

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
„ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”**

**ЗОТОВ ОЛЕКСАНДР ОЛЕКСАНДРОВИЧ**



УДК 621.432.3

**УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ПРОЕКТУВАННЯ ТОНКОСТІННИХ  
ПОРШНІВ ДВЗ ІЗ ПРИМУСОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ**

Спеціальність 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки

Автореферат дисертації на здобування наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків–2010

Дисертацією є рукопис

Робота виконана на кафедрі конструкцій авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут» Міністерства освіти і науки України, м. Харків.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент  
**Гусєв Юрій Олексійович**,  
Національний аерокосмічний університет  
ім. М.Є. Жуковського  
«Харківський авіаційний інститут»,  
професор кафедри конструкцій авіаційних двигунів

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, доцент  
**Акімов Олег Вікторович**,  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»,  
завідувач кафедри ливарного виробництва

кандидат технічних наук, старший науковий співробітник

**Лєвтерєв Антон Михайлович**,  
Інститут проблем машинобудування  
ім. А.Н. Підгорного НАН України,  
завідувач відділу поршневих енергоустановок

Захист відбудеться «11» листопада 2010 р. о 13<sup>00</sup> на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.13 у Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21, кафедра двигунів внутрішнього згоряння, ауд. 11.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».

Автореферат розісланий «8» жовтня 2010 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



Осетров О.О.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТИ

**Актуальність теми.** Одною з основних тенденцій сучасного двигунобудування є підвищення надійності при підвищенні літрової потужності. З одного боку, зростають навантаження на деталі ДВЗ, а з іншого – спостерігається зниження їх маси і матеріалоемності, що потребує більш ретельного підходу при розрахунку міцності і довговічності. Однією з головних деталей ДВЗ є поршень, і експлуатаційні параметри двигуна визначаються, в тому числі, й тим, як спроектована та виготовлена ця складна та важлива деталь. Зокрема, технічний стан поршня визначає працездатність двигуна в цілому. В різноманітних наукових працях широко освітлюється тема проектування поршнів. Особливу увагу приділяють проектуванню та розрахунку поршнів дизелів і, зокрема, камерам згоряння, котрі зазнають високих термічних навантажень. На тонкостінні поршні ДВЗ із примусовим запалюванням діють менші тиски і температури, ніж на поршні дизелів, і до них традиційно не висувалися особливі вимоги під час проектування. Такі поршні вироблялись з великим запасом міцності, що гарантує їх довговічність при експлуатації. Проте з ростом частоти обертання колінчатого валу таких ДВЗ зростають питомі навантаження на поршень, з'являється необхідність полегшити усі рухомі деталі двигуна, в тому числі і поршня. Виникає задача оптимізації поршнів за масою при наявності необхідної жорсткості юбки і рівномірному розподілу напружень в області бобишки над поршневим пальцем.

Рішення цієї задачі забезпечується реалізацією нерозривного зв'язку між конструкторськими і технологічними підрозділами, що може забезпечити наскрізне комп'ютерно-інтегроване проектування – використання однієї моделі на всіх етапах створення поршня. Такий зв'язок дозволяє наблизити геометрію готового поршня до вихідної моделі і знизити загальну трудомісткість створення виробу, скоротити витрати на його доводочні дослідження, підвищити загальну ефективність проектних робіт, а також покращити споживчі якості виробу.

Таким чином, актуальною є тема дисертації, що спрямована на удосконалення технології проектування тонкостінних поршнів ДВЗ із примусовим запалюванням з використанням багаторівневих розрахункових моделей, що дозволяє вирішити науково-практичну задачу забезпечення підвищення технічного рівня і ресурсу двигунів внутрішнього згоряння.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційну роботу виконано на кафедрі конструкцій авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут» згідно з держбюджетною науково-дослідною темою МОН України «Наукові принципи створення сучасних інформаційних технологій ресурсного проектування, управління та діагностування авіаційних двигунів» № Г203-29/00, РК0100V002345, де здобувач був виконавцем розділу «Тензорезистор для оцінки напружено-деформованого стану поршня двигуна внутрішнього згоряння».

**Мета і задачі дослідження.** Метою роботи є наукове обґрунтування і удосконалення технології проектування тонкостінних поршнів сучасних ДВЗ із примусовим запалюванням за рахунок застосування багаторівневих розрахункових моделей і методик наскрізного комп'ютерно-інтегрованого та ресурсного проек-

тування, що дозволить підвищити технічний рівень і ресурс ДВЗ. Для реалізації поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

1. Провести аналіз сучасного стану та шляхів вдосконалення технології проектування тонкостінних поршнів ДВЗ із примусовим запалюванням. На основі аналізу розробити і науково обґрунтувати метод наскрізного комп'ютерно-інтегрованого проектування тонкостінних поршнів. Розробити методику 3-вимірної моделювання поршня і заготовки.

2. Обґрунтувати вибір розрахункової математичної моделі поршня залежно від етапу наскрізного комп'ютерно-інтегрованого проектування; встановити математичну залежність між геометричними параметрами групи поршень – поршневий палець і параметрами граничних умов.

3. Визначити вплив термічної і механічної складових напружено-деформованого стану (НДС), конструктивних елементів тонкостінних поршнів на загальний стан навантаження поршня.

4. З метою уточнення обраної математичної моделі і верифікації результатів проектування розробити універсальну випробувальну установку і методику експериментального дослідження тонкостінних поршнів, провести випробування і зробити аналіз результатів експериментального дослідження. Сформулювати і вирішити зворотню задачу теорії пружності, адаптовану до проектування тонкостінних поршнів ДВЗ із примусовим запалюванням.

Об'єкт дослідження – процес наскрізне комп'ютерно-інтегрованого проектування тонкостінних поршнів ДВЗ із примусовим запалюванням.

Предмет дослідження – тонкостінні поршні ДВЗ із примусовим запалюванням.

Методи дослідження.

Всі теоретичні аспекти дисертації базуються на фундаментальних положеннях теорії ДВЗ, теорії механізмів і машин, теорії деталей машин та сучасному математичному інструментарії. В процесі наскрізного комп'ютерно-інтегрованого проектування тонкостінних поршнів ДВЗ із примусовим запалюванням застосовано аналітичні, чисельні і аналітично-чисельні методи. Зокрема метод кінцевих елементів, експериментальні методи статичного і динамічного досліджень НДС тонкостінних поршнів ДВЗ із застосуванням тензометрії і термометрії.

**Наукова новизна** одержаних результатів:

1. Удосконалено технологію проектування тонкостінних поршнів ДВЗ із примусовим запалюванням за рахунок застосування методу наскрізного комп'ютерно-інтегрованого проектування, що базується на застосуванні багаторівневих розрахункових моделей визначення НДС поршня і раціоналізації конструкції по заданим параметрам.

2. Обґрунтовано вибір достатнього рівня складності моделі поршня для відповідного етапу проектування на основі особливостей граничних умов для моделей кожного рівня складності.

3. Вперше сформульована і вирішена зворотня задача знаходження геометричних параметрів еквівалентної площинки в моделі нижчого рівня для тонкостінних поршнів ДВЗ із примусовим запалюванням.

4. Для тонкостінних поршнів ДВЗ із примусовим запалюванням визначено

співвідношення між термічною і механічною складовими НДС, виявлено вплив складових на загальний стан навантаження поршня.

### **Практичне значення отриманих результатів для двигунобудування:**

1. Застосування методу наскрізного комп'ютерно-інтегрованого проектування тонкостінних поршнів ДВЗ із примусовим запалюванням дозволило отримати дані для створення нових конструкцій поршнів, а також скоротити час на підготовку виробництва і знизити матеріалоемність виробу. Запропоновані методи можуть бути адаптовані для проектування інших деталей і вузлів сучасних ДВЗ з метою зниження трудових і машинних ресурсів, зменшення вартості проектних робіт і підвищення їх загальної ефективності.

2. Розроблена універсальна випробувальна установка, що дозволяє моделювати статичне силове навантаження тонкостінних поршнів з урахуванням дійсного положення шатуна, а також обґрунтована методика проведення випробувань.

3. Одержані математичні залежності геометричних параметрів еквівалентної площинки від параметрів групи поршень – поршневий палець можуть бути використані в ході проектування однотипних тонкостінних поршнів ДВЗ.

Метод наскрізного комп'ютерно-інтегрованого проектування тонкостінних поршнів ДВЗ із примусовим запалюванням апробовані знайшов своє практичне застосування у ВАТ «АВТРАМАТ» (м. Харків). За розробленим методом спроектовано ряд поршнів для двигунів ВАЗ, МеМЗ, ГАЗ і УАЗ, які пройшли ресурсні випробування і прийняті до серійного виробництва.

