

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Факультет інженерії та енергетики
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Кваліфікаційна робота
на правах рукопису

БОРОВСЬКИЙ ІВАН ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 621.7:620.178

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ КОРПУСНИХ
ДЕТАЛЕЙ**

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня магістр кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело
_____ Боровський І.В.

Керівник роботи

Білецький В.Р.

кандидат технічних наук, доцент

Житомир – 2025

АНОТАЦІЯ

Боровський Іван Володимирович. Підвищення довговічності корпусних деталей. – *Кваліфікаційна робота на правах рукопису.*

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 208 Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2025.

У магістерській роботі розв’язано актуальну науково-прикладну проблему підвищення термовтомної міцності та довговічності головок циліндрів автотракторних дизельних двигунів шляхом удосконалення технології їх ремонту. На основі аналізу причин утворення термовтомних тріщин і результатів розрахунково-експериментальних досліджень теплонапруженого стану вогневого днища встановлено, що переважна більшість головок циліндрів, які надходять у капітальний ремонт, мають тріщини в міжклапанних перемичках, зокрема в зоні між форсунковим отвором і гніздами клапанів.

Обґрунтовано та розроблено нові способи відновлення головок циліндрів з термовтомними пошкодженнями, які передбачають введення у вогневе днище компенсаторів напружень у вигляді деконцентраторів напружень для головок із зароджувальними тріщинами, а також застосування вставних вогневих днищ для головок із тріщинами значної глибини. Запропоновані технологічні процеси адаптовані до умов підприємств технічного сервісу та не потребують суттєвого ускладнення ремонтного обладнання.

Результати експлуатаційних випробувань підтвердили ефективність розроблених рішень: ресурс відновлених головок циліндрів становить 2880–6500 мотогодин залежно від способу відновлення, а сумарна довговічність при багаторазовому відновленні із застосуванням вставних вогневих днищ досягає 6000–6400 мотогодин, що більш ніж у два рази перевищує довговічність серійних головок циліндрів. Отримані результати свідчать про доцільність практичного впровадження запропонованих способів ремонту з метою підвищення надійності та ресурсу дизельних двигунів у процесі експлуатації.

Ключові слова: ремонт, тріщина, головка циліндрів, напруження, днище, дизельний двигун.

ANNOTATION

Borovskyi Ivan Volodymyrovych. Increasing the Durability of Structural (Housing) Components. – *Qualification work on the rights of the manuscript.*

Qualifying work for a master's degree in specialty 208 Agricultural Engineering.
– Polissia National University, Zhytomyr, 2025.

The master's thesis solves the urgent scientific and practical problem of increasing the thermal fatigue strength and durability of cylinder heads in automotive and tractor diesel engines by improving repair technology. Based on the analysis of the causes of thermal fatigue cracks and the results of computational and experimental studies of the thermal stress state of the combustion chamber floor, it has been established that the vast majority of cylinder heads that undergo major repairs have cracks in the intervalve bridges, in particular in the area between the nozzle opening and the valve seats.

New methods for repairing cylinder heads with thermal fatigue damage have been substantiated and developed, which involve the introduction of stress compensators in the form of stress deconcentrators for heads with incipient cracks into the combustion chamber, as well as the use of insertable combustion chambers for heads with cracks of considerable depth. The proposed technological processes are adapted to the conditions of technical service enterprises and do not require significant complications in repair equipment.

The results of operational tests confirmed the effectiveness of the developed solutions: the service life of the restored cylinder heads is 2880–6500 motor hours, depending on the restoration method, and the total service life with multiple restoration using insertable fire bottoms reaches 6000–6400 motor hours, which is more than twice the service life of serial cylinder heads. The results obtained indicate the feasibility of practical implementation of the proposed repair methods in order to increase the reliability and service life of diesel engines during operation.

Keywords: repair, crack, cylinder head, stress, bottom, diesel engine.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ. МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	9
РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ.....	28
РОЗДІЛ 3. СПОСІБ ВІДНОВЛЕННЯ ГОЛОВКИ ЦИЛІНДРІВ ВВЕДЕННЯМ ДЕКОНЦЕНТРАТОРІВ НАПРУЖЕНЬ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	50
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	69
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	71

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Сучасний розвиток машинобудування та аграрного виробництва характеризується зростанням вимог до надійності, ресурсу та економічної ефективності машин і обладнання. Корпусні деталі є одними з найбільш відповідальних елементів машин, оскільки вони сприймають складні поєднання механічних, теплових і вібраційних навантажень, забезпечують взаємне розташування та працездатність вузлів і механізмів, а також істотно впливають на загальну надійність машин. Передчасне руйнування або інтенсивне пошкодження корпусних деталей призводить до значних простоїв техніки, зростання витрат на ремонт і зниження ефективності її експлуатації.

Особливо актуальною проблема підвищення довговічності корпусних деталей є для автотракторних дизельних двигунів, що експлуатуються в умовах сільського господарства. Для таких машин характерні змінні режими навантаження, значні температурні перепади, робота в запиленому середовищі та обмежені можливості оперативного технічного обслуговування. У процесі тривалої експлуатації корпусні деталі, зокрема головки циліндрів, зазнають інтенсивної термічної та термомеханічної втоми, що проявляється у вигляді тріщин, деформацій і втрати герметичності, обмежуючи ресурс двигуна в цілому.

Існуючі конструктивні та технологічні рішення щодо виготовлення і ремонту корпусних деталей не завжди забезпечують необхідний рівень термовтомної міцності та довговічності, особливо в умовах повторного відновлення. Значна частина відремонтованих корпусних деталей має знижений ресурс порівняно з новими виробами, що обумовлює необхідність пошуку та впровадження нових ефективних способів зміцнення і відновлення. У цьому контексті актуальним є розроблення науково обґрунтованих методів підвищення довговічності корпусних деталей, заснованих на аналізі їх теплонапруженого стану, механізмів руйнування та можливостей керування полями напружень.

Таким чином, дослідження, спрямовані на підвищення довговічності корпусних деталей шляхом удосконалення конструктивно-технологічних рішень і технологій ремонту, є актуальними з наукової та практичної точок зору. Реалізація отриманих результатів дозволить підвищити ресурс машин, знизити витрати на їх експлуатацію і ремонт, а також забезпечити більш раціональне використання матеріальних та енергетичних ресурсів у машинобудуванні та сільськогосподарському виробництві.

Метою проведених досліджень є підвищення довговічності головок циліндрів дизелів сільськогосподарських мобільних машин шляхом зниження і перерозподілу термомеханічних напружень, підвищення термовтомної міцності при відновленні із застосуванням нових розроблених технологій ремонту.

Для досягнення поставленої мети передбачено виконання таких наукових **завдань**:

1. Провести аналіз дефектів головок циліндрів автотракторних дизелів з безпосереднім впорскуванням палива, способів їх відновлення, факторів, що визначають їх теплонапруженість і довговічність.

2. Математичним моделюванням теплонапруженості оптимізувати конструктивно-компоновочні показники головок циліндрів при відновленні пропонованими способами.

3. Провести лабораторні та стендові випробування відновлених головок циліндрів, оцінити ступінь адекватності теоретичного прогнозування підвищення термовтомної міцності та довговічності головок циліндрів після відновлення.

Об'єктом дослідження є головки циліндрів дизельних двигунів внутрішнього згоряння з безпосереднім впорскуванням палива, що працюють в умовах високої теплової напруженості.

Предметом дослідження закономірності зміни напружень і підвищення термовтомної міцності головок циліндрів автотракторних дизелів, що визначають їх довговічність після відновлення.

Методи наукового дослідження. Методологія досліджень будувалася на принципах об'єктивності теплових процесів у головках циліндрів під час роботи ДВС, умов розвитку та адекватності дослідницьких підходів і засобів, що дозволяють отримувати справжні знання про об'єкт, його температурний і напружений стан, релаксацію напружень, втомну міцність. Враховувалися безперервні зміни стану досліджуваних деталей під впливом циклічного температурного навантаження, виділялися основні фактори, що впливають на їх довговічність. Дотримувався принцип системності та цілісності при проведенні досліджень, а також принцип сходження від абстрактного до конкретного і від конкретного до абстрактного.

Основними методами досліджень були емпіричні – спостереження, порівняння, підрахунок, вимірювання, що використовуються на етапі формування наукової гіпотези; експериментально-теоретичні, що включають методи планування експериментів, статистичні методи обробки даних, аналіз, синтез і узагальнення отриманих результатів.

Перелік **публікацій** за темою роботи:

1. Борак К.В., Мовчан К.В., Заруцький С.О., **Боровський І.В.** Перспективні напрямки підвищення надійності дизельних двигунів вантажних автомобілів. Збірник праць міжнародної науково-практичної конференції до Дня автомобіліста та дорожника “Сучасне автомобілебудування, транспорт і дорожня інфраструктура ‘2025” (MAITRI 2025) 30-31 жовтня 2025 року, Харків. 2025. С.

2. Білецький В.Р., **Боровський І.В.** Способи відновлення головок циліндрів дизелів. Аналіз умов роботи та зношування стрілчастих лап культиваторів. Збірник тез доповідей XXVI Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки" (17–19 жовтня 2025 року). МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. С. 449-455.

3. **Боровський І.В.** Механізм утворення тріщин у днищі головок циліндрів. Наукові читання – 2025: збірник тез доповідей науково-практичної конференції за підсумками I-го туру Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт з галузей знань і спеціальностей. 23 квітня 2025 р. Житомир: Поліський національний університет, 2025. Том 2. С. 34-39.

Рекомендації виробництву. Для підприємств технічного сервісу рекомендується оснащення сучасними засобами діагностики термовиснажувальних тріщин. Залежно від величини діагностованої тріщини рекомендується введення в вогневе днище компенсаторів напружень у вигляді деконцентраторів напружень для головок із зароджувальними тріщинами, і у вигляді вставного вогневого днища в розточування на теплоприймаючій поверхні для головок із тріщинами глибиною понад $5 \cdot 10^{-3}$ м. В якості рекомендацій для тих, хто експлуатує дизелі з безпосереднім впорскуванням палива, слід зазначити, що найбільший ефект може дати своєчасне нанесення деконцентраторів напружень, причому, чим раніше це буде зроблено, тим більший ефект буде отримано.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 35 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 74 сторінки комп'ютерного тексту, містить 45 рисунків та 1 таблиця.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ. МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Конструктивно-технологічні методи підвищення довговічності теплонапружених корпусних деталей

Головка блоку циліндрів (ГБЦ) двигуна внутрішнього згоряння – одна з найнавантажених деталей силової установки, яка одночасно сприймає високі температури і механічні навантаження. Через складну геометрію та циклічні теплові і механічні перепади напружень саме у зоні перемички між клапанами утворюються концентрації напружень і втомні тріщини. Дослідження показують, що під час роботи двигуна область навколо сідел клапанів перебуває під послідовними стискуючими і розтягуючими напруженнями (теплові навантаження при роботі й прес-фіксуючі напруження при вимкненні), що призводить до низькоциклового втомлення та появи тріщин. Основними причинами відмов є перегрів (внаслідок недостатнього охолодження, забруднення системи охолодження чи низькоякісного антифризу) та зношування клапанних механізмів. Наприклад, засмічений радіатор або використання неякісного охолоджувального середовища викликає деформацію плоскості ГБЦ, прогорання прокладки і поява тріщин. Уникнути критичних несправностей допомагають своєчасна діагностика і комплексний підхід: вдосконалене конструювання, сучасні технології виготовлення та зміцнення, а також правильна експлуатація й ремонт.

