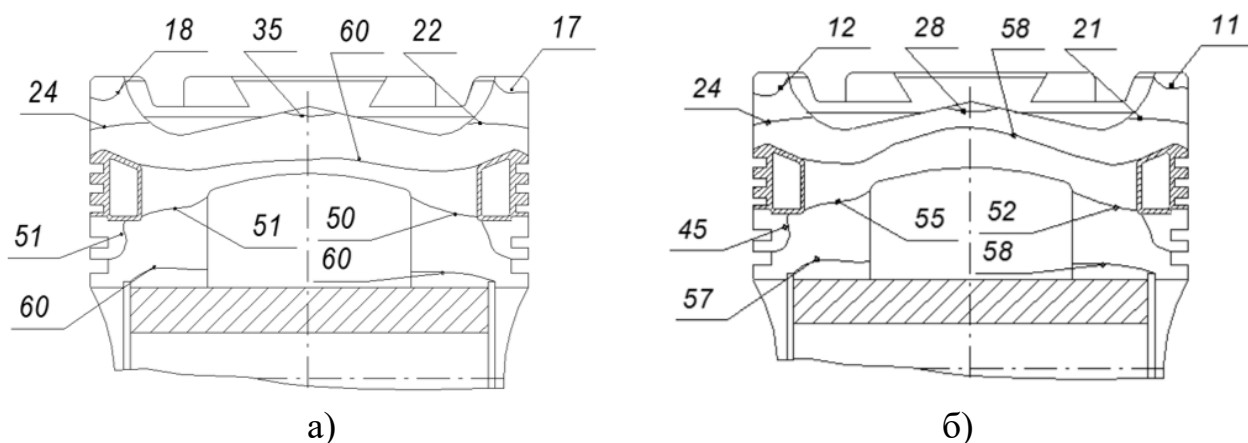


Рисунок 34 – Розподіл термопружних напружень головки поршня (МПа) у меридіональному перетині вздовж осі поршневого пальця: а – штатний, б – НССІ двигун

У НССІ двигуна відмічається зниження рівня термопружних напружень в середньому на 3-6 %, що сприятиме поліпшенню умов його роботи (рис. 34 (б)).

З використанням робіт проф. Разлейцева М.Ф. та рекомендацій проф. Кулішова А.С. в роботі було оцінено комплекс емісії шкідливих речовин ( $SE$ ), для двигуна 2Ч10,5/12 та НССІ двигуна. Розрахунок проводився за методикою проф. Кулішова А.С.

Комплекс емісії шкідливих речовин

$$SE = \left( C_{PM} \cdot \frac{PM}{PM_0} \right) + \left( C_{NO} \cdot \frac{NO_x}{NO_{x0}} \right),$$

де  $PM$ ,  $NO_x$  – поточні значення емісії твердих часточок та оксидів азоту, г/(кВт·год);  $PM_0$ ,  $NO_{x0}$  – опорні значення;  $C_{PM}$ ,  $C_{NO}$  – вагові емпіричні коефіцієнти.

Результати розрахунку комплексу емісії шкідливих речовин для двигуна 2Ч10,5/12 та НССІ двигуна при роботі по зовнішній швидкісній характеристиці наведено на рис. 35.