### **Особистий внесок здобувача:**

- розроблено схему етапів наскрізного комп'ютерно-інтегрованого проектування тонкостінних поршнів ДВЗ із примусовим запалюванням;
- розроблено конструкція універсальної випробувальної установки і методика експериментального дослідження тонкостінних поршнів;
- запропоновано методику створення 3-вимірної моделі поршня і заготівки з постійним збереженням взаємозв'язку між ними;
- виявлено вплив конструктивних елементів на НДС поршня;
- запропоновано методику і зроблено вибір раціональних моделей для дослідження НДС поршня на кожному етапі проектування;
- проведено верифікацію граничних умов розглянутих моделей;
- виявлено математичну залежність параметрів граничних умов та геометричних параметрів групи поршень - поршневий палець.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідалися на: Міжнародних конгресах двигунобудівників (с. Рибаче, АР Крим, 2001 - 2009 рр.), науковій конференції «Двигатели для российских автомобилей» (м. Москва, 2007 р.), XVIII міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 2010 р.).

**Публікації.** Основні результати дисертації опубліковані у 12 наукових працях, з них 10 опубліковані у фахових наукових виданнях ВАК України.

**Структура і об'єм дисертації.** Дисертація складається зі вступу, 5 розділів, висновків, 2 додатків. Загальний обсяг роботи складає 150 сторінок, з них 8 таб-

лиць за текстом, 46 рисунків за текстом, 2 рисунків на 2 сторінках, 2 додатки на 8 сторінках, 156 найменувань використаних літературних джерел на 17 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

**У вступі** обґрунтована актуальність теми дисертаційної роботи, що спрямована на рішення задачі вдосконалення технології проектування тонкостінних поршнів ДВЗ із примусовим запалюванням, сформульовано мету й основні задачі дослідження, наведено інформацію про наукову новизну, практичне значення отриманих результатів і особистий внесок здобувача.

**В першому розділі** виконано огляд і проведено аналіз сучасного стану і шляхів рішення задачі наскрізного комп'ютерно-інтегрованого проектування тонкостінних поршнів ДВЗ із примусовим запалюванням. Розглянуті та узагальнені методи експериментального визначення НДС поршня, а також стенди й обладнання, що застосовуються під час проведення експериментальних досліджень. Визначено мету і задачі дослідження.

Аналіз літературних джерел показав, що в теперішній час найбільш широко й повно висвітлені роботи з проектування і визначення НДС поршнів для дизелів, причому особливу увагу приділено вивченню термонапруженого стану поршня. Це пояснюється тим, що на поршень дизеля впливають високі температури, особливо несприятливі умови спостерігаються в районі камери згоряння, які, в першу чергу, і є причиною виходу поршня з ладу. Великий досвід вивчення теплової та термомеханічної напруженості деталей камери згоряння поршнів дизелів набуто в ГСКБД, ІПМаш НАН України, НТУ «ХПІ», ПО «Завод ім. Малишева» (м. Харків), ХарДАЗТ, ІПП НАН України, НТУ (м. Київ), НАТІ, МАДІ, МАМІ, МДТУ (м. Москва), ЦНДДІ, С-ПДТУ (м. Санкт-Петербург), ЯМЗ (м. Ярославль), НДКТІД, ВТЗ (м. Владимир), ВПІ (г. Волгоград), в фірмах «Karl Schmidt» (Німеччина), «Komatsu» (Японія), «Cummins» (США) та інші.

З іншого боку, поршні дизелів є масивними і мають товсті стінки, що забезпечує запас механічної міцності. Приоритетним для таких поршнів є визначення температурного навантаження поршня і дослідження, в тому числі й експериментальні, загалом присвячені саме цьому. В той же час для тонкостінних поршнів високообертних ДВЗ із примусовим запалюванням важливо мати максимально низьку масу, що призводить до зросту питомих навантажень і необхідності визначення НДС не лише і не стільки від термічних, скільки від механічних навантажень. Літературні джерела в цій галузі не дають достатньої інформації.

Зараз при проектуванні поршнів ДВЗ широко застосовується метод кінцево-елементного розрахунку НДС з використанням комп'ютерної техніки. Це суттєво збільшує продуктивність під час проведення проектних робіт, проте часто виникають ситуації, коли необхідно переконатися в коректності установлених граничних умов або уточнити їх. Тобто, необхідно вирішити зворотну задачу, спираючись на дані, отримані в ході експериментальних досліджень. Зворотні задачі широко відомі і застосовуються в різноманітних сферах, зокрема, в теорії теплообміну. Їх можна розподілити на наступні групи: коефіцієнтні, геометричні, граничні і еволюційні. В даній роботі здійснена постановка зворотної задачі теорії пружнос-

ті стосовно до тонкостінного поршня ДВЗ із примусовим запалюванням з метою визначення параметрів еквівалентної площинки і запропоновано варіант рішення.

Експериментальні методи визначення НДС поршня застосовують для визначення впливу термічної дії, тиску газів, динамічних сил і реакцій. Таким чином, отримуються достовірні данні, спираючись на які, можна оцінити коректність і точність розрахунків, а також уточнити розрахункову модель і скорегувати граничні умови. Для проведення експериментальних досліджень використовують спеціально устатковані двигуни або установки, які імітують той чи інший вид навантаження. Перший варіант дає можливість досліджувати поршень в реальних умовах його роботи, однак він дуже трудомісткий і дорогий, потребує проведення великої кількості підготовчих робіт. У другому варіанті використовують спеціальні установки. Проте в цьому випадку неминучі спрощення і допущення, які можуть негативно вплинути на результат дослідження. Даний метод добре підходить для досліджень окремих випадків навантаження. Найбільш широкого застосування знайшли установки для термічного навантаження поршнів дизельних ДВЗ, дослідження їх температурного поля і термонапруженого стану. Однак усі вони вузько спеціалізовані для випробувань конкретного поршня. Тому в роботі зроблено висновок, що актуальною є задача розробки універсальної установки для випробувань тонкостінних поршнів.

Аналіз існуючих на даний момент методів проектування поршнів показав, що для створення тонкостінного поршня ДВЗ із примусовим запалюванням необхідний більш досконалий метод, який використовує сучасні комп'ютерно-інтегровані технології, враховує механічну складову НДС, спирається на вирішення зворотної задачі знаходження геометричних параметрів еквівалентної площинки, а також зберігає нерозривний зв'язок конструкторсько-технологічних робіт.

**В другому розділі** викладені методи дослідження НДС поршня, які використані в даній роботі, а також описані фактори, що впливають на достовірність отриманих результатів і, зокрема, коректність завдання граничних умов при кінцево-елементному розрахунку.

*Метод математичного моделювання НДС*, що виникає від механічного впливу на поршень, базується на використанні основних рівнянь теорії пружності – рівноваги, законів Гука, Коши. В ході дослідження були створені моделі напруження двох рівнів складності: спрощена модель нижчого рівня – для попередніх розрахунків, і уточнена модель вищого рівня – для отримання остаточних результатів. Спрощена модель становить собою поршень, а зовнішні дії змодельовані завданням відповідних граничних умов. Уточнена модель напруження включає в себе, крім поршня, й інші деталі, такі як поршневий палець, що дозволяє отримати більш достовірні результати розрахунку.

*Метод математичного моделювання НДС*, що виникає від температурного впливу на поршень, дозволяє визначити температурне поле на поверхні рішенням рівняння теплопровідності. При моделюванні теплонапруженого стану поршня задавалися граничними умовами 3-го роду.

*Метод експериментальних досліджень* включає в себе: визначення НДС поршня в ході натурного експерименту на спеціальній установці без урахування термічного впливу; визначення температурного поля на поверхні поршня методом

термометрії на працюючому двигуні; визначення працездатності поршня в ході ресурсних випробувань і дослідження впливу поршня на експлуатаційні показники двигуна. В ході експериментальних досліджень була проведена ідентифікація граничних умов.

**В третьому розділі** розкрито метод наскрізного комп'ютерно-інтегрованого проектування тонкостінних поршнів ДВЗ із примусовим запалюванням, що дозволяє отримувати достовірний результат в ході конструкторських робіт, скоротити час на підготовку виробництва, а також знизити матеріалоємність виробу.

Створення тонкостінних поршнів сучасних ДВЗ із примусовим запалюванням розбито на такі основні етапи (рис. 1): 1) постановка задачі; 2) цикл проектування, що включає створення 3D моделі поршня, моделювання НДС, розбиття моделі на кінцеві елементи, розрахунок, оцінку результатів и корекцію; 3) формування бокового профілю; 4) створення дослідного зразка; 5) експериментальні дослідження з корекцією граничних умов і моделей; 6) виробництво.

Вихідним пунктом в ході проектування поршня є постановка задачі, що припускає видачу технічного завдання (ТЗ) на поршень. На підставі ТЗ на поршень, теплового розрахунку двигуна, літературних джерел, експериментальних даних та існуючих аналогів, а також з урахуванням технологічного аспекту формуються геометричні та масові обмеження, що накладаються на проєктований поршень.

Проектування – один з найбільш істотних і трудомістких етапів створення поршня, на якому відбувається формування геометричної і математичної моделей поршня і розрахункові дослідження його НДС. В ході створення тривимірної моделі поршня запропоновано використовувати принцип наскрізного проектування, який дозволяє закладати в модель готового виробу модель заготовки з імітацією подальшої механічної обробки, з урахуванням установочних баз і специфіки роботи ливарного оснащення. У роботі обґрунтована необхідність повної параметризації моделі, що дає змогу змінювати її згідно до змін відповідних параметрів.