Розумний конструктив головки блоку циліндрів спрямований на зниження концентрації напружень і ефективного відведення тепла. Для цього застосовують плавні радіуси в кутах між камерою згоряння та каналами охолодження, що зменшують локальні «гострі» напруження, а також ребра жорсткості на зовнішніх поверхнях для підвищення геометричної жорсткості. Важливим є оптимальне розміщення водяних каналів: рівномірний розподіл охолоджувальної

рідини між циліндрами запобігає локальному перегріву. Також застосовують двочастинні чи багатозонні конструкції головки, які дозволяють відокремити зони високих температур (наприклад, під випускний колектор) від інших. Прямі кріплення (гайки, шпильки) і правильна схема затяжки забезпечують розподіл стискуючого навантаження без перекосів. За даними фахівців, грамотно спроектована головка блоку ефективно розсіює тепло і протистоїть деформаціям, тому якісна ГБЦ «запроектвана так, щоб тепло швидко відводилося і запобігти перегріву», будучи при цьому достатньо міцною й стійкою до тріщиноутворення. У сукупності ці заходи дозволяють згладити нерівномірності температурних полів і знизити пікові теплові напруження.

Матеріал головки циліндрів обирають з урахуванням потрібної жорсткості, теплопровідності та стійкості до корозії. У двигунах сільськогосподарської техніки традиційно використовують чавунні (графітні) та алюмінієві сплави. Чавунні головки (наприклад, EN-GJV-450) мають вищу механічну міцність та більшу демпфуючу здатність, стійкіші до повільного нагрівання і мають меншу теплову деформацію. Алюмінієві сплави легші та швидше розсіюють тепло, проте вони менш стійкі до перепадів температур: їхня міцність з часом зменшується через коагуляцію (зростання) нанорозмірних твердих фаз у сплаві. Зокрема, в дослідженні Roy і співавт. встановлено, що при тривалому термальному старінні у відлитих сплавах Al (A356, 319 тощо) зміцнювальні фази коагулюють, що знижує міцність, водночас збільшуючи теплопровідність матеріалу. Тому при виборі сплаву головки слід враховувати, що «термічне розсіювання фаз зменшує зміцнювальну ефективність» і впливає на ресурс ГБЦ. Крім звичайних сплавів, досліджуються металокерамічні й композиційні матеріали (SiC-вміщуючі сплави, керамічні вставки), які поєднують високий модуль і жаростійкість. Слід зазначити, що алюмінієві головки попри масу переваг («легкі матеріали з хорошою теплопровідністю») потребують посиленого охолодження і більш дбайливого режиму експлуатації через їхню чутливість до теплових ударів.

Зміцнення поверхневого шару ГБЦ істотно підвищує її зносо- та втомостійкість. Наприклад, дробоструменева обробка створює в поверхневих шарах залишкові стискуючі напруження, що «значно подовжують ресурс утоми» металу. З огляду на це методика ударного напилення чи шліфування кульками (shot-peening) широко застосовується для підвищення втомної міцності деталей двигунів. Крім того, відомо, що поверхнєве азотування (включаючи плазмове або газовий розпил) підвищує корозійну та втомну стійкість поверхні. У наведеному дослідженні з випадковим навантаженням показано, що після азотування деталь отримала найдовший експлуатаційний ресурс порівняно з іншими обробками. Таким чином, технології іонного чи плазмового насичення азотом і подальшої дифузії (дуплексні обробки), а також індукційного чи лазерного загартування окремих зон (наприклад, сідел клапанів) є перспективними для підвищення стійкості до теплових ударів і термічного кругообігу.

Для захисту від абразивного і теплового зносу головки часто використовують спеціальні покриття. Дуга- та лазерне напилення зносостійких сплавів (карбідів, нітридів) дозволяє створювати на поверхнях жорсткі шари з високою твердістю. У експериментальних роботах було показано, що використання дугового напилення аргоновим зварювальним дротом на матеріал 28MnB5 (сталевий сплав для агротехніки) значно поліпшувало трибологічні властивості порівняно зі зразками без покриття. У деяких умовах це приводило до помітного зменшення абразивного зносу. Таким чином, термозахисні та зносостійкі покриття суттєво підвищують стійкість до дії абразивного середовища (грунту, пилу) і збільшують ресурс ГБЦ.

Для зниження теплового навантаження застосовують термобар'єрні покриття (ТВС): керамічні шари (оксиди цирконію з добавками, нітриди) на поверхню камер згоряння, колекторів та робочих камер клапанів. Наприклад, запропоновано технологію використання нікелевих мікросфер для створення ізолюючого шару: на головку двигуна з алюмінію наносять спеціальну зв'язуючу

матрицю з Ni-мікросферами, що потім входить у лиття головки, або ж виготовляють литі вставки портів з Ni-сплаву, покриті мікросферами та захисним шаром, і встановлюють їх у корпус головки. Ідея полягає в тому, щоб ізолювати метал від робочих високотемпературних газів. У подібному експерименті silicon-nitride керамічні вставки успішно відлили в чавунній головці дизельного двигуна (серійний мотор), що підтверджено розрахунком міцності та непошкодженістю конструкції. Тобто сукупність термобар'єрних покриттів і вставок дозволяє суттєво знизити максимальні температури в структурі ГБЦ та зменшити термальні напруження.

Методи виготовлення ГБЦ також впливають на її надійність. Сучасні корпусні деталі часто виготовляють методом точного лиття (наприклад, під тиском або по оснастці) з використанням легкоплавких сплавів, а обробку ведуть на високоточних верстатах з ЧПК. Після лиття на деталь може накладатися термообробка для зняття внутрішніх напружень. У перспективі починають застосовувати адитивні технології (3D-друк) для створення оптимізованих внутрішніх каналів охолодження, що було продемонстровано при проектуванні гібридних головок (металевий корпус з інтегрованим надрукованим ядром каналів). Крім того, лазерна та плазмова наплавка, індукційне гартування та інші локальні втручання широко використовуються при виготовленні прототипів і підвищенні стійкості експериментальних зразків. Усі ці технології дозволяють отримати більш однорідний матеріал без дефектів лиття і оптимізувати теплові та механічні властивості ГБЦ.

При відновленні головок циліндрів застосовують комплекс технологічних операцій. У першу чергу перевіряють герметичність – опресоують ГБЦ гідравлічним тиском (опресовування) для виявлення прихованих тріщин і порожнеч, щоб впевнитися у відсутності протікань. Поширена операція – заміна клапанних сідел: зношене сідло пропресоують/витискують і замінюють на нове, що забезпечує надійне ущільнення камери згоряння. Далі виконується виточування робочих фасок сідел клапанів і перевірка сидінь клапанів, щоб

забезпечити щільний контакт клапана з гніздом. За необхідності замінюють напрямні втулки клапанів, які зношуються і призводять до перекосу клапана; нові втулки відновлюють правильне функціонування клапанного механізму. Також проводиться фрезерування чи шліфування плоскої поверхні корпусу ГБЦ (наприл, зняття деформацій) для забезпечення рівномірного прилягання прокладки. При пробитті іржавих заглушок охолоджувальних каналів їх замінюють новими. Іноді тріщини зварюють спеціальними методами (аргонове зварювання високим струмом, напилювання); однак при зварюванні складних сталевих сплавів головки необхідно уникати перегріву, щоб не втратити попередні зміцнення. У сумі, перелік відновних операцій – «реставраційний цикл» – спрямовано на повернення первісних геометричних і матеріальних властивостей головки, що суттєво подовжує її ресурс.

Для забезпечення тривалого ресурсу ГБЦ важливі правильна експлуатація й обслуговування. Систематичне технічне обслуговування, чистота і свіжість охолоджуючої рідини, своєчасна заміна антифризу і контроль герметичності запобігають критичним перегрівам. Наприклад, перевищення температурного режиму у поєднанні з вологою експлуатацією сприяє утворенню тріщин, оскільки «недостатнє охолодження, використання неякісного антифризу або засмічення радіатора можуть призвести до деформації ГБЦ, прогорання прокладки та утворення тріщин». Не менш важливо дотримуватися регламентів обкатки і не перевантажувати двигун (буксирування великого навантаження з холодним двигуном призводить до локального перегріву). Як зазначено в профільних джерелах, недотримання норм експлуатації може значно скоротити термін служби головки. Регулярні перевірки на герметичність (утечки оливи й охолоджуючої рідини) і візуальні огляди на наявність дефектів допомагають виявити початкові стадії руйнування раніше, ніж виникне серйозна поломка.

Узагальнюючи, сукупне застосування конструктивних та технологічних заходів (удосконалене проектування систем охолодження і кріплення, високотехнологічні матеріали та обробки, контроль стану під час експлуатації)

дозволяє істотно підвищити довговічність головок циліндрів двигунів сільгосптехніки. Наприклад, вважається, що якісна реставрація та профілактика подовжують ресурс трактора чи комбайна, роблячи їх експлуатацію більш економічно ефективною. Дотримуючись таких комплексних підходів, можна суттєво зменшити ймовірність передчасних відмов ГБЦ і збільшити міжремонтні пробіги машин.

1.2. Механізм утворення тріщин у днищі головок циліндрів

Дизельний двигун, як енергетичний елемент мобільних сільськогосподарських машин, на який припадає найбільша кількість відмов (30–35 %), визначає загалом строк служби трактора. При цьому найбільша кількість відмов припадає на деталі, що утворюють камеру згоряння [3].

Досягнутий рівень температур цих деталей є основною перешкодою для підвищення довговічності дизелів. Під час капітального ремонту дизелів у процесі дефектації у 85 % головок циліндрів виявляють тріщини, а у 100 % - термічну деформацію привалювальної площини [3].

Теплова напруженість головок блоків характеризується як рівнем максимальних температур на вогневій поверхні, так і температурними градієнтами по теплопоглинальній поверхні та товщині днища – джерелом термічних напружень [3].

Напруження, зумовлені температурним перепадом на поверхні та по товщині вогневого днища, є причиною короблення та термовтомних тріщин. Температурне поле вогневого днища відзначається значною нерівномірністю. Максимальні температури локалізуються в центральній частині вогневого днища – у зоні перемичок між сідлами клапанів і отвором під форсунку (для дизелів із безпосереднім упорскуванням палива в циліндр) або під вихрову камеру (для дизелів із розділеними камерами згоряння), тобто в місцях концентрації напружень, що призводять до утворення тріщин. У периферійній частині днища

температура значно нижча. Перепади температур по теплопоглинальній поверхні можуть перевищувати 473 К, а максимальні температури вогневого днища коливаються для різних типів дизелів у межах 473–673 К [3].

Температура міжклапанних перемичок залежить, як відомо, від величини локальних теплових потоків, а також від значення термічного опору теплопередачі в цій зоні. У центральній частині вогневого днища локальні теплові потоки досягають максимальних значень і різко зменшуються до периферії. Теплові потоки через вогневе днище головки зростають із підвищенням навантаження, частоти обертання, тиску наддуву, а також кута випередження подачі палива і середньої по периметру тангенціальної складової швидкості руху заряду поблизу стінки камери згорання наприкінці стискання.

Характер розподілу теплових потоків по радіусу вогневого днища практично не змінюється в усьому діапазоні навантажень і частот обертання колінчастого вала, а також під час форсування двигуна наддувом. Максимальні значення теплових потоків у центральній частині вогневого днища (а також їх розподіл по радіусу циліндра) пояснюються вищими значеннями радіаційних потоків тепла в центральну частину головки, розташовану безпосередньо над камерою згорання, а також характером руху завихреного заряду під час його витіснення поршнем, тобто зміною радіальної та тангенціальної складових швидкостей повітряного потоку вздовж радіуса циліндра [3].