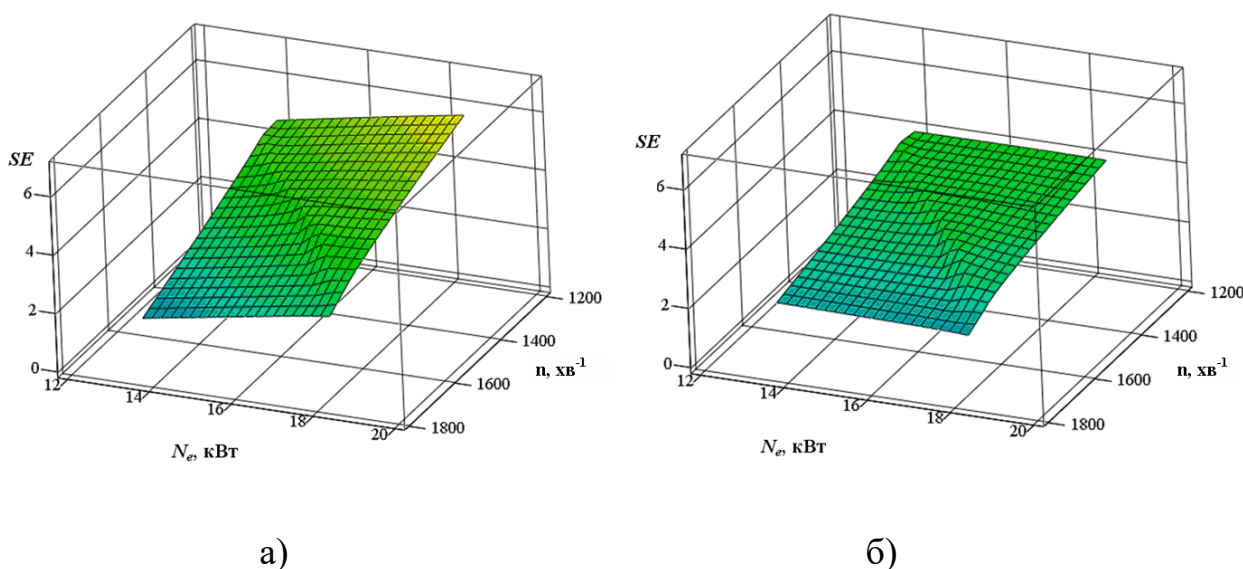


Рисунок 35 – Результати розрахунку комплексу емісії шкідливих речовин для двигуна 2Ч10,5/12: а – штатний, б – НССІ двигун

З результатів, наведених на рис. 35 (а), видно, що для штатного двигуна  $SE$  змінюється в межах від 2 до 6 одиниць, а для НССІ двигуна  $SE$  зменшується до рівня 2-4 одиниці, тобто використання сучасного способу організації робочого циклу дозволяє поліпшити екологічні показники дизельного двигуна 2Ч10,5/12 (рис. 35 (б)).

На рис. 36 наведено розрахункову зміну температури поршня при роботі двигуна 2Ч10,5/12 та НССІ двигуна по зовнішній швидкісній характеристиці. З результатів, наведених на рис. 36, видно, що для штатного двигуна рівень температур в контрольних точках поршня змінюється в межах від 240 до 330 °С, а для НССІ двигуна зменшується до рівня 190 – 310 °С, тобто використання сучасного способу



організації робочого циклу дозволяє поліпшити умови роботи теплонапружених деталей дизельного двигуна 2Ч10,5/12.

Для оцінки взаємовпливу паливно-економічних, екологічних та ресурсних показників двигуна здобувачем запропоновано інтегральний показник

$$K_{\Sigma} = \alpha_{\Delta} \cdot \eta_e - \beta_{se} \cdot SE,$$

де  $\eta_e$  – ефективний ККД;  $\alpha_{\Delta}$ ,  $\beta_{se}$  – вагові коефіцієнти.

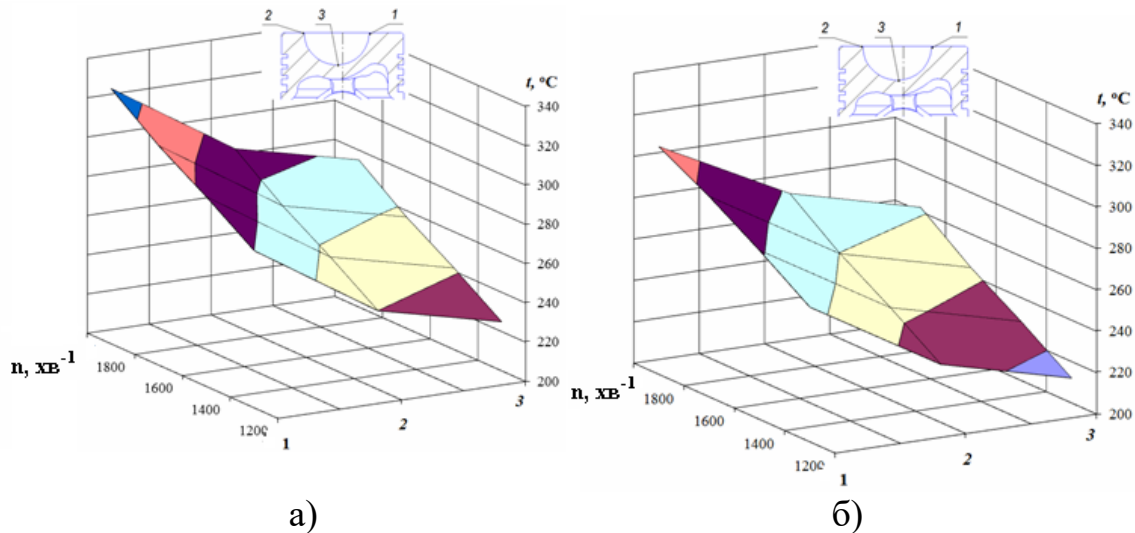


Рисунок 36 – Зміна температур поршня при роботі двигуна 2Ч10,5/12 за зовнішньою швидкісною характеристикою: а – штатний, б – НССІ двигун

Цей показник дозволяє проводити комплексну оцінку параметрів двигуна та визначати найбільш перспективні напрямки доводки конструкції та робочих процесів для підвищення якості та конкурентоспроможності створюваних дизельних двигунів.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі поставлено та вирішено актуальну проблему – підвищення експлуатаційних показників дизельних двигунів шляхом використання сучасного способу організації робочого циклу – НССІ з розв’язанням спряжених задач термогазодинаміки. Рішення цієї проблеми має важливе для двигунобудування значення, оскільки сприятиме зменшенню витрат на розробку й удосконалення двигунів та підвищенню їх конкурентоспроможності.