Наступним кроком є створення моделі для розрахунку методом кінцевих елементів (рис. 2). Розрахункова модель поршня базується на його тривимірній моделі. Пропонується використовувати для різних етапів проектування поршня розрахункові моделі різноманітної складності. Рівень складності розрахункової моделі залежить від кількості кінематичних елементів, що входять до неї. Найбільш досконалою є модель, що дозволяє врахувати взаємодію поршня зі сполучуваними компонентами, складається з самого поршня, поршневого пальця, верхньої головки шатуна і стінки блока циліндрів або гільзи (рис. 2, а). При цьому приймаємо такі припущення: а) стрижень шатуна суттєво не впливає на деформацію поршневого пальця; б) стінки чавунного блоку циліндрів значно жорсткіші, ніж алюмінієва юбка поршня, отже, їх деформацією нехтуємо. Виходячи з цих припущень, розрахункова модель містить: частину шатуна у вигляді верхньої головки і частину стінки блока циліндрів у вигляді циліндричного сегменту з висотою, що дорівнює висоті поршня. Однак, така розрахункова модель вирізняється великою складністю і потребує великих затрат машинного часу та інших ресурсів. Надалі було встановлено, що на попередньому етапі проектування допустимо використання моделі нижчого рівня або спрощеної моделі (рис. 2, г). Для спрощення розрахункової моделі сполучні елементи було замінено обмеженнями, що накла-



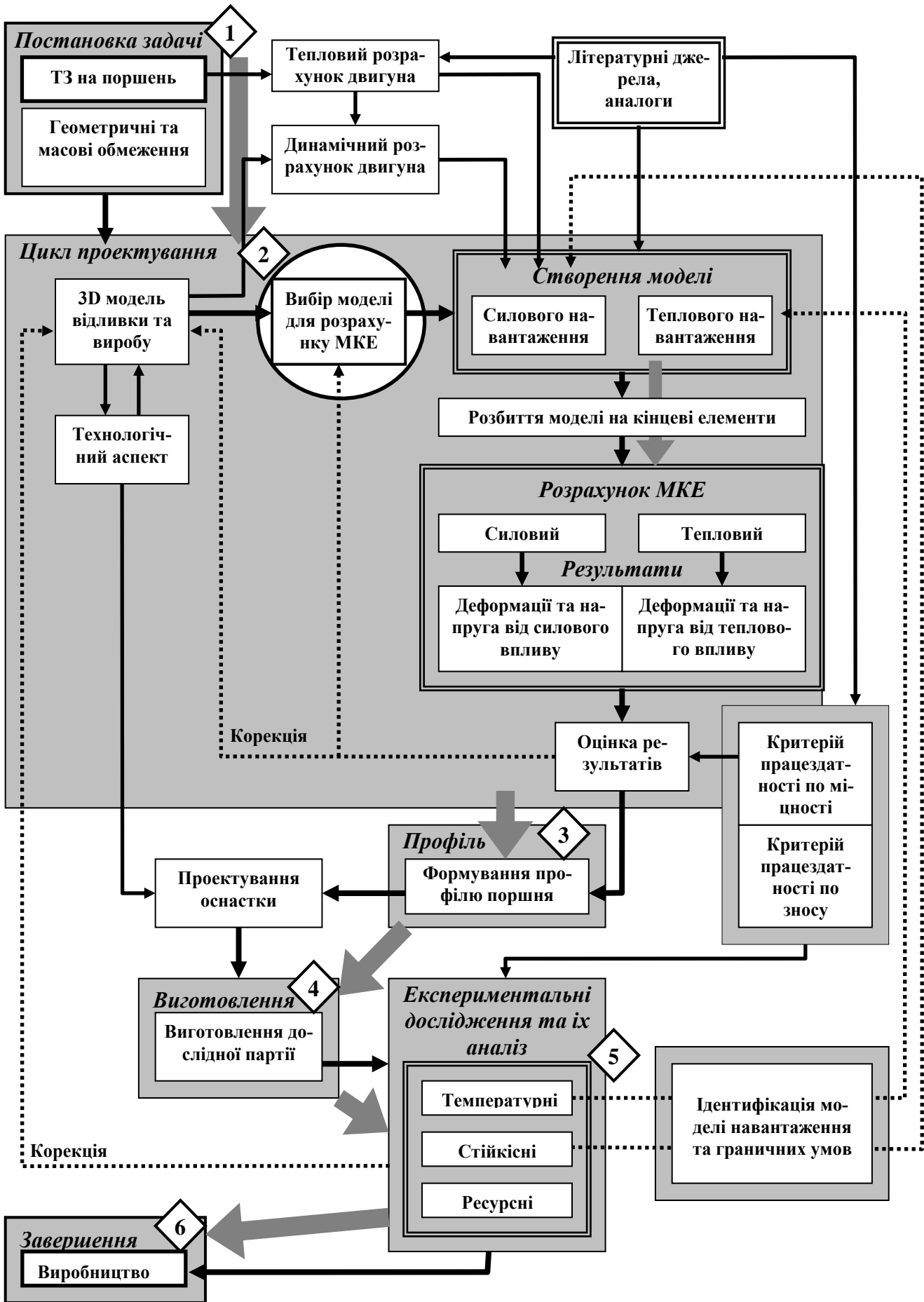


Рис. 1. Схема створення поршня ДВЗ

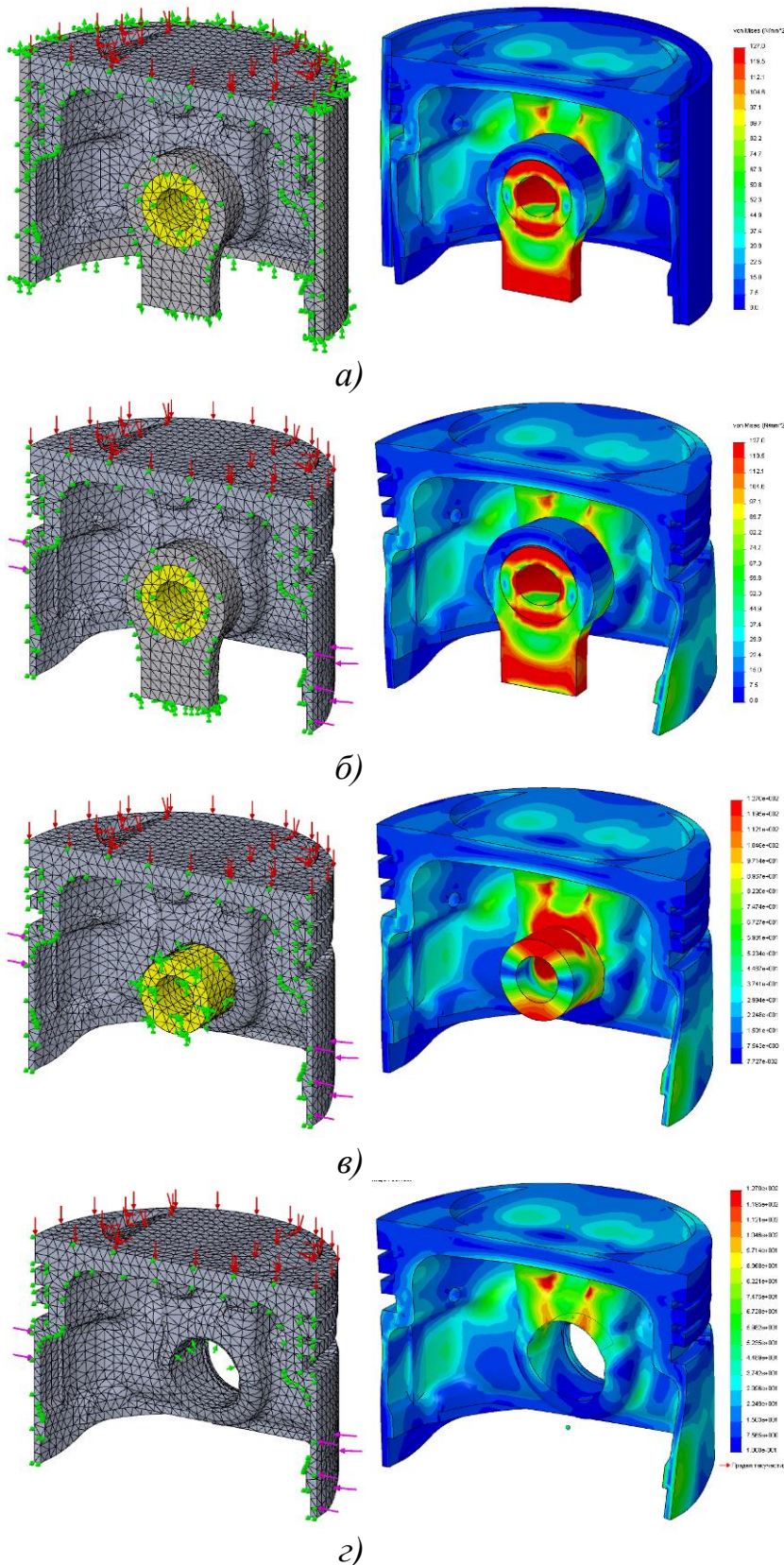


Рис. 2. Розрахункова модель поршня і результати розрахунків: а – для вузла поршень – поршневий палець – шатун – стінка циліндра (модель вищого рівня), б – для вузла поршень – поршневий палець – шатун, в – для вузла поршень – поршневий палець, г – для поршня (модель нижчого рівня)