Окрім максимальних теплових потоків, зона міжклапанних перемичок має підвищений, у порівнянні з периферійною частиною, термічний опір тепловідведенню, зумовлений значним потовщенням стінки через наявність приливу для встановлення форсунки. Автори роботи [1] дійшли висновку про підвищений термічний опір центральної частини днища головки, аналізуючи той факт, що спостерігається істотне зростання температури до центру днища головки, тоді як тепловий потік по площі, розташованій над камерою згорання, змінюється незначно [3].

Таким чином, зона міжклапанних перемичок вогневого днища, де виникають тріщини, працює в умовах постійного термічного перевантаження, спричиненого інтенсивним нагріванням при утрудненому тепловідведенні [3].

Погіршувальний вплив чинять накип, пригар формувальної суміші, а також мулові відкладення на поверхнях головок, що охолоджуються водою. Усі види відкладень, а також залишки формувальної суміші на охолоджуваній поверхні створюють додатковий термічний опір і ще більше ускладнюють відведення тепла від найбільш нагрітих зон. Наявність значного шару накипу або пригару формувальної суміші може спричинити підвищення температур у головці на 323–373 К [3].

Крім того, під час експлуатації тракторних дизелів нерідко трапляються випадки порушення нормальної роботи паливної апаратури – зависання голки розпилювача, відхилення кута випередження подачі палива від оптимального тощо. Наприклад, при зависанні голки розпилювача зростає тиск згоряння, а температура головки з боку камери згоряння підвищується до 673 К і вище [2].

Зменшення кількості води в системі охолодження спричиняє підвищення температури головки, а за повної відсутності води температура вогневого днища в зоні перемичок може досягати 923–973 К [3].

Для звичайних сірих чавунів із пластинчастим графітом небезпечними з точки зору утворення тріщин є температури, що перевищують 672–723 К, оскільки при цьому змінюється межа текучості чавуну, а зона між клапанними отворами зазнає значної усадки, що призводить до високих напружень розтягування під час охолодження. Встановлено, що температура перемичок не повинна перевищувати 653 К [3].

У багатьох роботах зазначається, що основною причиною появи тріщин у зоні міжклапанних перемичок на привалювальній до блока поверхні головок є термічні напруження [1].

Температурні перепади виникають під час роботи двигуна як по поверхні вогневого днища, так і по його товщині. Автори роботи [1], аналізуючи

результати випробувань, проведених на вихровокамерному дизельному двигуні 1Ч 8,5/11, дійшли висновку, що рівень температурних напружень у перемичках днища визначається температурними перепадами в площині днища, оскільки перепади температур по товщині стінки є значно меншими за свою величину.

Для двигуна 1Ч 8,5/11 температурні перепади в площині днища становлять 65–80 К, а по товщині – 24 К. Для двигунів ЯМЗ-238НБ максимальний перепад температур по теплопоглинальній поверхні сягає 170 К, а максимальний перепад по товщині стінки (у цій же зоні) – 230 К [1].

Таким чином, співвідношення температурних перепадів по поверхні та по товщині вогневого днища визначається конструкцією головки блока конкретного двигуна (конструктивними елементами, системою охолодження тощо), а напруження, що виникають від температурних перепадів по товщині вогневого днища, відіграють суттєву роль у загальному рівні температурних напружень.

Рівень температур і температурних напружень у зоні міжклапанних перемичок різних циліндрів одного й того самого двигуна відрізняється [3].

Причиною різного рівня теплонапруженості по циліндрах двигуна є відмінність умов охолодження головки в зонах окремих циліндрів [3].

Наприклад, зростання теплонапруженості від першого до четвертого циліндра може бути спричинене погіршенням охолодження днища головки внаслідок зменшення швидкості потоку води [3].

Термічні навантаження вогневого днища головок блоків значно зростають при комплексному форсуванні тракторних двигунів за середнім ефективним тиском із використанням турбонаддуву та за частотою обертання колінчастого вала. Так, при підвищенні потужності двигуна з 39,7 кВт при частоті обертання колінчастого вала $21,7 \text{ с}^{-1}$ до 44,1 кВт при частоті 25 с^{-1} температурні напруження в перемичках клапанних гнізд збільшуються від 160 МПа до 181 МПа, а підвищення потужності того ж двигуна з 39,7 кВт при частоті $21,7 \text{ с}^{-1}$ до 47,8 кВт при частоті 25 с^{-1} призводить до зростання напружень до 201 МПа [2].

Тому для розрахунку довговічності головок циліндрів під час їх виготовлення та відновлення насамперед необхідно дослідити та відобразити температурне поле і теплонапружений стан теплопоглинальної поверхні [3].

Результати розрахунків температур двигуна ЯМЗ-238НБ у вигляді графіків температур на теплопоглинальній та охолоджуваній поверхнях вогневого днища наведено на рис. 1.1 [3].

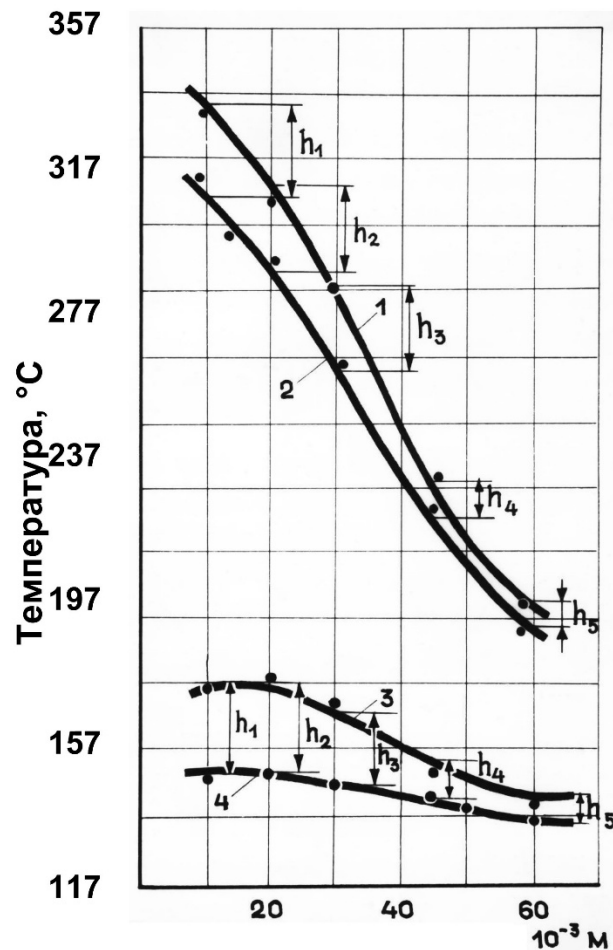


Рис. 1.1. Розподіл температур по радіусу вогневого днища: 1, 2 – на нагрітій стороні; 3, 4 – на охолоджуваній стороні [3].

У разі чотириклапанної головки тріщини можуть з'єднувати гнізда випускних клапанів або проходити між одним випускним отвором і отвором під розпилювач форсунки. На думку авторів більшості робіт, присвячених надійності головок циліндрів, тріщини на вогневому днищі дизелів є тріщинами термічної втоми металу [1].

Тріщини в міжклапанних перемичках починають свій розвиток із мікротріщин на поверхні камери згоряння і особливо часто виникають у головках дизелів із безпосереднім упорскуванням палива. Тріщини з'являються на крайках клапанних отворів і отворів під розпилювач форсунки (залежно від конструкції головки циліндрів). Крайки цих отворів є концентраторами напружень. Надалі тріщини розвиваються по ширині перемички аж до її повного руйнування [3].

Механізм утворення тріщин розглянуто низкою авторів у працях [1] і, в основному, може бути представлений таким чином. Центральна частина вогневого днища (зона міжклапанної перемички) під час роботи двигуна піддається дії високих температур (до 670 К і вище), тобто є зоною локального перегріву. Ця частина прагне розширитися відповідно до коефіцієнта температурного розширення даного металу при відповідній температурі. Однак розширенню перешкоджає менш нагріта периферійна зона вогневого днища.

У результаті центральна частина днища зазнає високих стискальних напружень, причому перепад температур між центральною та периферійною частинами настільки великий, що термічні стискальні напруження перевищують межу текучості металу головки [2].

За тривалої дії таких підвищених температур і стискальних температурних напружень у поверхневих шарах вогневого днища виникають значні пластичні деформації, які під час охолодження призводять до появи високих розтягувальних напружень через втрату довжини внаслідок релаксації металу перемички. Високі розтягувальні напруження є особливо небезпечними для чавуну, з якого відливають головки циліндрів переважної більшості тракторних дизелів, оскільки межа його міцності на розтяг приблизно в 3–4 рази менша, ніж на стиск [1].

У результаті значної кількості теплових циклів (нагрівання – охолодження) під час роботи двигуна поверхневі шари металу зазнають знакозмінних деформацій, що призводить до поступового збільшення залишкових

розтягувальних напружень і втомних змін під їх дією. Такі явища в малопластичних матеріалах, до яких належить чавун, можуть спричинити руйнування навіть за невеликої кількості теплових циклів [2]. Головка циліндрів перебуває у складному напруженому стані, тому розвитку тріщин сприяють різні види напружень: залишкові, монтажні, а також циклічні, що змінюються під дією сил тиску газів і температурних градієнтів у поверхневому шарі [3].

Зростання утворених мікротріщин інтенсифікується внаслідок процесів окиснення під дією агресивного середовища продуктів згоряння дизельного палива. Об'єм оксидів у 2–3 рази перевищує об'єм неокисненого металу, що сприяє подальшому розкриттю й розвитку тріщин. Процеси окиснення можуть посилюватися під впливом знакозмінних навантажень, викликаних дією механічних і температурних напружень у головці циліндрів [1]. Тому завдання підвищення термовтомної міцності головок блоків під час їх відновлення та виготовлення є актуальним і потребує глибшого наукового вивчення [3].

1.3. Способи відновлення головок циліндрів дизелів

Існуючі способи відновлення головок блоків циліндрів з тріщинами можна об'єднати в наступні групи: Група способів механічного закладення тріщин. Одним із способів закладення тріщин у цій групі є спосіб фігурних вставок. «Сутність способу полягає в стягуванні країв тріщини установкою в спеціально підготовлені пази металевих фігурних вставок. Фігурні вставки являють собою циліндри, виготовлені з маловуглецевої сталі методом штампування і з'єднані перемичками. Форма підготовлюваного паза корпусної деталі з тріщиною повинна відповідати формі вставки, тобто паз складається з ряду циліндричних отворів, з'єднаних між собою пропилом по ширині, що дорівнює ширині перемички вставки. Для забезпечення герметичності тріщини вставки запресовуються з використанням епоксидного композиційного матеріалу» (рис. 1.1) [2].