**У дисертаційному дослідженні отримано такі основні результати:**

1. Удосконалено комплекс моделей для розв’язання спряжених задач термогазодинаміки, при моделюванні теплонапруженого стану деталей КЗ дизельних дви-

гунів з повітряним і рідинним охолодженнями. Це дозволило підвищити точність та достовірність розрахунків на 15-30 %.

2. Розроблено метод чисельного моделювання процесів теплообміну в порожнинах охолодження головки циліндра дизельного двигуна, що дозволило підвищити точність та адекватність результатів моделювання для локальних ділянок на 15-20 %. Проаналізовано переваги спільного дослідження теплообмінних процесів у порожнинах охолодження з урахуванням динаміки процесів у циліндрі дизельного двигуна шляхом розв'язання спряжених задач термогазодинаміки для порожнин охолодження та КЗ.

3. Розроблено методологію розв'язання контактних задач, з використанням МСЕ, для дослідження й поліпшення умов роботи ущільнення між опорним буртом головки циліндра й циліндром для дизельних двигунів з повітряним охолодженням, що враховує особливості спільної термомеханічної деформації контактуючих поверхонь, які формують ущільнення. Оцінено основні фактори, що впливають на умови роботи ущільнення в нормальних умовах експлуатації, якими є рівень контактних тисків між опорним буртом головки циліндра й циліндром, а також рівень температур і термомеханічних деформацій деталей КЗ й силових шпильок. Запропоновано рекомендації з підвищення жорсткості корпусних елементів та поліпшення умов роботи ущільнення між опорним буртом головки циліндра й циліндром. Розв'язання багатопараметричних задач дозволяє підвищити точність моделювання теплонапруженого та деформованого стану деталей КЗ в середньому на 10-15 %.

4. Розроблено метод теоретичних досліджень процесів роботи дизельного двигуна з урахуванням факторів термодинамічної і гідродинамічної незрівноваженості зумовлених особливостями робочих процесів характерними для реальних умов експлуатації дизельних двигунів транспортного призначення. Урахування цих факторів при описі ГУ дозволило підвищити точність результатів розрахунків на 10-15 %.

5. Розроблено методологію чисельного моделювання робочого циклу НССІ двигуна з урахуванням локального розподілу палива й повітря по циліндру й особливості процесу запалення гомогенної паливоповітряної суміші та впливу термомеханічної деформації деталей КЗ на внутрициліндрові процеси для дизельних двигунів 2Ч10,5/12 та 16ЧН26/27.

6. Розроблено метод багатопараметричних експериментальних досліджень паливно-економічних, екологічних і ресурсних показників дизельних двигунів, що дозволяє одночасно оцінювати вплив режимних факторів на паливно-економічні, екологічні й ресурсні показники дизельного двигуна. Після узагальнення результатів це дозволило розробити критерії для верифікації спряжених задач термогазодинаміки стосовно дизельних двигунів з повітряним охолодженням та підвищити точність моделювання теплонапруженого стану деталей КЗ на 8-15 %.

7. Використання сталевих поршнів для транспортних двигунів дозволяє підвищити жорсткість поршня в осьовому та радіальному напрямках, що в подальшому дозволяє створити резерв з підвищення рівня форсування ДВЗ, а зменшення зазорів у парах тертя поршень – гільза та поршень – кільця дозволить знизити питому витрату палива та рівень токсичності ВГ. Показано, що у сталевому поршня автотракторного двигуна овалізація головки поршня зменшилась у 2 рази.



8. Визначено вплив особливостей робочого циклу НССІ двигуна на рівень теплонапруженого стану деталей КЗ дизельних двигунів; на основі отриманих результатів були розроблені науково-практичні рекомендації з поліпшення умов роботи теплонапружених деталей КЗ дизельних двигунів 2Ч10,5/12 та 16ЧН26/27. Їх реалізація дозволила знизити рівень термічних напружень деталей КЗ на 5-7 %.

9. Розроблено рекомендації з поліпшення паливно-економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів, що дозволило знизити рівень викидів  $\text{NO}_x$  більш ніж на 20 %, знизити температуру поршня та головки циліндра на 15-20 °С, та знизити питому витрату палива на 2-5 %.

10. Встановлено, що реалізація робочого циклу НССІ при роботі дизельного двигуна 2Ч10,5/12 на режимі номінальної потужності дозволяє:

- знизити концентрацію  $\text{NO}_x$  в ВГ дизельного двигуна на 22 % за рахунок реалізації процесу згоряння при більш низьких локальних та максимальній температурі циклу;

- забезпечити збільшення повноти згоряння палива;

- знизити масовий викид сажі на 20 % за рахунок збільшення повноти згоряння палива до 98 % та забезпечення об'ємного сумішоутворення й зменшення ділянок "холодного полум'я" у пристінному прошарку КЗ;

- знизити максимальну температуру поршня в зоні вогневого днища на 20 °С і головки циліндра на 15 °С;

- знизити рівень термопружних напружень у деталях КЗ у середньому на 5 – 7 %, що відповідно, дає можливість надалі збільшити рівень форсування дизельного двигуна без погіршення ресурсних показників деталей КЗ.