даються на еквівалентні площинки (рис. 3). Таким чином, було отримано три спрощені моделі різного рівня складності (рис. 2, б-г). Найпростіша модель містить в собі лише один компонент – власне поршень, а взаємодія його зі стінкою циліндру і поршневим пальцем компенсована відповідними обмеженнями на еквівалентних площинках: одна в отворі під поршневий палець і дві в юбці поршня. Основну складність в цьому випадку становить визначення параметрів еквівалентних площинок, а спрощення їх геометрії призводить до зниження точності результатів розрахунку. Через це при остаточному розрахунку для уточнення попередніх результатів запропоновано використати більш складну і більш достовірну модель вищого рівня, яка складається, як мінімум, з двох компонентів: поршня і поршневого пальця (рис. 2, в). Схема створення моделей різноманітного рівня складності наведена на рис. 4. Для визначення достатнього рівня складності розрахункової моделі на кожному етапі проектування запропонована методика, що спирається на застосування функції корисності:

$$Q(x) = \sum_{j=1}^n \lambda_j f_j(x), \quad \lambda_j \geq 0, \quad \sum_{j=1}^n \lambda_j = 1,$$

де  $\lambda_j$  – ваговий коефіцієнт

ЄНТ.

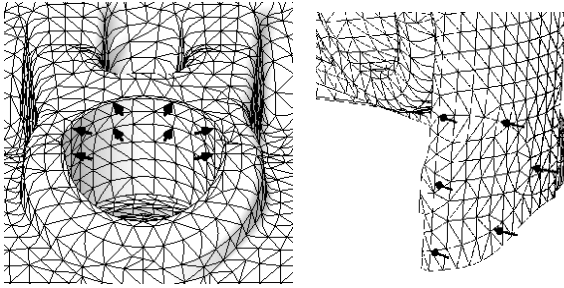


Рис. 3. Приклад еквівалентних площинок й обмеження на них

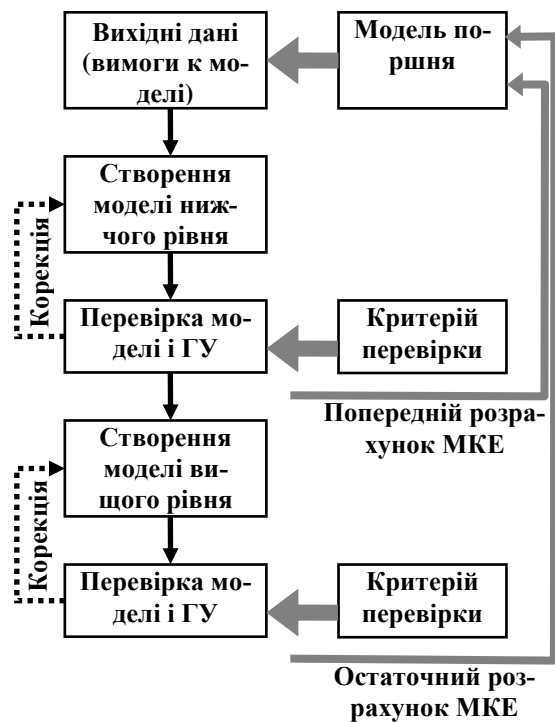


Рис. 4. Схема створення моделі силового навантаження

Враховуючи те, що параметри, які характеризують складність моделі, – кількість елементів і вузлів сітки, є зв’язаними і між ними існує пряма залежність, до розглядання прийнято один з них – кількість елементів. Час розрахунку також пов’язаний з цими параметрами, проте він не має прямої залежності з ними, тому його необхідно також враховувати при визначенні рівня складності розрахункової моделі – це другий оцінний показник. Третій показник – відносна трудомісткість підготовчих робіт (рис. 5, а).

Після приведення оцінних показників до безрозмірної величини (рис. 5, б), отримана крива, що характеризує загальну трудомісткість застосування розрахункової моделі (рис. 5, в).

Далі були проведені силовий і тепловий розрахунки методом кінцевих елементів. В результаті цих розрахунків в роботі отримано поля напружень і деформацій, відповідно, від силової дії і температури, а також поле розподілення температур.

Етап попереднього проектування закінчується оцінюванням результатів розрахунків, при цьому оцінювальним критерієм є критерій працездатності за міцністю. При незадовільному результаті проводиться корекція тривимірної моделі вилівка і поршня з подальшим уточненням маси поршня, про-

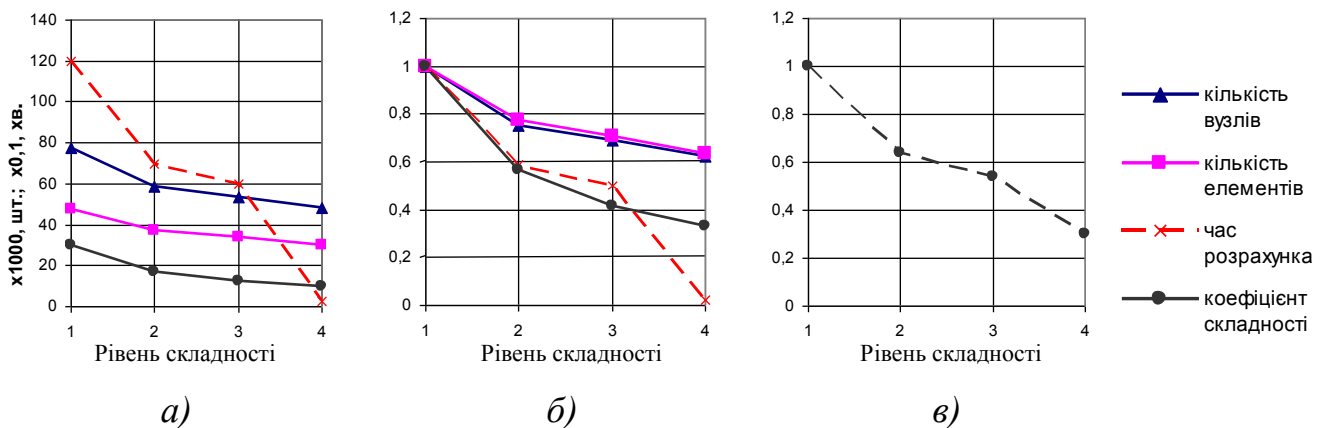


Рис. 5. Зміна параметрів розрахункових моделей від рівня складності: а – в абсолютному вигляді, б – в відносному вигляді, в – загальна крива веденням повторного динамічного розрахунку двигуна, корекцією розрахункової

моделі для силового (застосовується модель вищого рівня) і термічного напружень, повторного розбивання моделі на кінцеві елементи, здійсненням силового і теплового розрахунків. Таким чином, корекція моделі проводиться до тих пір, доки не будуть виконані всі критерії оцінювання. Після прийняття остаточного варіанту моделі формується профіль поршня. Паралельно з цим проводиться проектування та виготовлення ливарної оснастки, а також оснастки для механічної обробки поршня. Після закінчення підготовки виробництва виготовляється дослідна партія поршнів.

Наступний етап – експериментальні дослідження і їх аналіз. В дисертації обґрунтована необхідність проведення експерименту, яка зумовлена недосконалістю численних методів визначення НДС деталей ДВЗ. Велику похибку в результати можуть вносити некоректно задані граничні умови, пов'язані з прийняттям деяких припущень з метою прискорити розрахунок. Експериментальні дослідження запропоновано розподілити на три основних типи: температурні, стійкісні, ресурсні.

При температурних дослідженнях поставлена задача експериментальним шляхом визначити температурне поле поршня і провести ідентифікацію граничних умов, яка полягає в знаходженні умов теплообміну на поверхні поршня, що забезпечують розрахункове температурне поле. Після уточнення граничних умов було проведено повторний тепловий розрахунок з подальшим оцінюванням результатів. У випадку необхідності в модель поршня вносяться зміни, і цикл повторюється.

Впродовж досліджень міцності поставлена задача провести ідентифікацію моделі силового навантаження. Для проведення цих досліджень запропоновано установити на поршень тензорезистори і дослідити його навантаження на випробувальній установці, на якій імітується навантаження поршня в циліндрі двигуна максимальним тиском циклу з урахуванням дії бокових сил.

Ресурсні дослідження запропоновано проводити на моторному стенді з динамометром постійного струму за затвердженою програмою. Оцінюючим параметром при цих дослідженнях є критерій працездатності за зносом.

Після закінчення повного циклу експериментальних досліджень та їх аналізу була проведена необхідна корекція моделі поршня і ливарної оснастки, а також інші роботи згідно приведеної схеми. Після отримання позитивного результату в ході експериментальних досліджень поршень приймається до виробництва.

Таким чином, запропонований метод дозволяє вирішити поставлену задачу з проектування поршнів із заданими характеристиками і являє собою метод комп'ютерно-інтегрованого наскрізного проектування, що спирається на багаторівневі розрахункові моделі і рішення зворотної задачі теорії пружності.