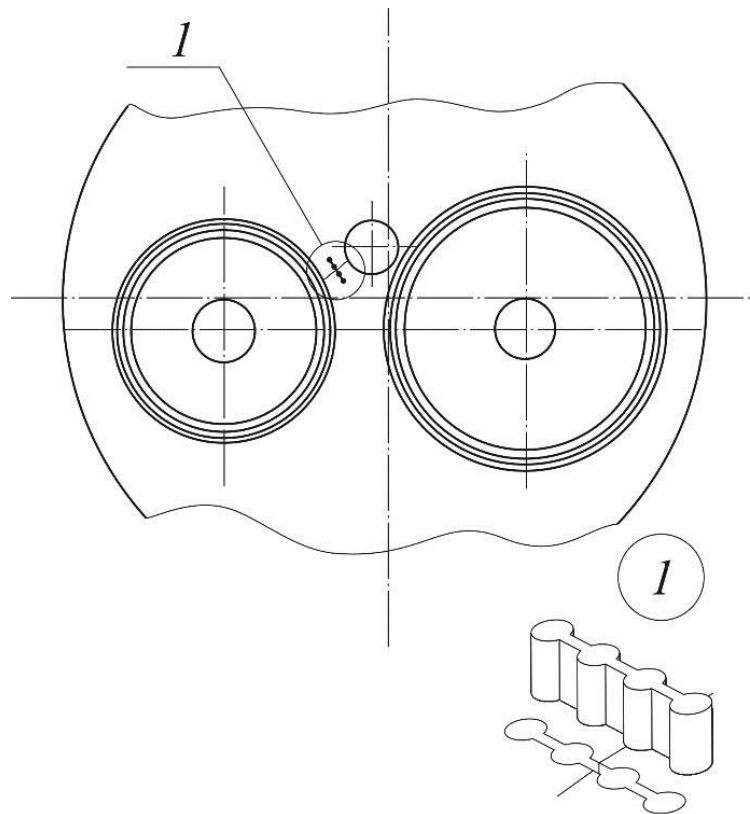


Рис. 1.2. Спосіб фігурних вставок

Процес усунення тріщин фігурними вставками полягає в підготовці паза під фігурну вставку, запресуванні фігурної вставки в паз, зачищенні поверхні з вставкою. При підготовці паза під вставку спочатку по накладному кондуктору свердлять отвори перпендикулярно тріщині, а потім видаляють перемички спеціальною прорізкою. Вставки встановлюють на відстані $2,5-4,0 \cdot 10^{-3}$ м одна від одної. При довжині тріщини до $4,0 \cdot 10^{-3}$ м встановлюють одну вставку. Ефект стягування тріщини досягається через неоднаковість кроків (різниця дорівнює $0,2 \cdot 10^{-3}$ м) між просвердленими отворами і елементами вставки [2].

Як недоліки слід зазначити, що даний спосіб може застосовуватися в головках циліндрів вихрокамерних дизелів, у яких міжклапанні перемички мають достатню ширину. У дизелях з безпосереднім впорскуванням палива типу ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Б, А-41, А-01М через особливості конструкції ГЦ можлива установка стягуючої фігурної вставки лише в перемичках у бік випускного клапана [2].

Другий спосіб у групі заснований на тому, що тріщини можуть бути ліквідовані за допомогою штифтів. Кінці тріщини, визначені «гасовим пробоем», засвердлюють свердлом діаметром $4-5 \cdot 10^{-3}$ м і вздовж тріщини тим же свердлом засвердлюють отвори на відстані $6-7 \cdot 10^{-3}$ м. У всіх отворах нарізають різьбу і в них вгвинчують різьбові штифти з м'якої сталі або міді, які повинні виступати над поверхнею на $1-2 \cdot 10^{-3}$ м. Після цього засвердлюють отвори між штифтами з перекриттям штифтів не менше ніж на $1/4$ діаметра. В отворах нарізають різьбу і вгвинчують в них штифти, обрубувані врівень. Кінці виступаючих штифтів зачеканюють, як показано на рис. 1.3 [2].

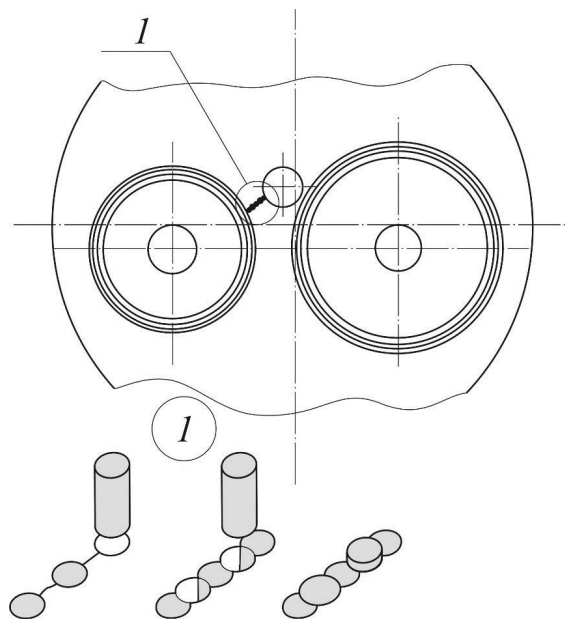


Рис. 1.3. Спосіб застосування штифтів.

Даний спосіб на практиці застосовується для тріщин невеликої довжини, коли поширення тріщини в довжину можна зупинити, просвердливши її кінці.

Коли тріщина розташована між двома отворами (форсункою і гніздом клапана) спосіб не ефективний [2].

Також для усунення тріщин може бути застосований спосіб, заснований на використанні фігурних пазів і поєднанні теплових напружень з усадочними деформаціями металів при охолодженні [2].

Ці операції цього способу виконуються наступним чином: деталь встановлюють на монтажний стіл тріщиною вгору. Потім, відступаючи від кінців

тріщини на $4-5 \cdot 10^{-3}$ м, свердлять отвори на $2/3$ товщини стінки діаметром $3,5-4,5 \cdot 10^{-3}$ м. Після цього в ремонтваній деталі по обидва боки від тріщини перпендикулярно до неї на одній прямій свердлять ряд отворів діаметром $4,5 \cdot 10^{-3}$ м під кутом $0,5-5^\circ$ до вертикальної осі. Перемички між отворами видаляються, в результаті цього виходить фігурний паз [2].

По обидва боки тріщини, нагріванням газовим пальником, створюються напруги, що змикають тріщину з деяким зусиллям.

У просвердлені отвори заливається розплавлений метал, який за міцністю перевершує метал ремонтваної деталі, і проводять охолодження струменем повітря з крапельками води, що знаходяться в ньому в підвішеному стані. Розплавлений метал, остигаючи в фігурних пазах, утворює фігурні вставки, які збільшують стягуючі зусилля, створювані напруженнями в основному металі від нагрівання деталі на межі тріщини. Відстань від тріщини до зони нагрівання дорівнює двом товщам деталі, що ремонтується [2].

Даний спосіб відновлення не вимагає застосування точних кондукторів для свердління отворів, проте має ті ж недоліки, що і перший з перерахованих способів відновлення ГЦ і, додатково, при нагріванні через різницю в тепловому розширенні матеріалу ГЦ і матеріалу залитої вставки можливе порушення герметичності з'єднання [2].

Для закладення тріщин, відколів, прогарів та інших дефектів у корпусних деталях двигуна американська фірма SEAL-LOCK розробила власний метод.

Його суть полягає у створенні зв'язків між з'єднувальними деталями на молекулярному рівні при звичайній температурі. Дана технологія є «холодним зварюванням». Цей процес відомий фахівцям досить давно, проте практичне застосування для масового ремонту автомобільних двигунів він знайшов зовсім недавно. Метод полягає в наступному: локалізуються тріщини магнітним детектором; засвердлюються кінці тріщини для запобігання подальшого її поширення; за допомогою спеціального кондуктора готуються місця поперек тріщини з кроком, згідно з інструкцією ($19 \cdot 10^{-3}$ м), для установки трьох або

п'ятидольних «скріпок»; спеціальним рідким зварюванням «FLUID WELD» змащуються посадочні місця; встановлюються три- або п'ятидольні «скріпки» (забиваються молотком); конусним мітчиком готуються місця під конусні різьбові вставки «СЕАЛАНС»; у нарізаний отвір на кілька крапель рідкого зварювання «FLUID WELD» вставляються конусні різьбові вставки «СЕАЛАНС» у підготовлені отвори і затягуються до тих пір, поки їх головки не будуть зрізані; використовуючи пневмомолоток проводиться проковка ремонтної зони [2].

По суті, цей спосіб - комбінація попередніх способів, фігурних вставок і штифтів, але й недоліки колишніх способів йому також притаманні. Тому, в основному він використовується для закладення тріщин в блоках циліндрів.

Наступна група способів відновлення тріщин в корпусних деталях з чавуну – способи, засновані на принципах зварювання матеріалів. Заварювання тріщин в головках (рис. 3) з сірого чавуну може виконуватися в холодну, електродами з монельметалу МНЧ-1, МНЧ-2 (сплав нікелю, міді, заліза, марганцю), нікелевими прутками ОЗЧ-3, ОЗЧ-4, ОЗЖН-1, ПАНЧ-11, мідними стрижнями ОЗЧ-2 і ОЗЧ-6 діаметром $3-4 \cdot 10^{-3}$ м дугою постійного струму 150А (ділянками $30 \cdot 10^{-3}$ м, які відразу ж проковуються) або з попереднім підігрівом до 873-923К. В останньому випадку зварювання проводиться ацетилено-кисневим полум'ям чавунними прутками, при цьому флюсом служить бура [2].

Відновлення головок з алюмінієвих сплавів проводиться електродами ОЗА-2 на струмі зворотної полярності з розрахунку 35–45 А на один міліметр діаметра електрода. Високу якість робіт забезпечує аргонно-дугове зварювання [2].

У всіх випадках рекомендується попередній і подальший (після зварювання) нагрів деталі до температури 573К. Способи підготовки тріщини до зварювання наступні: за допомогою пневматичної шліфувальної машини вулканітовим абразивним кругом обробляють тріщину на всю глибину. Ширина обробки тріщини $7-8 \cdot 10^{-3}$ м. Кінець тріщини слід попередньо засвердлити

свердлом 5·10-3 м. Після цього проводять зварювання. Зварювання проводять короткою дугою зворотної полярності [2].

Однак, як показують дослідження термостійкості деталей, відновлених зварюванням, їх термовтомна міцність не перевищує 30 - 35% від рівня термовтомної міцності нової головки циліндрів. Підвищені залишкові напруження після зварювання і збільшення крихкості, що виникає при відбілюванні чавуну в перехідних зонах, призводять до утворення нових тріщин.

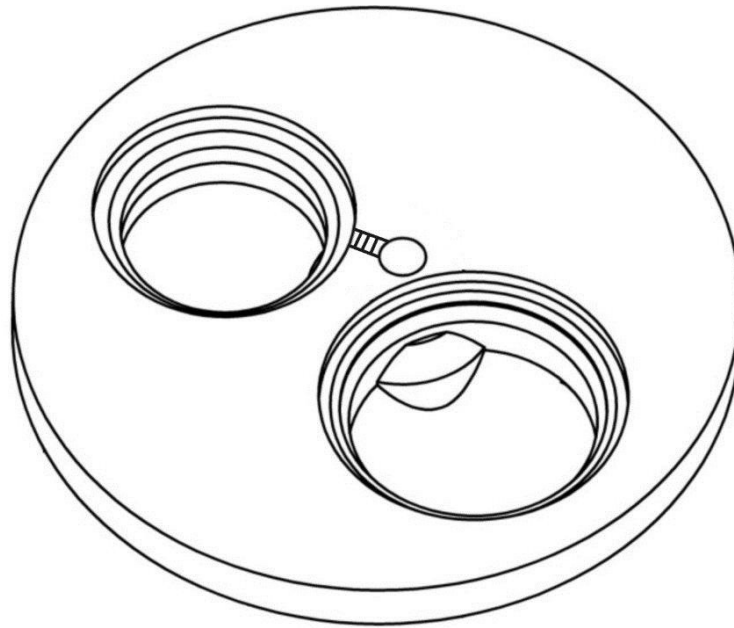


Рис. 1.4. Спосіб зварювання тріщин [2].