11. Результати дисертаційної роботи передані для впровадження і використання в ТОВ "НВП Дизель Груп", м. Харків, Науково-технічний центр Інженерної академії України, м. Харків, ТОВ "ЗАПОРІЗЬКИЙ ТЕПЛОВОЗРЕМОНТНИЙ ЗАВОД", м. Запоріжжя, ДП "Житомирський бронетанковий завод", Компанія X-Motors, м. Харків, а також використовуються у навчальному процесі при підготовці студентів спеціальності 142 "Енергетичне машинобудування" спеціалізації "Двигуни внутрішнього згоряння", а також в практиці науково-дослідних робіт, що проводяться на кафедрі ДВЗ ХНАДУ та ІПМаш ім. А.М. Підгорного НАН України.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

### Монографія

1. Авраменко А.М. Сучасні методи дослідження економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів: монографія. – Харків: ІПМаш НАН України, 2019. 204 с. ISBN 978-966-02-9043-3.

Публікації у наукових фахових виданнях:

2. Тринев А.В., Косулин А.Г., Коваленко В.Т., Авраменко А.Н. [та інш.]. Экспериментальное определение температуры деталей клапанного узла автотракторного дизеля на нестационарных режимах нагружения. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2008. № 1. С. 75–80. *Особистий внесок: участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень.*

3. Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Трехмерная конечноэлементная модель анализа нестационарных термоупругих напряжений поршня быстроходного дизеля. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2008. № 2. С. 49–55. *Особистий внесок: розрахунки термопружних напружень поршня, участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень.*

4. Авраменко А.Н. Расчетный анализ теплового состояния блочной головки цилиндров. *Вестник НТУ “ХПИ”*: сб. науч. тр. 2008. № 46. С. 20–23.

5. Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Расчетный анализ стационарных термоупругих напряжений гильзы цилиндра быстроходного дизеля. *Автомобильный транспорт*: сб. науч. тр. 2008. Вып. 23. С. 132–134. *Особистий внесок: розрахунки термопружних напружень гільзи циліндра, участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень.*

6. Строков А.П., Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Расчетный анализ напряженно-деформированного состояния составного поршня транспортного дизеля. *Проблемы машиностроения*. 2009. Т 12. № 1. С. 79–85. *Особистий внесок: розрахунки напружено-деформованого стану поршня, участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень.*

7. Строков А.П., Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Расчетное моделирование нестационарной термоупругости составного поршня транспортного дизеля. *Проблемы машиностроения*. 2009. Т. 12. № 2. С. 76–84. *Особистий внесок: розрахунки нестационарного напруженого стану поршня, участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень.*

8. Строков А.П., Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Расчетная оценка теплонапряженного состояния гильзы цилиндра форсированного транспортного дизеля. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2009. № 2. С. 53–56. *Особистий внесок: розрахунки теплонапруженого стану гільзи циліндра, участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень.*

9. Абрамчук Ф.И., Авраменко А.Н. Разработка узловой модели комплекта поршня быстроходного дизеля. *Автомобильный транспорт*: сб. науч. тр. 2009. Вып. 24. С. 61–64. *Особистий внесок: розрахунки теплонапруженого стану комплекта поршня, участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень.*

10. Авраменко А.Н. Оценка экономических, экологических и прочностных показателей быстроходного дизеля. *Вестник НТУ “ХПИ”*: сб. науч. тр. 2009. № 47. С. 127–132.

11. Строков А.П., Левтеров А.М., Авраменко А.Н. Разработка трехмерной конечноэлементной модели нестационарных термрупугих напряжений поршня тракторного дизеля. *Проблемы машиностроения*. 2010. Т 13. № 3. С. 38–46. *Особистий внесок: розрахунки теплонапруженого стану поршня циліндра, участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень.*

12. Авраменко А.Н. Численное моделирование рабочего цикла и оценка теплонапряженного состояния поршня автотракторного дизеля. *Автомобильный транспорт*: сб. науч. тр. 2010. Вып. 26. С. 73–77.

13. Абрамчук Ф.И., Авраменко А.Н. Программный комплекс для моделирования внутрицилиндровых процессов ДВС. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2010.