**Четвертий розділ** присвячено експериментальному дослідженню НДС тонкостінного поршня від термічного та силового впливів.

Основною метою експериментальних досліджень є перевірка результатів, отриманих розрахунковим шляхом. При цьому, експериментальні дані є вихідними даними при рішенні зворотної задачі – ідентифікації граничних умов розрахункової моделі, зокрема, встановлення геометричних параметрів еквівалентної площинки.

*Термічне навантаження поршня.* Температурне поле поршня було визначено

експериментальним шляхом. Для цього поршень був препарований термоіндикаторами ВМТК (вимірювачі максимальної температури кристалічні). Таке рішення краще, якщо брати до уваги складності вимірювання температури поршня за допомогою термопар і, зокрема, передачі сигналу від рухомих термодатчиків до нерухомого вимірювального комплексу. Метод вимірювання максимальної температури за допомогою ВМТК базується на відпалі дефектів, що виникають у кристалі алмазу або карбїду кремнію під впливом опромінення, в результаті чого параметри кристалічних ґрат змінюються. Контрольні точки, в яких визначалися температури, наведені на рис. 6.

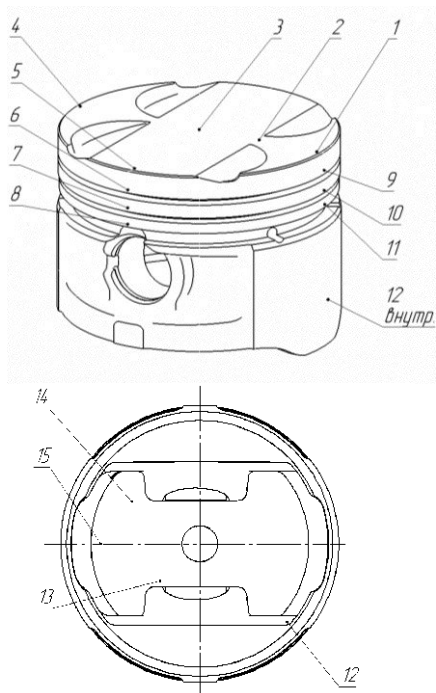


Рис. 6. Точки вимірювання температури

Для завдання нерівномірних граничних умов вогневі поверхні поршня були поділені на декілька ділянок.

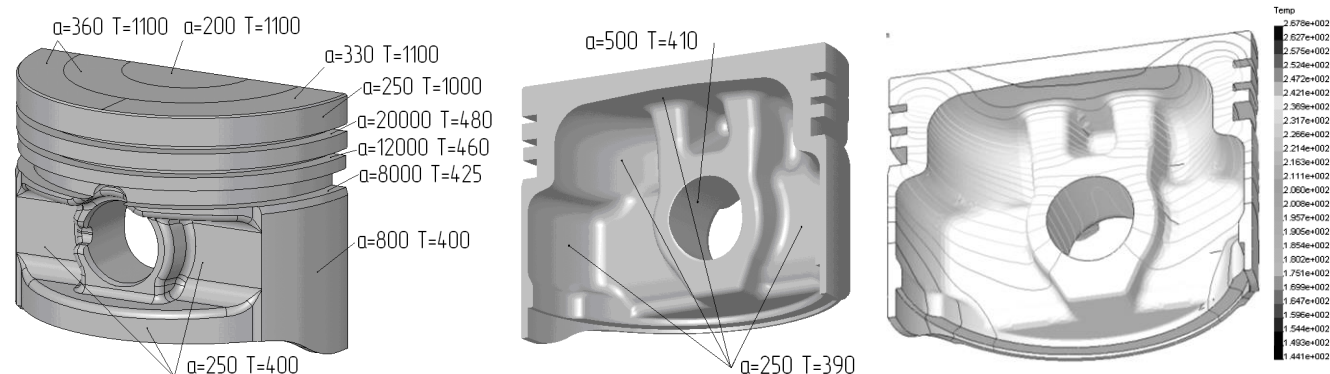


Рис. 7. Умови конвективного теплообміну і температурне поле, отримані в результаті ідентифікації

Силове навантаження поршня. Для вимірювання деформацій (напружень) в ході натурального експерименту поршень був препарований тензодатчиками. Найбі-

За результатами експериментальних даних було проведено ідентифікацію граничних умов, яка полягає у знаходженні умов теплообміну на поверхні поршня, що забезпечують розрахункове температурне поле, значення температур якого в контрольних точках співпадають зі значеннями температур, отриманих експериментально. При цьому шляхом чисельного експерименту виявляються параметри конвективного теплообміну, які найбільше впливають на розподіл температур у поршні, – коефіцієнт тепловіддачі на вогневих поверхнях поршня і температура компресійних кілець. Також було встановлено, що середня температура газів справляє не такий значний вплив і є режимним параметром. Температура в області жарового поясу чинить великий вплив в основному на розподіл температур на периферії головки поршня. На рис. 7 показані граничні умови, які забезпечують температурне поле і саме поле ( $\alpha$  - коефіцієнт тепловіддачі [Вт/м<sup>2</sup>\*К],  $T$  - температура робочого тіла [К]).

льшого розповсюдження в сучасній високотемпературній тензометрії набули дрові і фольгові тензорезистори з чутливими елементами, які закріплені за допомогою різноманітних клеїв і цементів на досліджуваній деталі. Проте такі тензорезистори, що мають значні розміри і масу, не можуть забезпечити достатню точність вимірювання і стійку роботу при значному рівні інерційних навантажень і високих температурах, характерних для працюючого двигуна. Для важких умов вимірювання деформацій запропоновано застосування високотемпературних плівкових тензорезисторів на автономній підкладці. Такий тензометр конструктивно являє собою тонку керамічну пластину (підкладку), на якій закріплюється плівковий чутливий елемент, виготовлений за технологією упікання.

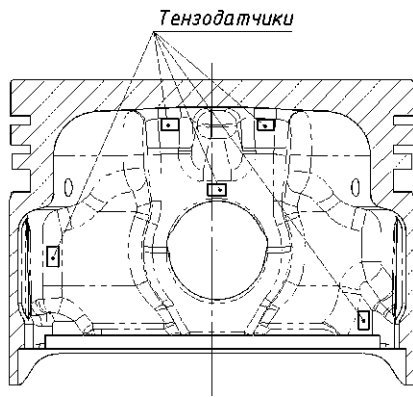


Рис. 8. Схема установки тензодатчиків у поршні

Для важких умов вимірювання деформацій запропоновано застосування високотемпературних плівкових тензорезисторів на автономній підкладці. Такий тензометр конструктивно являє собою тонку керамічну пластину (підкладку), на якій закріплюється плівковий чутливий елемент, виготовлений за технологією упікання.

На рис. 8 наведена схема установки тензодатчиків. Показана лише половина поршня, друга половина є її дзеркальним відображенням і препарується аналогічно. Тензодатчики встановлювались у місця найбільшої деформації поршня, де напруження сягали найбільших величин згідно до результатів розрахунку НДС. Дзеркальне препарування дозволяє продублювати кожен точку вимірювання і, тим самим, підвищити точність результатів.

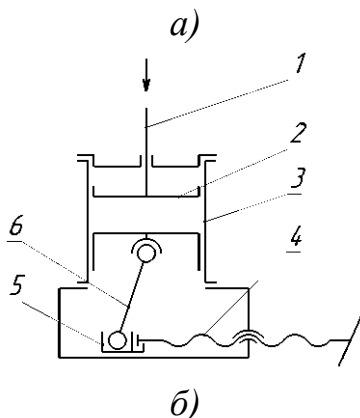
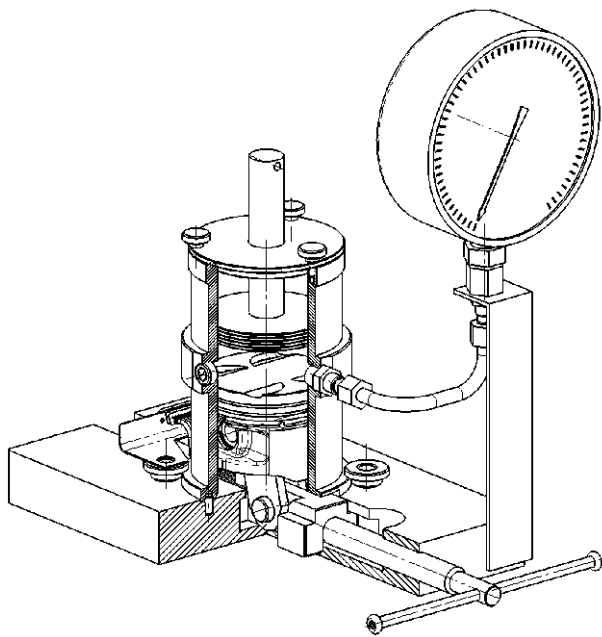


Рис. 9. Установка для навантаження поршня: а – загальний вид; б – схема.