Відомі способи, коли утворені при експлуатації термовиснажливі тріщини відновлюються шляхом обробки виробу за допомогою концентрованих джерел енергії (лазерного променя). Відновлення деталей з термовиснажливими тріщинами виконують шляхом оплавлення тріщин джерелом з високою щільністю енергії. При цьому попередньо здійснюють підігрів виробу до температур, що забезпечують формування в околиці вершини тріщини поля напружень, що визначається коефіцієнтом інтенсивності, меншим, ніж критична величина в'язкості руйнування [2].

Відновлення головок циліндрів методом газодинамічного формування металевих покриттів обладнанням ДІМЕТ®, засноване на закріпленні твердих металевих частинок, що мають велику кінетичну енергію, на поверхні підкладки

в процесі високошвидкісного удару. Даним способом усуваються мікротечі, невеликі тріщини та інші наскрізні дефекти в алюмінієвих (рис. 1.5), сталевих, чавунних деталях двигуна (головка блоку циліндрів, блок циліндрів, кришки, кожухи, коробка перемикачів передач тощо) [2].



Рис. 1.5. Спосіб газодинамічного формування металевих покриттів обладнання ДІМЕТ® [2].

Однак, слід зазначити, що в якості наносних порошкових матеріалів використовуються в основному кольорові метали, і даних про довговічність і термовтомну міцність деталей після закладення тріщин в літературі не представлено [2].

Наступний спосіб відкрив новий напрямок у підходах до вирішення проблеми зниження теплової напруженості міжклапанних перемичок у головках з безпосереднім впорскуванням палива. Це спосіб армування форсункового отвору втулками з теплопровідних матеріалів (рис. 1.6) [2].

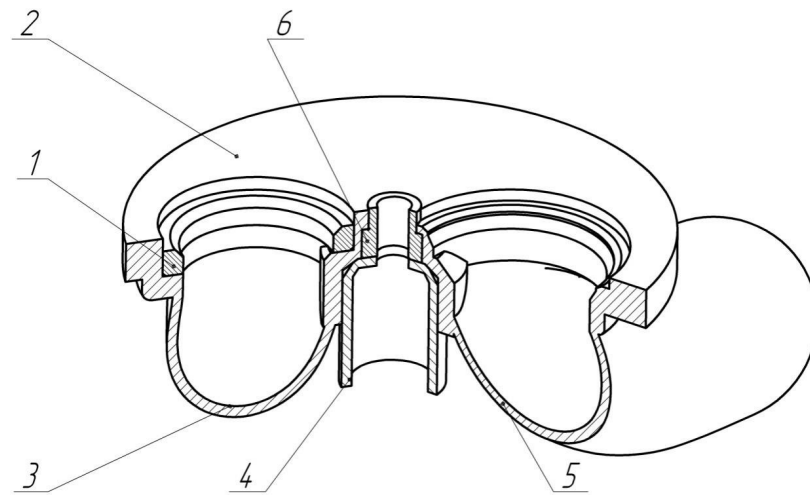


Рис. 1.6. Армування форсункового отвору втулками з теплопровідного матеріалу: 1 – сідло клапана; 2 – теплоприймаюча поверхня вогневого днища головки блоку циліндрів; 3 – патрубок випускного клапана; 4 – форсунковий стакан; 5 – патрубок впускного клапана; 6 – втулка з теплопровідного матеріалу.

У попередньо розсвердлений спеціальним ступінчастим зенкером форсунковий отвір запресовується втулка з теплопровідного матеріалу (мідь МЗ). Тріщини малого розміру (до $2 \cdot 10^{-3}$ м) можуть бути виведені при розсвердлюванні. В результаті цієї операції збільшується тепловідвід і вирівнюється температурне поле, знижується термічна напруженість вогневого днища головки блоку в самому теплонапруженому місці. Завдяки цьому розвиток тріщин припиняється, і термостійкість підвищується в 2–3 рази. Але як спосіб відновлення ГЦ з тріщинами він має обмеження. Головки циліндрів з тріщинами $5 \cdot 10^{-3}$ м і більше цим способом відновлювати не доцільно, тому що розвиток тріщини сповільниться, але не зупиниться. Другою причиною обмеження даного способу в застосуванні є його відносна складність і відносна вартість [2].

РОЗДІЛ 2

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ

2.1. Математична модель теплонапруженості вогневого днища головки циліндрів

Головка циліндрів є складною просторовою конструкцією, тому одним із основних питань, що виникають під час розрахункової оцінки її напруженого стану, є створення спрощеної розрахункової схеми. Встановлено, що найбільш теплонапруженим конструктивним елементом, який лімітує строк служби головок циліндрів двигунів внутрішнього згоряння, є теплосприймальна поверхня – вогневе днище. Вогневе днище головки циліндрів являє собою тривимірний елемент конструкції, який у межах одного циліндра має несиметричну форму.

Слід зазначити, що ідентичність теплового навантаження в кожному циліндрі звичайних головок дозволяє при розрахунках розглядати лише одну секцію — вогневе днище над одним із циліндрів. При цьому, якщо розглядати секцію прямокутної форми, ширина якої дорівнює відстані між осями циліндрів, необхідно відмітити, що периферійна частина секції, яка знаходиться за межами циліндра, бере участь лише в процесі відведення тепла в навколишнє середовище. Низкою дослідників встановлено, що теплові потоки у днищах головок циліндрів є близькими до одномірних – перпендикулярних до площини днища [8].

Також слід зазначити, що в периферійній зоні днища густини теплових потоків у площині днища значно менші, ніж по товщині днища в центральній зоні. Тому під час розв'язання просторових задач теплопровідності днищ головок циліндрів зазвичай нехтують тепловими потоками в площині днища [7, 8].

Виходячи з цього, для подальшого спрощення розрахункової схеми та скорочення обсягу підготовки вихідної інформації доцільним є виділення з початкової прямокутної області більш локалізованої ділянки, наприклад, у формі диска діаметром $D = 150 \cdot 10^{-3}$ м, що дорівнює ширині області з відсутністю теплообміну на його бічній поверхні. У роботах, присвячених розрахункам температурного поля головок блоків циліндрів, вогневе днище розглядається як плоский диск, що нагрівається з одного боку та охолоджується з іншого і має в центральній частині прилив для встановлення форсунки.

У порожнині охолодження вогневого днища для подальшого спрощення розрахункової моделі можна виділити елементи, які активно беруть участь у робочому процесі та зазнають як теплового, так і механічного навантаження. Також можна виокремити елементи, що не справляють суттєвого впливу на перебіг процесів. До першої групи належать елементи установочного вузла форсунки: стакан форсунки, бобишка стакана, ущільнювальна шайба, основи патрубків каналів газорозподілу та самі канали. Частина стакана форсунки, розташована у верхньому посадковому гнізді головки циліндрів, практично не бере участі у відведенні тепла і може бути виключена з розрахункової схеми. При цьому має виконуватися умова збереження тиску, що передається на стакан форсунки від затягування ущільнювальної шайби.

Для виконання розрахунків у першому випадку використовувалася спрощена тривимірна модель вогневого днища, яка являє собою диск з отворами під сідла клапанів (впускного та випускного), а також отвором під форсунку. У центральній частині моделі розташована бобишка під стакан форсунки, який також входить до запропонованої моделі. На рис. 2.1 (а) та 2.1 (б) наведено ізометричний вигляд і переріз тривимірної розрахункової моделі, що використовується у першому випадку розрахунку температурних полів головки циліндрів.

Оптимізована модель відрізняється тим, що до неї додано патрубки до впускного та випускного клапанів, а також ураховано більшість фасок і галтелей

з урахуванням раніше прийнятих змін і припущень. На рисунках 2.3, 2.4 і 2.5 подано геометричну форму тривимірної моделі вогневого днища головки циліндрів двигуна ЯМЗ-240Б, яка використовується на другому етапі розрахунків.

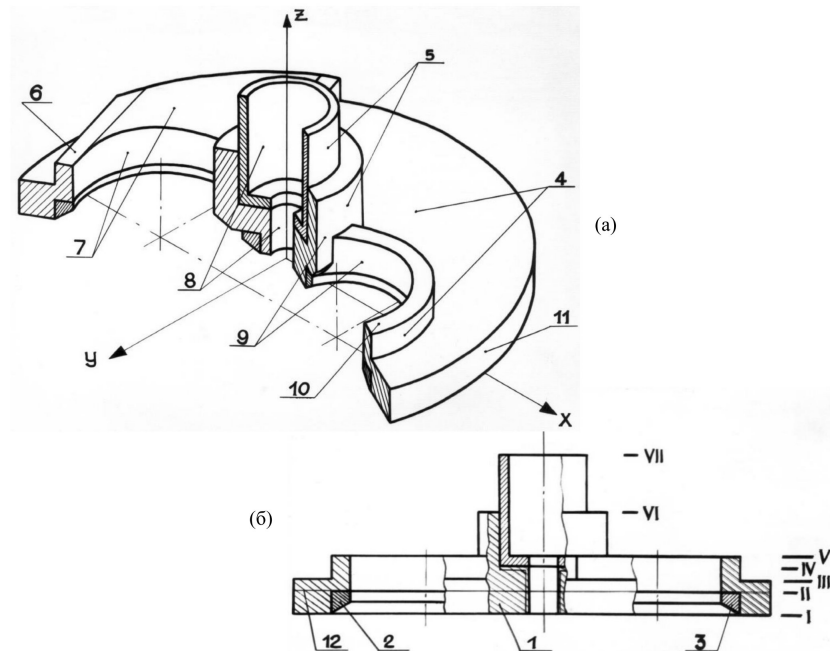


Рис. 2.2. Розрахункова модель вогневого днища головки циліндрів двигуна ЯМЗ-238НБ: 1...12 – поверхні, на яких визначалися граничні умови; I...VII – перерізи розрахункової моделі в горизонтальній площині.

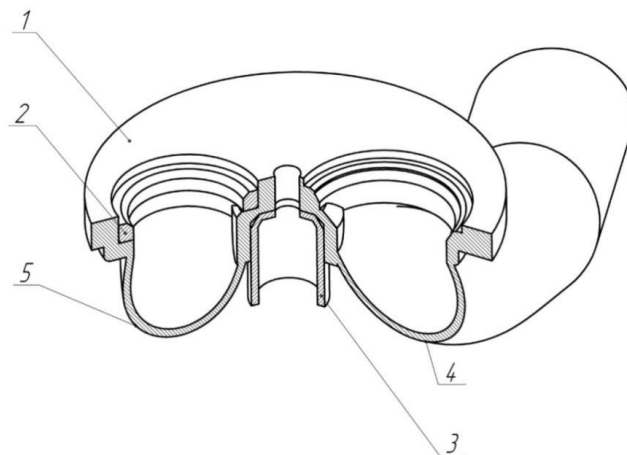


Рис. 2.3. Геометрія математичної моделі в перерізі по лініях, що з'єднують центри форсуночного та клапанних отворів: 1 – теплосприймальна поверхня; 2 – сідло клапана; 3 – стакан форсунки; 4 – патрубок впускного клапана; 5 – патрубок випускного клапана.