№ 2. С. 7–12. *Особистий внесок: розрахунки робочого циклу ДВЗ, участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень.*

14. Абрамчук Ф.І., Авраменко А.М. Покращення екологічних показників транспортного дизеля за рахунок використання двофазного впорскування палива. *Вісник національного транспортного університету*. 2011. № 22. С. 67 – 74. *Особистий внесок: розрахунки робочого циклу та екологічних показників ДВЗ, участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень*

15. Авраменко А.Н. Улучшение экологических показателей быстроходного дизеля за счёт многостадийной подачи топлива. *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр.* 2011. Вып. 28. С. 43–47.

16. Авраменко А.Н. Улучшение энергоэкологических и прочностных показателей быстроходного дизеля. *Вестник НТУ “ХПИ”*: сб. науч. тр. 2012. № 20. С. 104–109.

17. Левтеров А.М., Авраменко А.Н., Мараховский В.П., Бганцев В.Н. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена в бортовом кавитаторе системы поддержания стабильности автомобильных смесевых топлив. *Промышленная теплотехника*. 2016. Т. 38, № 3. С. 42–48. *Особистий внесок: розрахунки процесів тепло – та масообміну у бортовому кавітаторі, участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень*

18. Авраменко А.Н. Математическое моделирование тепло- и массообменных процессов в камере сгорания тепловозного дизеля. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. 2015. № 9. С. 20–25.

19. Левтеров А.М., Авраменко А.Н., Бганцев В.Н. Индицирование автомобильного дизеля с использованием оригинального малогабаритного датчика давления. *Вестник ХНАДУ*. 2016. Вып. 72. С. 35–40. *Особистий внесок: участь в розробці конструкції датчика тиску, участь у моторному експерименті, участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень*

20. Abramchuk F., Makovyey R., Avramenko A. Method of improving energy, ecological and strength characteristics of the vehicle diesel engine. *Автомобильный транспорт: сб. научн. тр.* 2016. Вып. 38. С. 47–54. *Особистий внесок: розрахунки робочого циклу та екологічних показників ДВЗ, участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень*

21. Авраменко А.Н. Численное моделирование процесса обработки водотопливной эмульсии в бортовом гидродинамическом кавитаторе. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2016. №1. С. 63–66.

22. Авраменко А.Н. Mathematical modeling of the combustion process and formation of noxious substances in a diesel engine combustion chamber. *Автомобильный транспорт: сб. науч. тр.* 2016. Вып. 39. С. 120–126.

23. Авраменко А.Н. Сравнительная расчетная оценка показателей рабочего цикла тепловозного двигателя. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2018. № 1. С. 14–19.

24. Авраменко А.М., Левтеров А.М., Бганцев В.М., Гладкова Н.Ю. [та інші]. Перспективи застосування мікродомішок водню для поліпшення екологічних показників дизельного двигуна. *Проблеми машинобудування*. 2019. Т. 22. № 2. С. 70–75. *Особистий внесок: приймав участь у проведенні порівняльних експериментальних*

досліджень, брав участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень

25. Avramenko A. Selecting a  $k$ - $\epsilon$  turbulence model for investigating n-decane combustion in a diesel engine combustion chamber. *French-Ukrainian Journal of Chemistry*. 2019. Vol 7. № 2. P. 80-87, видання входить до БД *Web of Science Core Collection*.

26. Пат. 30002, Україна, МПК (2006.01) F01L 3/00. Клапанний вузол двигуна внутрішнього згоряння / Марченко А.П., Триньов О.В., Авраменко А.М., Сіротін С.О., Хлопко О.П.; заявник і патентоутримувач Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”. – № u 200709462; заявл. 20.08.2007; опубл. 11.02.2008, Бюл. № 3. *Особистий внесок: приймав участь у розробці конструкції клапанного вузла та визначенні конструктивних та режимних параметрів для поліпшення умов роботи клапана.*

27. Пат. 82477, Україна, МПК (2006.01) F01L 3/00, F01P 1/00. Охолоджуваний клапанний вузол теплонапруженого дизеля / Шеховцов А.Ф., Триньов О.В., Авраменко А.М.; заявник і патентоутримувач Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”. – № u 20041108869; заявл. 01.11.2004; опубл. 25.04.2008, Бюл. № 8. *Особистий внесок: приймав участь у розробці конструкції охолоджуваного клапанного вузла та визначенні конструктивних та режимних параметрів локального охолодження.*

28. Пат. 81787, Україна, МПК (2006.01) F01L 3/00, F01P 1/00. Клапанний вузол / Шеховцов А.Ф., Триньов О.В., Авраменко А.М.; заявник і патентоутримувач Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”. – № a 200506039; заявл. 21.06.2005; опубл. 11.02.2008, Бюл. № 3. *Особистий внесок: приймав участь у розробці конструкції регулюючого елемента системи охолодження клапанного вузла та визначенні конструктивних та режимних параметрів системи локального охолодження.*