Проведення натурального експерименту є трудомістким заходом, який дорого коштує. У рамках даної роботи проводилося експериментальне дослідження НДС поршня часткового характеру без підведення теплоти і урахування впливу сил інерції. Такі припущення прийняті з огляду на те, що температурні навантаження можуть бути враховані під час розрахунку, основною ж задачею є визначення коректності задання граничних умов саме для силового навантаження. Зокрема, необхідно визначити геометричні параметри еквівалентної пластинки для розрахункової моделі нижчого рівня.

Для проведення експерименту була розроблена і реалізована в ОАО «АВТРАМАТ» спеціальна установка, яка відрізняється від своїх аналогів універсальністю і дозволяє випробовувати тонкостінні поршні близького типорозміру для двигунів з різновеликим ходом поршня. Установка (рис. 9, а) дозволяє імітувати

навантаження поршня в циліндрі двигуна максимальним тиском циклу з урахуванням дій бокових сил і положення шатуна. В запропонованій установці під дією гідропреса шток 1 (рис. 9, б) з навантажувальним поршнем 2 опускається, збільшуючи тиск масла всередині гільзи 3. За допомогою ходового гвинта 4, через ковзанець 5 шатун 6 відхиляється на потрібний кут, чим досягається імітація положення поршня у циліндрі двигуна у всьому діапазоні переміщення його від верхньої мертвої точки до нижньої мертвої точки; відповідно до цього будуть змінюватися бокові сили, що діють на юбку поршня.

Навантаження поршня здійснювалося згідно з обраними режимами роботи двигуна для характерних точок, взятих з індикаторної діаграми, поточного положення шатуна (наприклад, момент досягнення максимального тиску в циліндрі). Для цих точок визначаються такі параметри, як тиск у циліндрі, кут повороту колінчастого валу (кут нахилу шатуна), а також величина прискорення поршня.

Для передачі вимірювального сигналу від тензодатчиків до аналого-цифрового перетворювача (в ролі якого виступає персональний комп'ютер зі спеціалізованим програмним забезпеченням) використовувався 14-канальний комутатор, розроблений з цією метою.

Проведені експериментальні дослідження показали необхідність уточнення розрахункових моделей як для термічного навантаження поршня так і для силового навантаження, а також дозволили уточнити граничні умови для кожної моделі навантаження відповідно.

**У п'ятому розділі** сформульована постановка зворотної задачі теорії пружності стосовно до проектування тонкостінних поршнів ДВЗ з метою встановлення геометричних параметрів еквівалентної площинки розрахункової моделі нижчого рівня і запропоновано варіант рішення. Виведена залежність геометричних параметрів граничних умов (розміри площинки) від параметрів поршневого пальця і його положення в поршні.

При проектуванні деталей ДВЗ складної геометричної форми, таких як поршень, виникає необхідність проведення оптимізації конструкції виробу відразу за декількома параметрами. Це обумовлено тим, що до конструкції висуваються суперечливі вимоги: з одного боку – мати достатню міцність, жорсткість і довговічність, а з іншого – мінімальна маса виробу. Також потрібно забезпечувати технологічність виробу у виробництві. Таким чином, для успішного і швидкого виконання конструкторських робіт потрібен інструмент, який дозволить здійснити розрахунок НДС поршня. При цьому необхідно вирішувати пряму задачу теорії пружності: знаючи геометричні параметри об'єкту, властивості матеріалу і параметри навантаження, визначити напруження і деформації.

Проте, враховуючи, що будь-якому розрахунку властиво прийняття спрощень і припущень, виникає необхідність уточнення правильності задання граничних умов і коректності прийнятих припущень. Таку перевірку можливо здійснити, вирішивши зворотну задачу теорії напруженості: отримавши значення деформацій (напружень, переміщень) в контрольних точках за допомогою фізичного експерименту, зокрема, тензометрії поршня в навантаженому стані, можна визначити параметри, що характеризують граничні умови – розміри еквівалентної площинки.

Математичну модель пружної системи, що лежить в основі розрахунків пор-

шня за методом кінцевих елементів, в загальному випадку можна представити основними рівняннями теорії пружності-рівноваги, законів Гука, Коши:

$$\begin{aligned} \mathbf{R}^T \boldsymbol{\sigma} + \mathbf{F} &= \mathbf{0}; \\ \boldsymbol{\sigma} - \mathbf{D} \boldsymbol{\varepsilon} + \alpha t &= \mathbf{0}; \\ \boldsymbol{\varepsilon} - \mathbf{R} \mathbf{u} &= \mathbf{0} \end{aligned}$$

при дотриманні граничних умов:

$$\begin{aligned} \mathbf{p} - \mathbf{C} \boldsymbol{\sigma} &= \mathbf{0} \text{ на поверхні } S_1; \\ \mathbf{p} - \mathbf{p}^* &= \mathbf{0} \text{ на поверхні } S_2; \\ \mathbf{u} - \mathbf{u}^* &= \mathbf{0} \text{ на поверхні } S_1, \end{aligned}$$

де  $\mathbf{R}(6 \times 3)$  – матричний диференціальний оператор;  $\boldsymbol{\sigma}$  – вектор напружень,  $\boldsymbol{\sigma} \equiv [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \sigma_{xy}, \sigma_{yz}, \sigma_{zx}]^T$ ;  $\mathbf{F}$  – масові сили;  $\mathbf{D}(6 \times 6)$  – симетрична матриця пружних сталей;  $\boldsymbol{\varepsilon}(6 \times 1)$  – вектор деформацій,  $\boldsymbol{\varepsilon} \equiv [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \varepsilon_{xy}, \varepsilon_{yz}, \varepsilon_{zx}]^T$ ;  $\alpha$  – лінійний коефіцієнт теплового розширення;  $t$  – температура;  $\mathbf{u}(3 \times 1)$  – вектор переміщень,  $\mathbf{u} \equiv [u_x, u_y, u_z]^T$ ;  $\mathbf{p}$  – поверхневі зусилля;  $\mathbf{C}(3 \times 6)$  – матриця напрямних косинусів;  $\mathbf{p}^*$  – поверхневі сили;  $\mathbf{u}^*$  – граничні переміщення;  $S_1$  і  $S_2$  – частини межі  $S$  тіла об'єму  $V$ .

Утворивши вектори  $\bar{\mathbf{U}}$ ,  $\bar{\boldsymbol{\varepsilon}}$  і  $\bar{\boldsymbol{\sigma}}$  зі значень переміщень  $u_i$ , деформацій  $\varepsilon_i$  і напружень  $\sigma_i$ , відповідно, в точках заданої області, отримуємо вектори стану пружної системи.

Рішення прямої задачі теорії пружності полягає в знаходженні реакції  $\bar{\mathbf{U}}$  системи, оператор  $\varphi(\bar{\mathbf{B}})$  якої відомий і залежить від вектора параметрів  $\bar{\mathbf{B}}$ , на відомі вхідні дії  $\bar{\mathbf{F}}$  (зовнішні сили) при відомих граничних умовах  $\bar{\mathbf{U}}^*$ .

Вектор стану для переміщень – глобальний вектор переміщень  $\bar{\mathbf{U}}$ :

$$\{\bar{\mathbf{U}}\} = \{\mathbf{U}_1^T \dots \mathbf{U}_N^T\}^T = \varphi(\bar{\mathbf{B}}) \bar{\mathbf{F}},$$

вектор деформаційного стану – глобальний вектор деформації  $\bar{\boldsymbol{\varepsilon}}$ :

$$\{\bar{\boldsymbol{\varepsilon}}\} = \{\boldsymbol{\varepsilon}_1^T \dots \boldsymbol{\varepsilon}_N^T\}^T = \mathbf{R} \bar{\mathbf{U}},$$

вектор напруженого стану – глобальний вектор напружень  $\bar{\boldsymbol{\sigma}}$ :

$$\{\bar{\boldsymbol{\sigma}}\} = \{\boldsymbol{\sigma}_1^T \dots \boldsymbol{\sigma}_N^T\}^T = \mathbf{D} \bar{\boldsymbol{\varepsilon}} - \alpha t.$$

У пружних системах вимірюється лише частина складових векторів стану – переміщення, деформації, напруження в окремих точках об'єкту. Їх можна об'єднати у вектор вимірювання системи  $\bar{\mathbf{Y}}$ , котрий крім корисної інформації, містить також випадкові похибки вимірювань  $\gamma_i$ , що утворюють вектор похибок  $\bar{\boldsymbol{\gamma}}$

$$\bar{\mathbf{Y}} = \mathbf{H} \begin{Bmatrix} \bar{\mathbf{U}} \\ \bar{\boldsymbol{\varepsilon}} \\ \bar{\boldsymbol{\sigma}} \end{Bmatrix} + \bar{\boldsymbol{\gamma}},$$

де  $\mathbf{H}$  – матриця вимірювань.

Зокрема, для деформації можна записати

$$\bar{\mathbf{Y}} = \mathbf{H} \{\bar{\boldsymbol{\varepsilon}}\} + \bar{\boldsymbol{\gamma}}.$$

При рішенні зворотної задачі теорії пружності вектор вимірювання системи  $\bar{\mathbf{Y}}$  припускається відомим, а слід визначити структуру оператора  $\varphi(\bar{\mathbf{B}})$  або параметри  $\bar{\mathbf{B}}$ , вектор деформованого стану  $\{\bar{\boldsymbol{\varepsilon}}\}$ , вхідні дії  $\bar{\mathbf{F}}$  і граничні умови  $\bar{\mathbf{U}}^*$ .