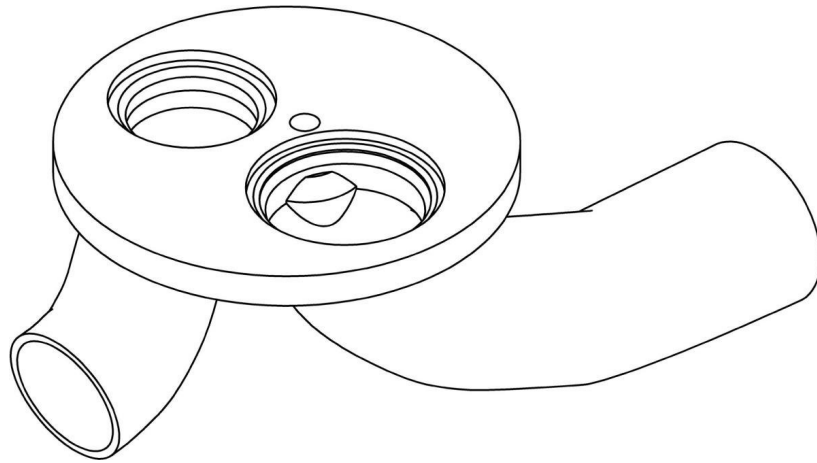


Рис. 2.4. Загальний вигляд геометрії математичної моделі.

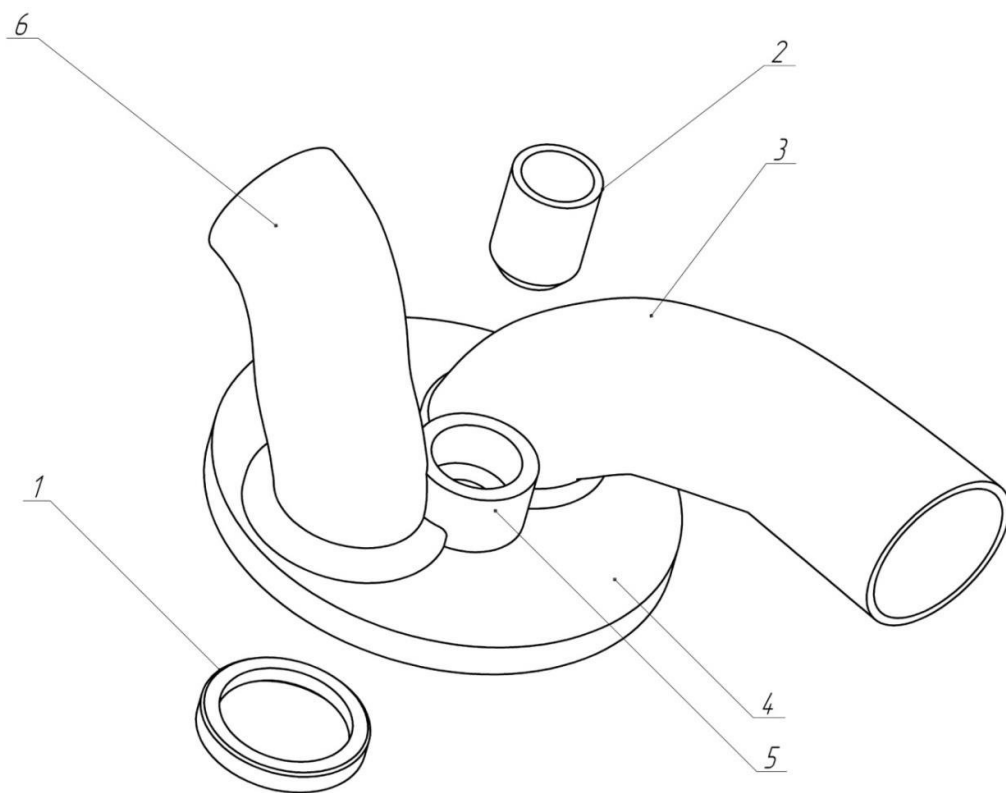


Рис. 2.5. Елементи, що входять до математичної моделі: 1 – сідло клапана; 2 – стакан форсунки; 3 – патрубок впускного клапана; 4 – теплосприймальна поверхня; 5 – бобишка під стакан форсунки; 6 – патрубок випускного клапана.

Під час створення математичної моделі були використані припущення про ідеальний контакт між спряженими поверхнями стакана форсунки та бобишки днища, а також між вставними гніздами клапанів газорозподілу і днищем. Це дало змогу істотно спростити отриману розрахункову модель.

Розбиття на скінченні елементи виконувалося з урахуванням усіх параметрів, описаних вище, а також з урахуванням вибору методу дискретизації та кількості скінченних елементів.

У першому випадку сітка розбиття налічувала 1428 вузлів (1632 — для експериментального варіанта зі вставним днищем) і 1056 (1232) скінченних макроелементів. Схеми розбиття на скінченні елементи теплосприймальної та охолоджуваної поверхонь вогневого днища наведені на рис. 2.6, 2.7.

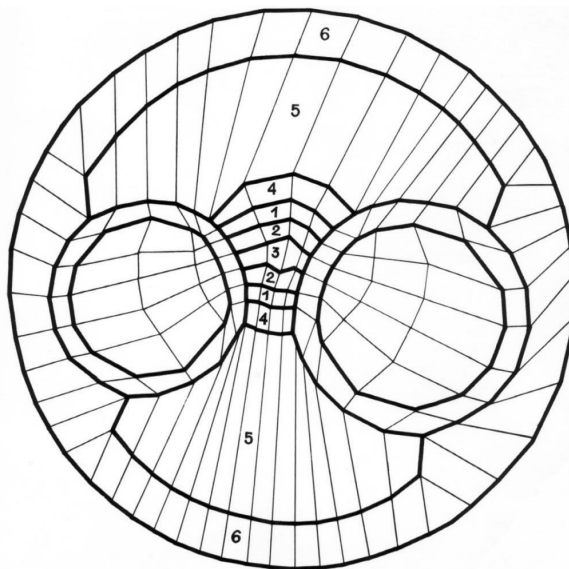


Рис. 2.6. Розбиття на скінченні елементи теплосприймальної поверхні вогневого днища.

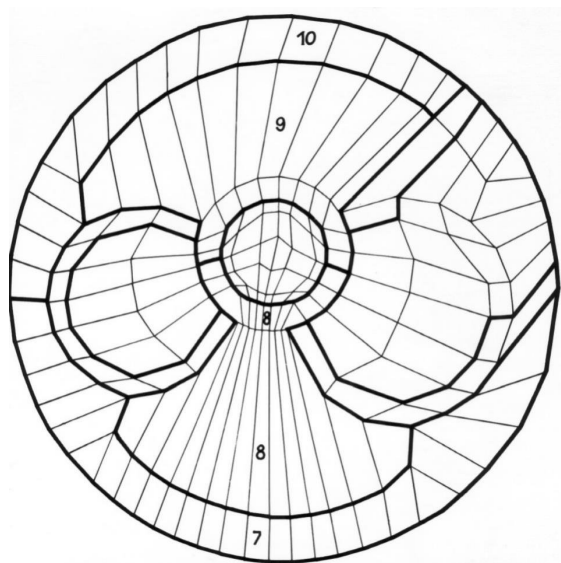


Рис. 2.7. Розбиття на скінченні елементи охолоджуваної поверхні вогневого днища.

Для другого випадку розрахунку в місцях галтелей, заокруглень і переходів виконувалося додаткове перерахування та ущільнення сітки з метою найбільш точного відображення теплонапруженості головки циліндрів. Сітка скінченних елементів у міжклапанній перемичці також додатково ущільнювалася з тією самою метою. Розрахунок, що виконувався програмним забезпеченням, проходив у два етапи: перший — чорновий — з грубим розбиттям математичної моделі на скінченні елементи (кількість елементів — 14 136; вузлів скінченних елементів — 25 241) та другий — підсумковий, з ущільненням сітки скінченних елементів у місцях підвищеної концентрації напружень і температур (кількість елементів — 20 288; вузлів скінченних елементів — 36 070). Схеми розбиття на скінченні елементи математичної моделі наведено на рис. 2.8, 2.9. Слід зазначити, що кожному з об'єктів відповідає матеріал із визначеними механічними та теплофізичними властивостями.

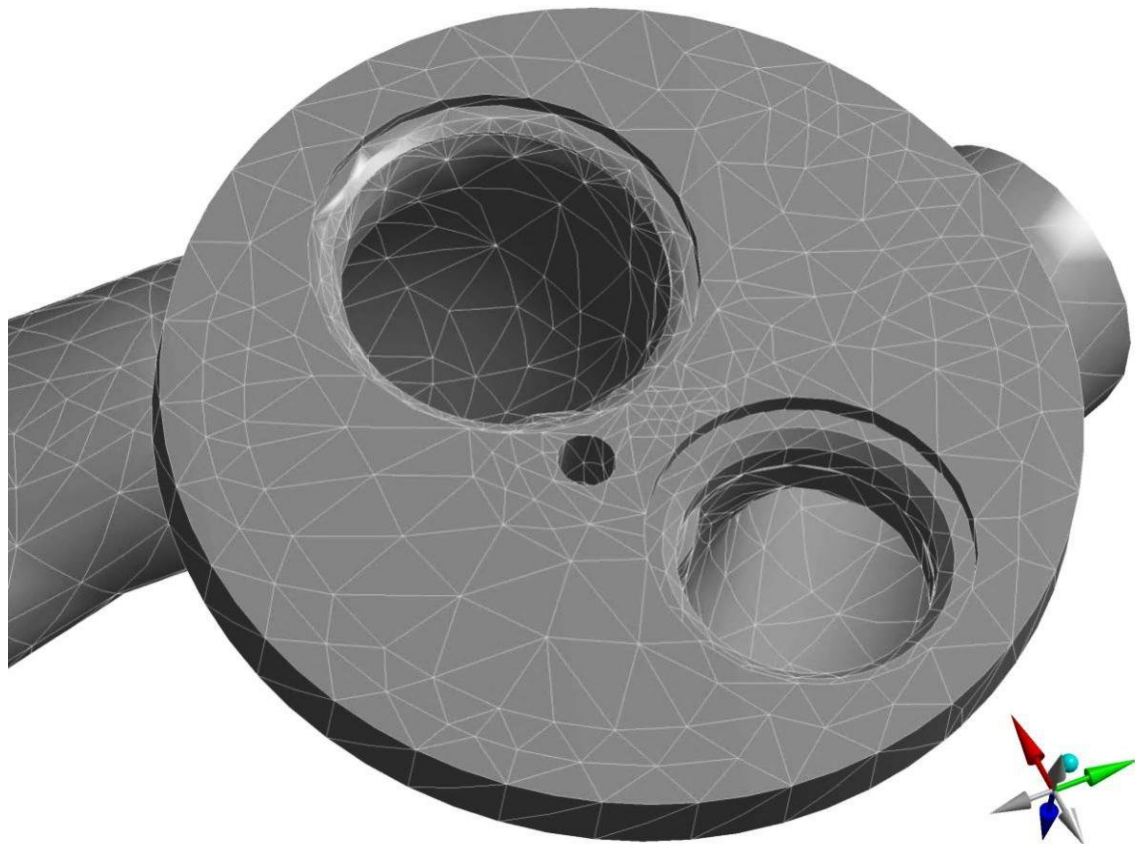


Рис. 2.8. Розбиття на скінченні елементи (вигляд з боку теплосприймальної поверхні).