29. Пат. 97284, Україна, МПК (2006.01) F02M27/08, F02M27/04, B05B 1/00. Паливний кавітатор / Левтеров А.М., Авраменко А.М., Мараховський В.П., Бганцев В.М.; заявник і патентоутримувач Ін-т проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. – № u201409044; заявл. 11.08.2014; опубл. 10.03.2015, Бюл. № 5. *Особистий внесок: приймав участь у розробці конструкції паливного кавітатора та визначенні конструктивних та режимних параметрів системи гомогенізації палива.*

### **Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав**

30. Abramchuk F.I., Avramenko A.M. Nonsteady stress-strain of a diesel engine cylinder head. *Russian Engineering Research*. 2011. Vol. 31. № 2. P. 104–106. Allerton Press, Inc. *Особистий внесок: розрахунки нестационарного теплонапруженого стану головки циліндра, участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень, видання входить до БД SCOPUS.*

31. Авраменко А.Н. Методика расчетной оценки теплонапряженного состояния головки цилиндра дизельного двигателя с воздушным охлаждением. *Наука и*

техніка. 2016. Vol. 15. № 5. P. 420–426, видання входить до БД *Web of Science Core Collection*.

32. Abramchuk F., Avramenko A. Numerical Simulation of Heat-and-Mass Transfer Processes in the Cooling Passages of a Cylinder Head in a Diesel Locomotive Engine. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 63. № 1. P. 26–32. *Особистий внесок: розрахунки процесів тепломасообміну у порожнинах охолодження, участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень, видання входить до БД SCOPUS.*

33. Abramchuk F., Avramenko A. Numerical simulation of the fuel flow in the spray nozzle of the injector in a car-and-tractor diesel engine. [Electronic resource] / *Industrial Combustion*. Article number 201614, October 2019. P. 1–26. URL:

<https://ifrf.net/research/archive/numerical-simulation-of-the-fuel-flow-in-the-spray-nozzle-of-the-injector-in-a-car-and-tractor-diesel-engine/> (viewed on 30.12.2019) *Особистий внесок: розрахунки процесів упорскування та розпилювання палива, участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень.*

34. Abramchuk F., Avramenko A. Impact of modern methods of managing diesel engine processes on harmful substances emission level. *Procedia Environmental Science, Engineering and Management*. 2019. Vol. 6. № 4. P. 523–533. *Особистий внесок: розрахунки робочих процесів ДВЗ, участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень, видання входить до БД SCOPUS.*

35. Abramchuk F., Avramenko A. (ONLINE). Prospects of Using Steel Pistons in Transport Diesel Engines. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*. 2019. <https://doi.org/10.3311/PPtr.12466>. P. 1–7. *Особистий внесок: проведення експериментальних досліджень, розрахунки теплонапруженого стану поршнів, участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень.*

### **Наукові праці, у яких опубліковані додаткові наукові результати дисертації**

36. Kondratenko O.M., Vambol S.O., Strokov O.P., Avramenko A.M. Mathematical model of the efficiency of diesel particulate matter filter. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2015. Issue 6. P. 55–61. *Особистий внесок: здобувач приймав участь у експериментально-розрахунковому отриманні вихідних даних для побудови та ідентифікації моделі, а також у практичному впровадженні результатів застосування моделі, видання входить до БД SCOPUS.*

### **Матеріали конференцій**

37. Авраменко А.М. Чисельне моделювання робочого циклу швидкохідного дизеля [Текст] / А.М. Авраменко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XVIII міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 12-14 травня 2010 р. – Харків, 2010. – С. 162.

38. Авраменко А.М. Покращення екологічних показників швидкохідного дизеля за рахунок багатостадійного впорскування палива [Текст] / А.М. Авраменко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей

XIX міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 01-03 червня 2011 р. – Харків, 2011. – С. 137.

39. Авраменко А.Н. Улучшение энергоэкологических и прочностных показателей быстроходного дизеля [Текст] / А.Н. Авраменко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XXI міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 29-31 травня 2013 р. – Харків, 2013. – С. 172.

40. Авраменко А.Н. Использование тонкостенных стальных поршней в дизельных двигателях с воздушным охлаждением [Текст] / А.Н. Авраменко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XXVI міжнародної науково-практичної конференції. Харків, 16-18 травня 2018 р. – Харків, 2018. – С. 37.

41. Авраменко А.Н. Исследование рабочего цикла дизеля с использованием численных методов [Текст] / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Авраменко // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців”. Харків, 20-21 жовтня 2016 р. – Харків: ХНАДУ, 2016. – С. 192. *Особистий внесок: участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень.*

42. Avramenko A. Reducing the level of thermoelastic stresses in the piston of a vehicle diesel engine by affecting the engine cycle / A. Avramenko // INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE. “TECHNICS, TECHNOLOGIES, EDUCATION and SAFETY”. Sofia, Bulgaria, 30 May - 02 June 2018, – Sofia, Bulgaria, 2018., ISSUE 2 (5). – P. 160-162.