Рішення задачі в загальному випадку полягає у розгляданні вектора відхилення



$$\bar{\Delta} = \bar{Y} - \bar{Y}',$$

де  $\bar{Y}'$  - вектор прогнозу вимірювань, обчислюваний за моделлю системи.

Рішенням зворотної задачі теорії пружності є мінімізація функції відхилу системи за шуканими параметрами  $\bar{B}$ . Пропонується використовувати квадратичну функцію відхилу (оцінювання методом найменших квадратів)

$$\Phi(\bar{B}) = \bar{\Delta}^T \bar{\Delta}.$$

Результати таких рішень зворотної задачі називаються оптимальними оцінками. Можливі два типи оптимальної оцінки: оцінка вектору стану і оцінка різноманітних параметрів системи. Для того, щоб отримати оцінку шуканих параметрів, необхідно провести мінімізацію функції відхилу по вектору шуканих параметрів – тобто провести ідентифікацію параметрів системи. Система називається локально-ідентифікованою, якщо її квадратична функція відхилу має мінімум

$$\Phi(\bar{B}) = \min [\bar{Y} - \bar{Y}'(\bar{B})]^T [\bar{Y} - \bar{Y}'(\bar{B})].$$

Слід відмітити, що вектор невідомих параметрів  $\bar{B}$  може містити будь-яку кількість невідомих коефіцієнтів рівнянь моделі (параметрів) і граничні умови, що не порушують умову локальної ідентифікованості системи.

Таким чином, отримавши експериментальним шляхом значення деформацій

або напружень в контрольних точках, і, вирішуючи зворотну задачу теорії пружності, можна оцінити коректність задання граничних умов, що накладаються при рішенні прямої задачі теорії пружності і уточнити їх.

Зокрема, після проведення мінімізації функції відхилу за параметром  $c$  (рис. 10), була встановлена довжина еквівалентної площинки в отворі під поршневий палець при використанні спрощеної розрахункової моделі (початкового рівня). Спираючись на отримані дані, запропонована залежність цієї величини від геометричних параметрів поршневого пальця і його положення стосовно поршня (рис. 11)

$$c = K1 \cdot K2 \cdot K3 \cdot b / 2,$$

де  $K1 = (b - a) / b$  – коефіцієнт, враховуючий величину вправлення і величину вильоту поршневого пальця;  $a$  – величина вильоту поршневого пальця, мм;  $b$  – величина вправлення поршневого пальця, мм;  $K2 = b / D$  – коефіцієнт, що враховує величину вправлення і діаметр поршневого пальця;  $D$  – діаметр поршневого пальця, мм;  $K3 = (1 - d^4 / D^4)$  – коефіцієнт, що враховує наявність порожнини у поршневому пальці;  $d$  – внутрішній діаметр поршневого пальця, мм.

У розгорнутому вигляді:

$$c = (b - a) / 2 \cdot b / D \cdot (1 - d^4 / D^4).$$

Запропонована формула має обмежене застосування і

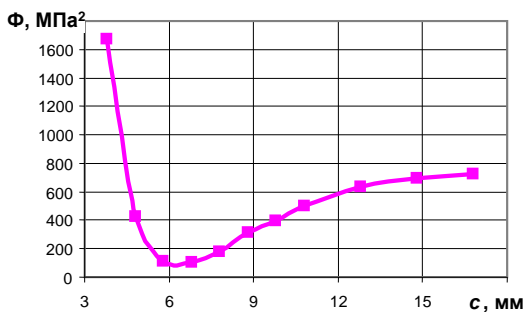


Рис.10. Функція відхилу для розміру  $c$  еквівалентної площинки

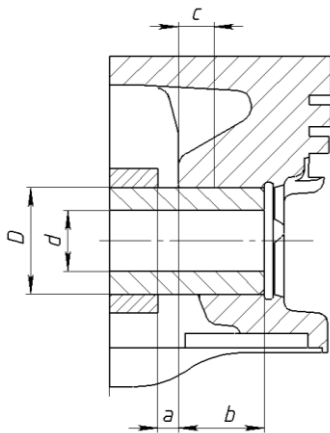


Рис. 11. Поршень з поршневим пальцем і верхньою голівкою шатуна

справедлива для тонкостінних поршнів ДВЗ із примусовим запалюванням діаметром 60–100 мм і діаметром отвору під поршневий палець 12–25 мм. Також була визначена ширина опорної площинки, яка складає 80-90% від діаметру поршневого пальця або розташовується у секторі 90°–120°.

Розроблений метод проектування тонкостінних поршнів апробований і знайшов своє практичне застосування у ВАТ «АВТРАМАТ». На основі даного методу спроектовано ряд поршнів для двигунів автомобілів ВАЗ, ЗАЗ, ГАЗ і УАЗ, які пройшли ресурсні випробування і були прийняті до серійного виробництва. Запропонована технологія проектування може бути використовувана для проектування інших деталей і вузлів ДВЗ з метою оптимізації трудових і машинних ресурсів, зменшення вартості проектних робіт і підвищення загальної ефективності.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційному дослідженні поставлена і вирішена науково-практична задача по вдосконаленню технології проектування тонкостінних поршнів ДВЗ із примусовим запалюванням. Розв'язання даної задачі дозволило отримати такі результати:

1. Розроблено і науково обґрунтовано метод наскрізного комп'ютерно-інтегрованого проектування тонкостінних поршнів сучасних ДВЗ із примусовим запалюванням. Запропоновано методику створення 3-вимірної моделі поршня і заготовки з постійним збереженням взаємозв'язку між ними.

2. Запропонована дворівнева розрахункова модель тонкостінного поршня з обґрунтуванням прийнятих граничних умов; запропонована методика визначення достатнього рівня складності розрахункової моделі відповідно до кожного етапу проектування.

3. Вивчено вплив термічної та механічної складових, а також конструктивних елементів на загальний НДС тонкостінного поршня. Встановлено, що вплив термічної складової дорівнює 35-45% від загального НДС таких поршнів.

4. Реалізовано універсальну випробувальну установку для експериментального дослідження НДС тонкостінних поршнів, яка дозволяє отримувати дані для перевірки розрахункових методів дослідження; розроблено методику проведення експерименту.

5. Запропоновано метод уточнення параметрів граничних умов для чисельного експерименту на основі рішення зворотної задачі. Сформульована і вирішена зворотня задача теорії пружності, що адаптована до проектування тонкостінних поршнів ДВЗ із примусовим запалюванням.

6. Отримана математична залежність розмірів еквівалентної площинки в отворі під поршневий палець розрахункової моделі нижчого рівня від геометричних параметрів поршневого пальця і його положення відносно бобишки поршня, що дозволяє використовувати спрощену розрахункову модель на етапі попереднього проектування і скоротити час проектних робіт.

7. Надані практичні рекомендації щодо проектування тонкостінних поршнів сучасних ДВЗ із примусовим запалюванням.

8. Результати дисертації мають практичне застосування і використовуються

при проектуванні поршнів на ВАТ "АВТРАМАТ" (усього 18 моделей, не враховуючи їхніх модифікацій), а проведені ресурсні дослідження спроектованих поршнів підтверджують їх достовірність. Запропонований метод конструювання дозволив скоротити час на підготовку виробництва за рахунок скорочення часу конструкторських робіт до 6 міс., а також знизити матеріаломісткість виробу на 5-15%. Результати роботи увійшли складовою частиною в документовану процедуру «Проектування, розробка нових виробів і підготовка виробництва» системи менеджменту якості підприємства ISO 9001 (п.7.7), наказ №333 від 03.10.2008 р.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Зотов А.А. Исследование температурного поля поршня. / А.В. Белогуб, А.Г. Щербина, А.А. Зотов, Ю.А. Гусев // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2002. – Вип. 31. – С. 120–123.

*Здобувачем створена тривимірна модель поршня і запропонована модель для теплового навантаження.*

2. Зотов А.А. Тензорезистор для оценки напряженно-деформированного состояния поршня двигателя внутреннего сгорания / Ю.А. Гусев, Д.Ф. Симбирский, А.В. Белогуб, А.А. Зотов // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2002. – Вип. 34. – С. 185–187.

*Здобувачем обґрунтовано необхідність перевірки розрахункових досліджень НДС поршнів методом тензометрії.*

3. Зотов А.А. Исследование напряженно-деформированного состояния поршня / А.А. Зотов // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2003. – Вип. 42/7. – С. 165–167.

4. Зотов А.А. Некоторые аспекты проектирования тонкостенных поршней / А.В. Белогуб, Ю.А. Гусев, А.А. Зотов // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2003. – Вип. 37/2. – С. 51–53.

*Здобувачем запропонована методика геометричного конструювання поршнів ДВЗ з застосуванням сучасних засобів проектування і аналізу, а також застосуванням САД/САМ/САЕ програм; розроблена схема проектування.*

5. Зотов А.А. Экспериментально-расчетные методы определения силовых граничных условий решением обратной задачи теории упругости / А.В. Олейник, А.А. Зотов, Ю.А. Гусев, А.В. Белогуб // Вестник двигателестроения. – 2004. – №2 – С.109 – 112.