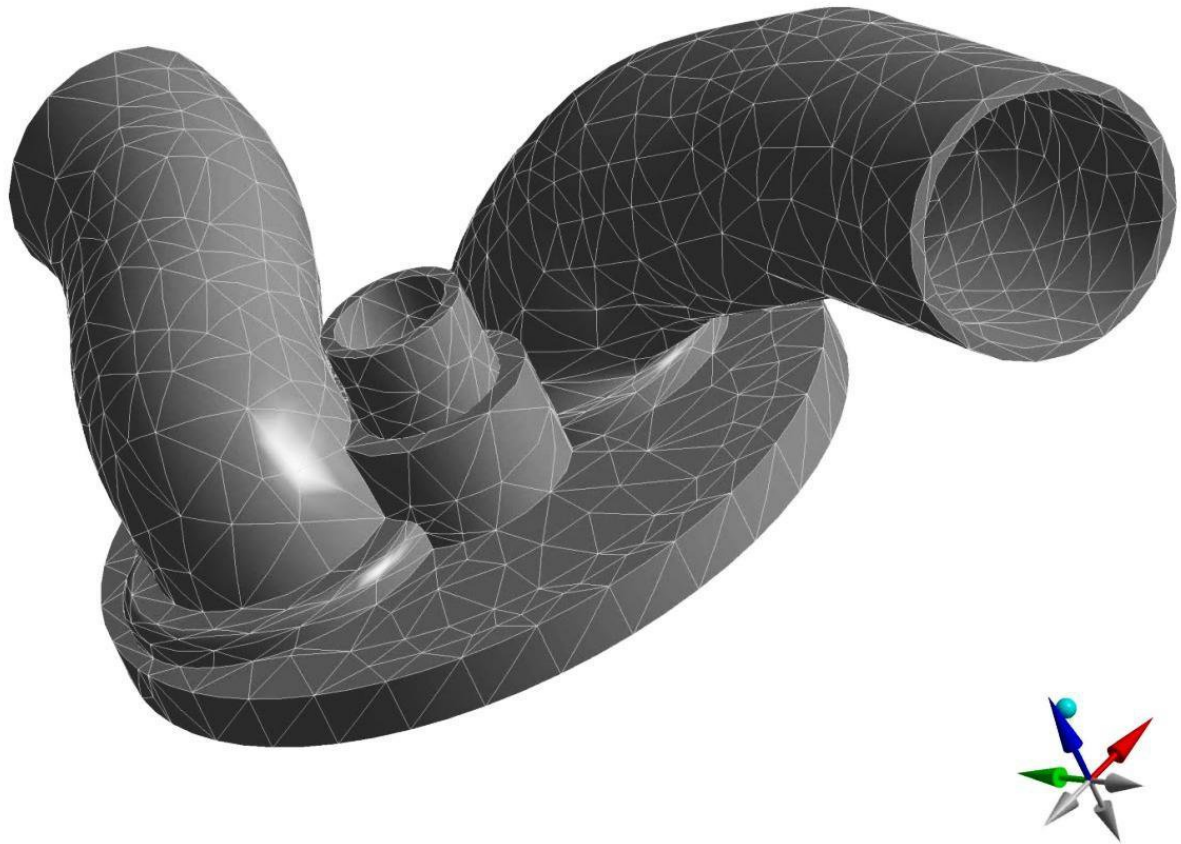


Рис. 2.9. Розбиття на скінченні елементи (вигляд з боку охолоджуваної поверхні).

Вогневе днище виготовлене з чавуну СЧ-25, стакан форсунки – з латуні ЛС-59, клапанне сідло – з хромистого жароміцного чавуну.

Визначення граничних умов на робочих поверхнях розрахункових моделей під час визначення температурних полів

Установлено, що в сучасних методах і засобах розв'язання крайових задач, до яких належать поставлені нами задачі (теплопровідності та напруженого стану), точність розв'язку в основному визначається точністю задання граничних умов. Аналіз способів задання граничних умов дав змогу обрати найбільш оптимальний варіант розрахунку граничних умов на поверхнях розрахункової моделі з урахуванням умов організації робочого процесу, охолодження та інших параметрів, характерних для дизельного двигуна ЯМЗ-240Б.

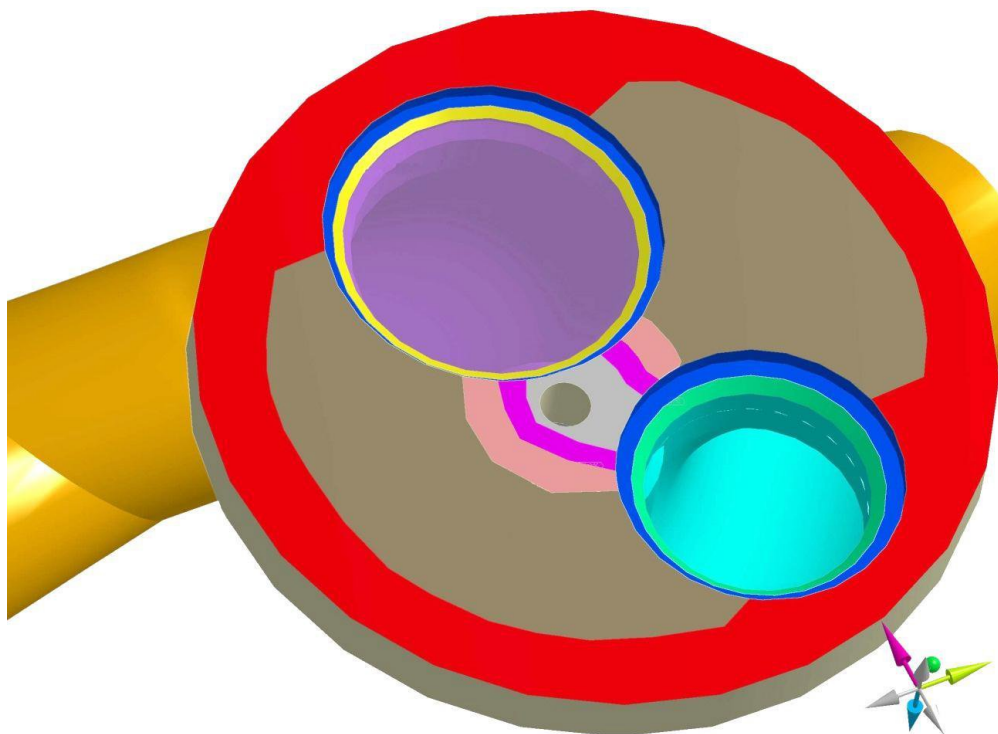


Рис. 2.10. Зони задання граничних умов з боку теплосприймальної поверхні.

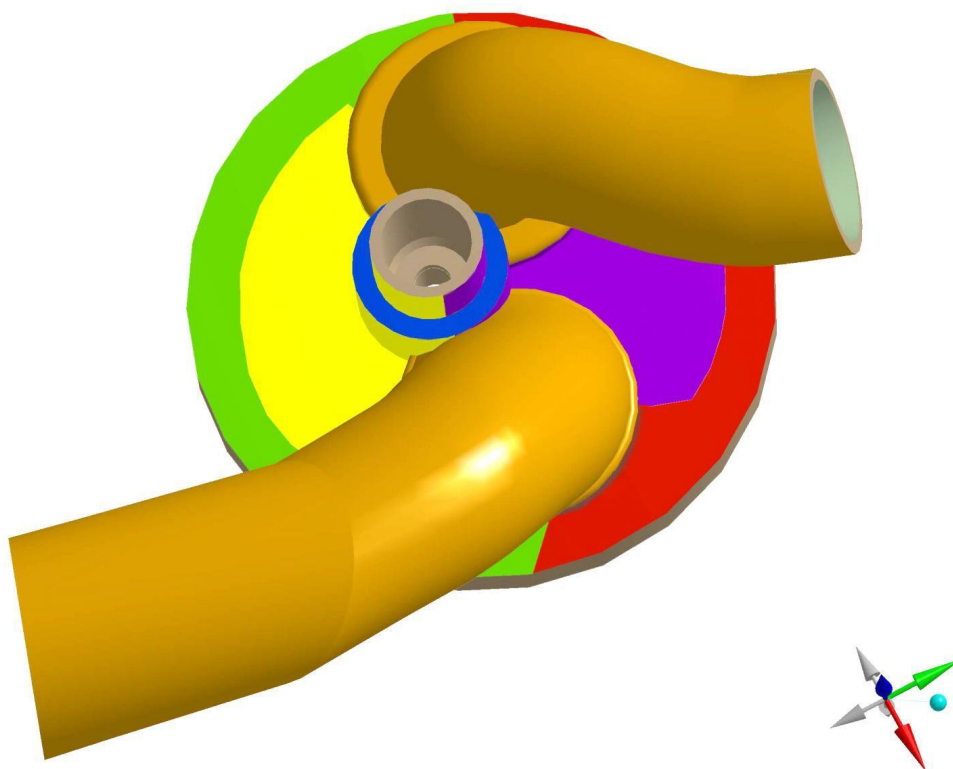


Рис. 2.11. Зони задання граничних умов з боку охолоджуваної поверхні.

З урахуванням цього, під час визначення граничних умов на теплосприймальній поверхні та внутрішній поверхні клапанів газорозподілу будемо вважати, що процес теплообміну є умовно сталим.

2.2. Розрахунок температур, температурних напружень і деформацій у серійній головці циліндрів

У результаті виконаних робіт з обґрунтування та визначення граничних умов на основних поверхнях розрахункової моделі було підготовлено пакет вхідних даних для реалізації програми розрахунку об'ємних полів температур і температурних напружень головок циліндрів дизелів ЯМЗ-238НБ і ЯМЗ-240Б на ЕОМ. Основні параметри теплообміну на поверхнях моделі наведені в таблицях 10 і 11. Коефіцієнти теплопровідності матеріалів, що входять до розрахункової моделі, визначалися за довідковими даними з урахуванням середніх температур, які виникають у деталях під час роботи двигуна. Так, для матеріалу головки циліндрів коефіцієнт теплопровідності прийнято рівним $39 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ за середньої температури $520\text{--}570 \text{ К}$, для матеріалу вставних клапанних сідел – $33 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ за температури $520\text{--}700 \text{ К}$, для латунного стакану форсунки – $105 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ за температури 353 К [2]. Граничні умови на деяких поверхнях газорозподільних каналів, що омиваються, а також на інших поверхнях наведені в таблиці 3.5.

У результаті розрахунків, виконаних на ЕОМ, отримано дані, які для більшої наочності та можливості подальшого аналізу напруженого стану головки циліндрів подано у вигляді полів напружень і температур. Сукупність полів, нанесених на розглянуту математичну модель, дає наочне уявлення про місця локалізації максимальних температур і напружень як на поверхні, так і всередині досліджуваного об'єкта. На рис. 2.12 і 2.13 наведено поля температур на теплосприймальній поверхні та в перерізі вогневого днища серійної головки циліндрів дизеля ЯМЗ-238НБ по лінії, що з'єднує центри гнізд клапанів і форсункового отвору, отримані в результаті першого етапу розрахунків.