43. Avramenko A. Numerical modelling of burn processes in a composite-fuel diesel engine / A. Avramenko // MODERN SCIENTIFIC CHALLENGES AND TRENDS: a collection scientific works of the International scientific conference. Warsaw, Poland, 20th June 2018. – Warsaw, Poland.: Sp. z o. o. "iScience", 2018 – P. 68-70.

44. Авраменко А.М. Вплив сучасних способів організації робочих процесів на екологічні показники дизельного двигуна [Текст] / Ф.І. Абрамчук, А.М. Авраменко // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції “Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні”. Харків, 15-18 жовтня 2019 р. – Харків: ХНАДУ, 2019. – С. 170-171. *Особистий внесок: участь в аналізі та інтерпретації результатів представлених досліджень.*

## АНОТАЦІЯ

**Авраменко А.М. Наукові основи розв'язання спряжених задач термогазодинаміки при моделюванні гомогенного процесу дизельного двигуна.** – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.03 – “Двигуни та енергетичні установки” (14 – електрична інженерія). – Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України, Харків, 2020.

Дисертацію присвячено вирішенню проблеми підвищення паливно-економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів шляхом

розв'язання спряжених задач термогазодинаміки з використанням сучасного способу організації робочого циклу – гомогенного сумішоутворення та згорання – Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI). У дослідженні запропоновано комплекс математичних моделей для розв'язання спряжених задач термогазодинаміки у камері згорання (КЗ) при моделюванні теплонапруженого стану деталей КЗ з урахуванням динаміки процесів у циліндрі дизельного двигуна. У дослідженні проведено аналіз результатів чисельного моделювання робочих процесів дизельних та HCCI двигунів (2Ч10,5/12 та 16ЧН26/27). Розроблено методологію чисельного моделювання робочого циклу HCCI двигуна з урахуванням локального розподілу палива й повітря по циліндру й особливості процесу запалення гомогенної паливоповітряної суміші та впливу термомеханічної деформації деталей КЗ на процеси, що протікають в циліндрах для дизельних двигунів 2Ч10,5/12 та 16ЧН26/27. Вивчено вплив особливостей робочого циклу HCCI двигуна на рівень теплонапруженого стану деталей КЗ. На основі отриманих результатів були розроблені науково-практичні рекомендації по поліпшенню умов роботи теплонапружених деталей КЗ дизельних двигунів 2Ч10,5/12 та 16ЧН26/27.

**Ключові слова:** дизельний двигун, HCCI двигун, спряжена задача термогазодинаміки, теплопередача в ДВЗ, головка циліндра, поршень, екологічні показники, теплонапружений стан.

## АННОТАЦІЯ

**Авраменко А.Н. Научные основы решения сопряженных задач термогазодинамики при моделировании гомогенного процесса дизельного двигателя.** – На правах рукописи.

Диссертация на соискание научной степени доктора технических наук по специальности 05.05.03 – “Двигатели и энергетические установки” (14 – электрическая инженерия). – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет Министерства образования и науки Украины, Харьков, 2020.

Цель работы – решение сопряженных задач термогазодинамики при моделировании рабочего процесса дизельного двигателя путем использования цикла с гомогенным смесеобразованием и сгоранием – Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) для повышения топливно-экономических и экологических показателей дизельных двигателей со снижением уровня теплонапряженного состояния деталей камеры сгорания.

Объект исследования – рабочие процессы дизельного и HCCI двигателей, процессы впрыскивания и распыливания топлива, процессы теплопередачи в деталях камеры сгорания дизельного и HCCI двигателей, поля температур и термоупругих напряжений в деталях камеры сгорания.

Предмет исследования – сопряженные задачи термогазодинамики при моделировании рабочего процесса дизельного и HCCI двигателя, топливно-экономические и экологические показатели дизельных двигателей, показатели теплонапряженного состояния деталей камеры сгорания.

Методы исследования: методы численного моделирования процессов теплопроводности и напряженности, методы численного моделирования процессов

впрыскивания и распыливания топлива, методы моделирования процессов образования вредных веществ; экспериментальные методы использованы для исследования теплового состояния головки цилиндра и поршня, регистрации индикаторных диаграмм и токсичности отработавших газов.

В диссертационной работе предложен комплексный подход по повышению топливно-экономических, экологических и ресурсных показателей дизельных двигателей, который включает:

- разработку методологии решения контактных задач, с использованием метода конечных элементов, для исследования и улучшения условий работы уплотнения между опорным буртом головки цилиндра и цилиндром для дизельных двигателей с воздушным охлаждением, который учитывает особенности процессов теплообмена в камере сгорания и полостях охлаждения и их взаимовлияние и особенности совместной термомеханической деформации;

- разработку метода численного моделирования процесса теплообмена в полостях охлаждения головки цилиндра дизельного двигателя путем решения сопряженных задач термогазодинамики с учетом нестационарных процессов теплообмена в цилиндре дизельного двигателя при работе на разных режимах эксплуатации;

- разработку метода теоретических исследований процессов работы дизельного двигателя с учетом факторов термодинамической и гидродинамической неуравновешенности, обусловленных особенностями рабочих процессов, связанных с диссипативными и другими явлениями, характерными для реальных условий эксплуатации дизельных двигателей транспортного назначения;

- разработку методологии численного моделирования процесса НССИ двигателя с учетом термомеханической деформации деталей КС в реальных условиях эксплуатации.