*Здобувачем обґрунтовано необхідність уточнення граничних умов при проведенні розрахункових робіт у ході проектування поршнів, запропонована постановка зворотної задачі теорії пружності і запропоновано варіант рішення.*

6. Зотов А.А. Применение обратной задачи теории упругости при проектировании деталей двигателя внутреннего сгорания / А.А. Зотов, Ю.А. Гусев, А.В. Белогуб // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – №1. – С. 41–44.

*Здобувачем запропоновано метод уточнення граничних умов при розрахунку НДС поршня ДВЗ, запропонована емпірична залежність граничних умов від геометричних параметрів поршня і поршневого пальця в попередньому розрахунку стосовно до моделі початкового рівня.*

7. Зотов А.А. К вопросу о проектировании поршней двигателей внутреннего сгорания / А.В. Белогуб, Ю.А. Гусев, А.А. Зотов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – №2. – С. 51–53.

*Здобувачем розглянуто питання про способи боротьби з концентраторами напружень в тілі поршня, зокрема, в отворі під поршневий палець. Проаналізовані основні варіанти зниження максимальних значень напружень і дані рекомендації щодо їх застосування.*

8. Зотов А.А. Разработка и научное обоснование методики эффективного проектирования поршней двигателей внутреннего сгорания / А.А. Зотов, Ю.А. Гусев, А.В. Белогуб // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 38–43.

*Здобувачем запропонована методика геометричного конструювання сучасних поршнів. Розглянута проблема ідентифікації результатів розрахунків НДС поршня методом кінцевих елементів з даними, які отримано у ході експерименту. Запропоновано і розглянуто застосування зворотної задачі теорії пружності при проектуванні поршнів ДВЗ.*

9. Зотов О.О. Сукупність моделей оцінки ресурсної міцності поршнів форсованих дизелів в САПР / В.Т. Турчин, О.О. Зотов, В.О. Пильов, Л.П. Шевченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №2. – С. 44–49.

*Здобувачем запропонована модель для розрахунку НДС методом кінцевих елементів.*

10. Зотов А.А. Разработка и научное обоснование методических подходов при проектировании поршней современных легкотопливных двигателей внутреннего сгорания / А.А. Зотов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – №2. – С. 78–83.

11. Зотов А.А. Конструкция поршня как резерв форсирования дизельных двигателей / А.В. Белогуб, А.А. Зотов, А.С. Стрибуль // Двигатели для российских автомобилей. Сборник докладов. Москва, ОАО «Автосельхозмаш-холдинг», 2007. – С.110–111.

*Здобувачем проведена оптимізація поршнів за масою та встановлена величина допустимого зменшення маси.*

12. Зотов О.О. Використання багаторівневих розрахункових моделей при проектуванні тонкостінних поршнів ДВЗ з примусовим запалюванням // Тези доповіді XVIII міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я». – Харків: НТУ «ХП», 2010. – С. 196.

## АНОТАЦІЇ

**Зотов О.О. Удосконалення технології проектування тонкостінних поршнів ДВЗ із примусовим запалюванням. - Рукопис.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків – 2010.

Дисертація присвячена розробці ефективного методу наскрізного комп'ютерно-інтегрованого проектування сучасних тонкостінних поршнів для

двигунів внутрішнього згоряння з примусовим запалюванням. У роботі вирішена проблема ідентифікації результатів розрахунків НДС поршня методом кінцевих елементів і результатів, які отримані в ході натурального експерименту.

Запропоновано використання багаторівневих розрахункових моделей для визначення НДС поршня, а також наведено методику вибору рівня їх складності. Виявлено вплив конструктивних елементів на НДС поршня та його масу. Розглянуто застосування зворотної задачі теорії пружності при проектуванні деталей двигуна внутрішнього згоряння, зокрема поршня. Встановлені параметри еквівалентної площинки нижчого рівня і наведена формула для їх визначення.

*Ключові слова:* наскрізне комп'ютерно-інтегроване проектування, багаторівневі розрахункові моделі, тонкостінний поршень, ДВЗ із примусовим запалюванням, випробувальні стенди, еквівалентна площинка.

### **Зотов А.А. Совершенствование технологии проектирования поршней ДВС с принудительным воспламенением. – Рукопись.**

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.03 – двигатели и энергетические установки. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков – 2010.

Диссертация посвящена решению задачи по совершенствованию технологии проектирования тонкостенных поршней для современных двигателей внутреннего сгорания с принудительным воспламенением. Решение задачи обеспечено применением метода сквозного компьютерно-интегрированного проектирования и опирается на использование многоуровневых расчетных моделей и решение обратной задачи теории упругости.

Разработаны методика сквозного проектирования и структурная схема этапов создания тонкостенного поршня. Предложены и обоснованы расчетные модели тонкостенного поршня низшего и высшего уровней, а также методика по определению необходимого уровня сложности расчетной модели, опирающаяся на использование функции полезности. При этом для оценки уровня сложности использовались такие оценочные показатели, как количество элементов и узлов при МКЭ, время расчета и показатель сложности самой геометрической модели, который определяет трудоемкость её создания. Создана геометрическая модель исследуемого поршня и его заготовки, предложена методика создания параметризованной модели при сквозном проектировании поршня с учетом технологического аспекта. Выявлено влияние конструктивных элементов на НДС поршня и его массу.

В работе рассмотрена проблема идентификации результатов расчета НДС тонкостенного поршня методом конечных элементов с данными, полученными в ходе экспериментальных исследований. Для этого были проведены экспериментальные исследования влияния термического и силового воздействий на НДС поршня. Изучено влияние термической составляющей на общее НДС поршня и обосновано проведение эксперимента по статическому нагружению поршня.

Измерение температурного поля на поверхности поршня было проведено на работающем двигателе ЗМЗ 406, для чего поршень был препарирован термоиндикаторами ИМТК в количестве 15 штук. Измерение деформаций проводилось при

статическом нагружении поршня на специальном испытательном стенде, позволяющем симитировать нагружение поршня в цилиндре двигателя максимальным давлением цикла с учетом действия боковых сил и угла наклона шатуна. Тензометрия поршня была проведена для 10 парных точек. По результатам экспериментальных данных была проведена идентификация граничных условий, в частности, путем численного эксперимента были выявлены параметры теплообмена, наиболее влияющие на распределение температур в поршне, и геометрические параметры эквивалентной площадки для модели нижнего уровня.

Проведены ресурсные испытания поршня на моторном стенде с динамометром постоянного тока DS 926-4V, которые прошли успешно и подтвердили правильность принятых конструктивных решений.

В работе предложено решение задачи по определению НДС тонкостенного поршня на основе решения обратной задачи, позволяющего уточнить граничные условия при проведении численного эксперимента. В результате были получены параметры эквивалентной площадки для предварительного расчета НДС поршня с применением модели низшего уровня. Предложена математическая зависимость для определения параметров эквивалентной площадки в зависимости от геометрических параметров поршня и поршневого пальца, справедливая для поршней диаметром 60...100 мм с отверстием под поршневой палец диаметром 12...25 мм.

Разработана методика проведения натурного эксперимента; спроектирована и реализована универсальная испытательная установка для экспериментального исследования НДС тонкостенных поршней в ходе статического нагружения. Обоснован выбор типа датчика для каждого вида экспериментальных исследований.

Даны практические рекомендации по проектированию тонкостенных поршней современных ДВС с принудительным воспламенением.

*Ключевые слова:* сквозное компьютерно-интегрированное проектирование, многоуровневые расчетные модели, тонкостенный поршень, ДВС с принудительным воспламенением, испытательные стенды, эквивалентная площадка.

**Zotov A.A. Improving technology of the thin-walled piston designing of the internal-combustion engine with forced ignition. – Manuscript.**

Thesis of a candidate of technical science degree by specialty 05.05.03 – engines and energy mountings. – National Technical University “Kharkov polytechnic institute”, Kharkov – 2010.

Dissertation is devoted to development of effective method designing of modern pistons of deferent purpose.

The identification problem of the FE analysis results of the piston stress-deformation state with data obtained by means of the experiment is considered. An application of inverse problem of elasticity theory for designing of internal combustion engine parts is considered.

The use of level-based computational models for determining the mode of deformation of the piston are proposed, methods of choosing the level of model's complexity is suggested. Influence of structural elements on the mode of deformation of the piston and its mass is identified.

*Key words:* end-to-end designing, level-based computational models, thin-walled piston, internal-combustion engine with forced ignition, simulation equipment.



Підписано до друку 08.09.2010  
Формат 60x90/16. Папір офсетний. Офс. друк.  
Ум. друк. арк. 1,2. Наклад 100 прим. Зам. № 321.

---

Національний аерокосмічний університет  
ім. М.Є. Жуковського  
«Харківський авіаційний інститут»  
61070, м. Харків-70, вул. Чкалова, 17  
<http://www.khai.edu>  
Видавничий центр «ХАІ»  
61070, м. Харків-70, вул. Чкалова, 17  
[szdat@khai.edu](mailto:szdat@khai.edu)