Разработан метод математического моделирования теплообменных процессов в полостях охлаждения головок цилиндров дизельных двигателей с учетом динамики процессов в камере сгорания.

Выявлены резервы снижения эмиссии оксидов азота и твердых частиц с отработавшими газами дизельных двигателей, путем реализации рабочего цикла с гомогенным смесеобразованием и сгоранием - НССИ со сниженными локальными температурами и увеличенной полнотой сгорания топлива.

Показано, что для двигателя 2Ч10,5/12 при использовании гомогенного смесеобразования и сгорания (НССИ) снижается уровень тепловой нагрузки на детали КС и уменьшаются градиенты температур, что дало возможность при работе на режиме номинальной мощности снизить максимальную температуру поршня на 20 °С, а огневого днища головки цилиндра на 15 °С и снизить уровень термоупругих напряжений в среднем на 5 %.

Для двигателя 16ЧН26/27, при использовании гомогенного смесеобразования и сгорания (НССИ) снижается уровень тепловой нагрузки на детали КС и уменьшаются градиенты температур, что дало возможность при работе на режиме номинальной мощности снизить максимальную температуру поршня на 10 °С, а огневого днища головки цилиндра на 15 °С и снизить уровень термоупругих напряжений в среднем на 10-15 %.



Разработан интегральный топливно-экономический, экологический и ресурсный показатель для дизельных двигателей, который учитывает взаимовлияние показателей токсичности, эффективного КПД и ресурсных показателей на характеристику дизельного двигателя при работе на эксплуатационных режимах.

Разработаны рекомендации по повышению топливно-экономических, экологических и ресурсных показателей дизельных двигателей, что позволило снизить уровень выбросов  $\text{NO}_x$  более чем на 20 %, снизить температуру поршня и головки цилиндра на 15-20 °С, и снизить удельный эффективный расход топлива на 2-5 %.

Полученные результаты переданы для внедрения и использования в ООО “НПП Дизель Групп”, г. Харьков, Научно-технический центр Инженерной академии Украины, г. Харьков, ОАО “Запорожский тепловозоремонтный завод”, г. Запорожье, ГП “Житомирский бронетанковый завод”, Компания X-Motors, г. Харьков, а также используются в учебном процессе при подготовке студентов специальности 142 – “Энергетическое машиностроение”, специализации “Двигатели внутреннего сгорания”, а также в практики научно-исследовательских работ, которые проводятся на кафедре ДВС ХНАДУ и ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины.

**Ключевые слова:** дизельный двигатель, HCCI двигатель, сопряженная задача термогазодинамики, теплопередача в ДВС, головка цилиндра, поршень, экологические показатели, теплонапряженное состояние.

## ABSTRACT

**Avramenko A.N. The scientific basics of solving conjugate thermal gas dynamics problems when modelling a homogeneous process in a diesel engine.** – The manuscript rights.

Thesis for a Doctor Degree of Technical Science, specialty 05.05.03. – “Engine and power plants” (14 – Electrical Engineering). – Kharkiv National Automobile and Highway University of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2020.

The dissertation deals with solving the problem of improving the fuel-and-economic, ecological and service life indicators of diesel engines by solving conjugate thermal gas dynamics problems with application of the advanced methodology of organising the operating cycle – Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI). During research, a complex of mathematical models was defined for solving conjugate thermal gas dynamics problems in the combustion chamber (CC) when simulating the thermally stressed state of CC parts with account of the process dynamics in the diesel engine cylinder. During research, the results of numerical modelling of motoring processes in diesel and HCCI engines (2F10,5/12 та 16FS26/27) were analysed. A method was developed for numerically modelling the following: the operating cycle of an HCCI engine with account of local fuel and air distribution in the cylinder; the specific features of ignition of the homogeneous air-fuel mix and the impact of thermomechanical deformation of CC parts on inner cylinder processes in diesel engines 2F10,5/12 and 16FS26/27. The impact of the specific features of the operating cycle of an HCCI engine on the level of the thermally stressed state of CC parts in diesel engines was investigated. The results obtained were used to work out research-based practical recommendations for

improving the operating conditions of thermally stressed CC parts in diesel engines 2F10,5/12 and 16FS26/27.

**Key words:** diesel engine, HCCI engine, associated problem of thermodynamics, heat transfer in ICE, head of cylinder, piston, ecological state, he

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'A. G.' or similar, located below the key words section.