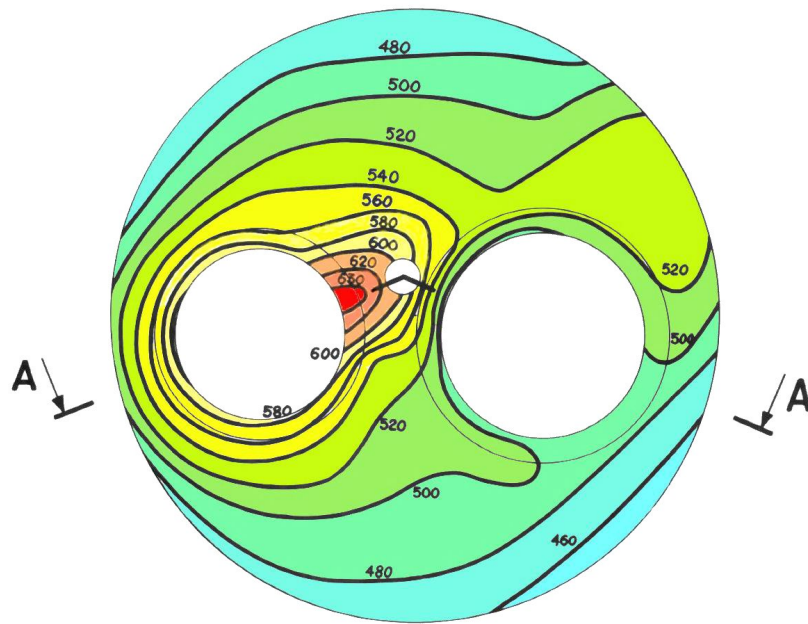


Рис. 2.12. Поля температур на теплосприймальній поверхні серійної головки циліндрів дизеля ЯМЗ-238НБ, отримані в результаті першого етапу розрахунків.

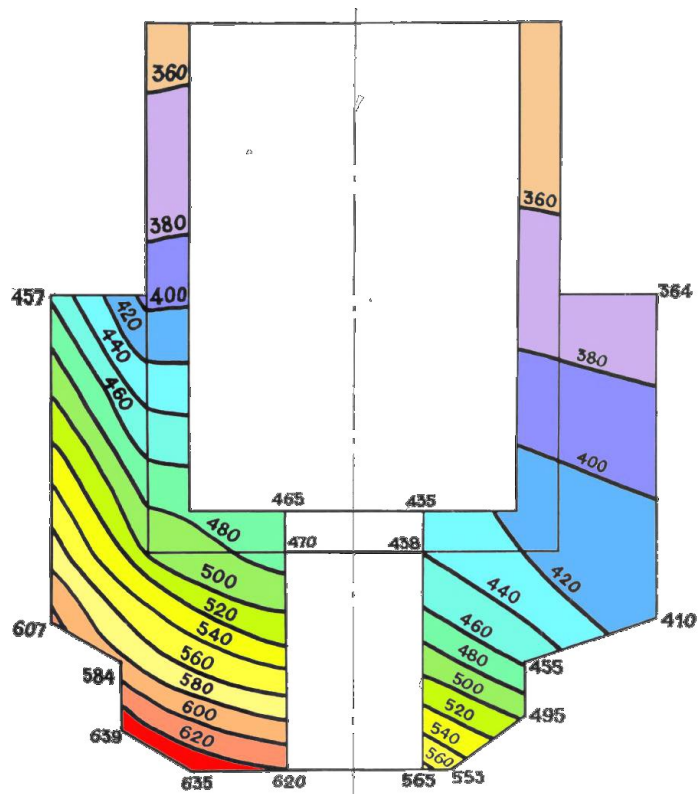


Рис. 2.13. Поля температур серійної головки циліндрів дизеля ЯМЗ-238НБ у перерізі по лінії, що з'єднує центри гнізд клапанів і форсункового отвору.

На рисунках 2.14 і 2.15 наведено температурні поля та температурні напруження на теплосприймальній поверхні вогневого днища головки циліндрів дизеля ЯМЗ-240Б, отримані на другому етапі моделювання та розрахунків.

Аналізуючи температурні поля в головці циліндрів під час роботи двигуна ЯМЗ-240Б на номінальному режимі, можна відзначити, що максимальні температури на рівні 650–660 К зосереджені в перемичці між гніздом випускного клапана та форсунковим отвором. Температурні перепади по поверхні вогневого днища становили 200–210 К (від 440 К до 650 К), причому з віддаленням від центра до периферії та вглиб від теплосприймальної поверхні величина температурних перепадів зменшується.

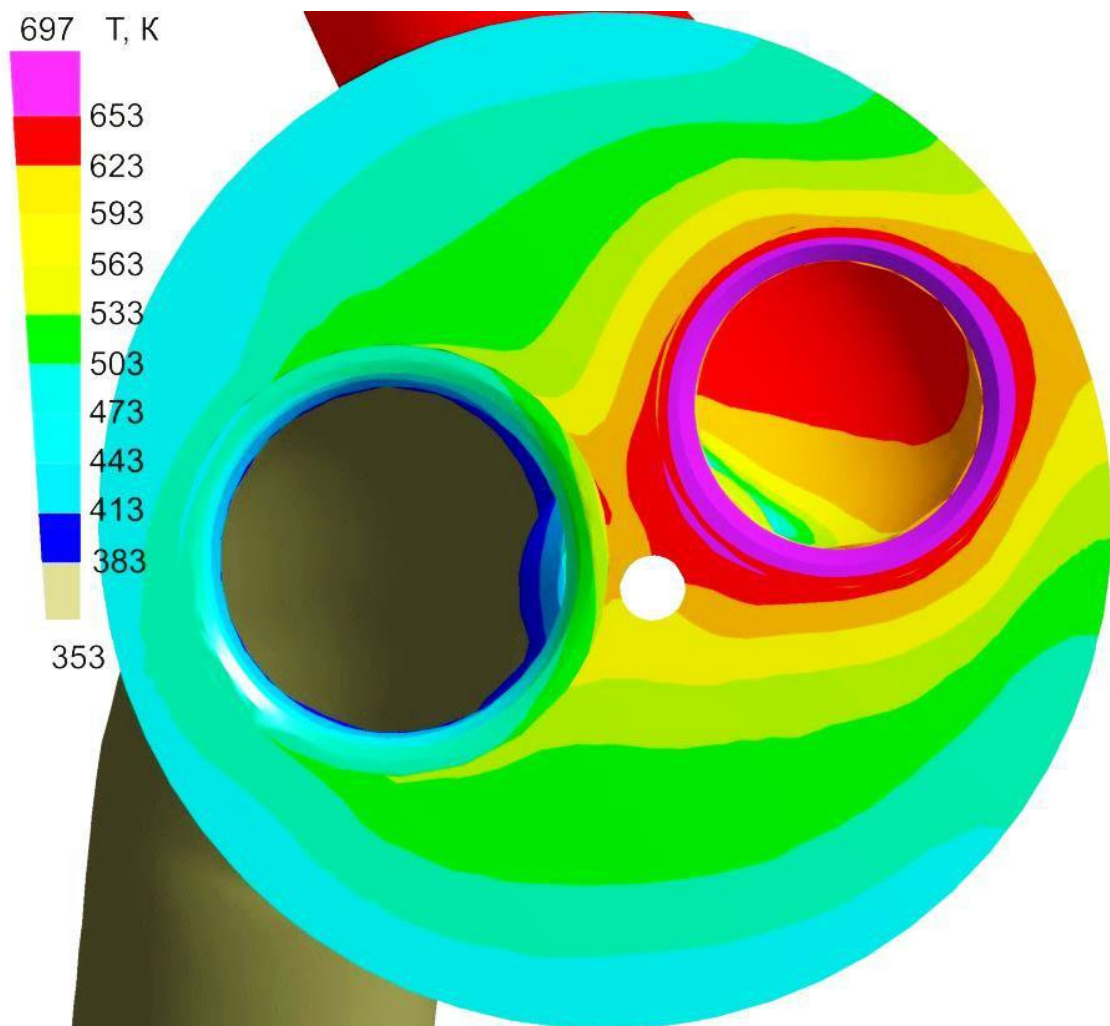


Рис. 2.14. Температурні поля на теплосприймальній поверхні вогневого днища головки циліндрів дизеля ЯМЗ-240Б, отримані на другому етапі моделювання.

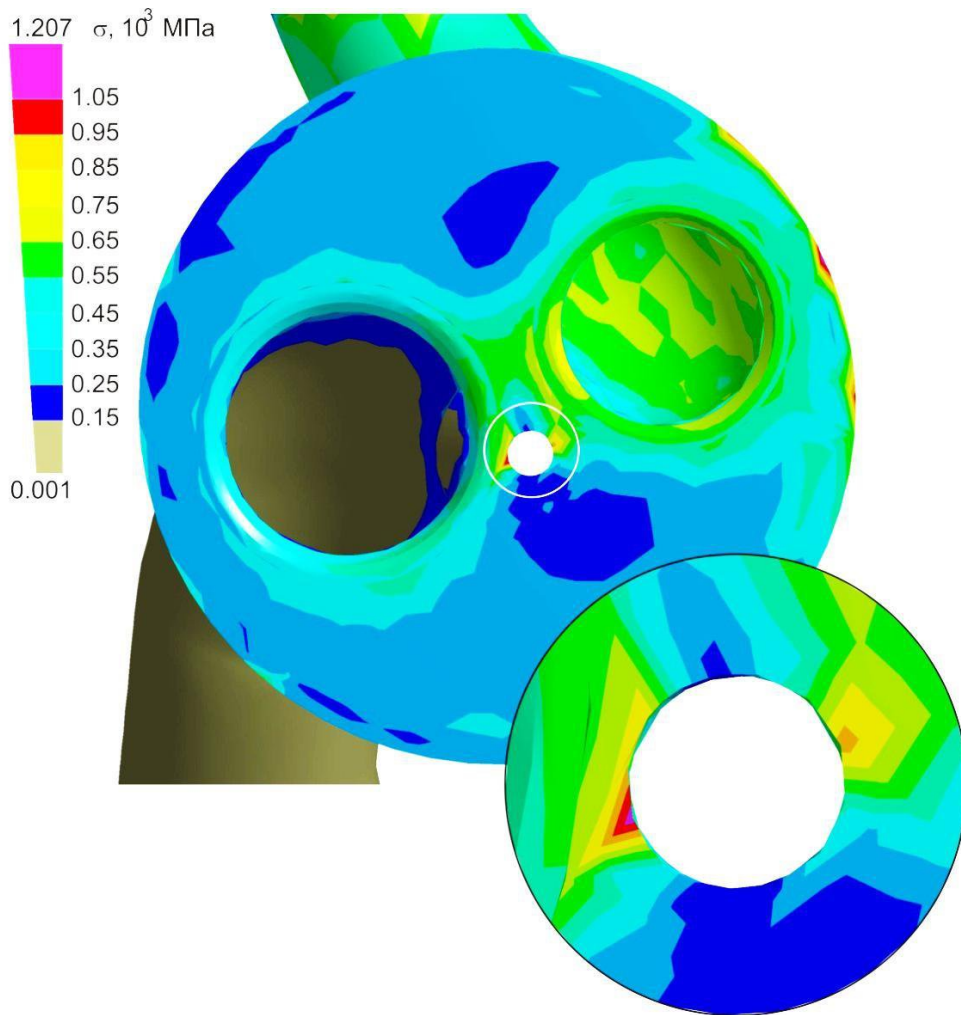


Рис. 2.15. Поля напружень теплосприймальної поверхні вогневого днища головки циліндрів дизеля ЯМЗ-240Б, отримані на другому етапі моделювання.

2.3 Аналіз результатів розрахунково-експериментального визначення температур і напружень серійної головки циліндрів

Для більш детального аналізу були досліджені поля температур і напружень у таких перерізах:

- по лінії, що з'єднує центри форсункового та клапанних отворів А–А;
- по прямих, перпендикулярних лініях, що з'єднують центри форсункового та клапанних отворів Б–Б і В–В (рис. 2.16).

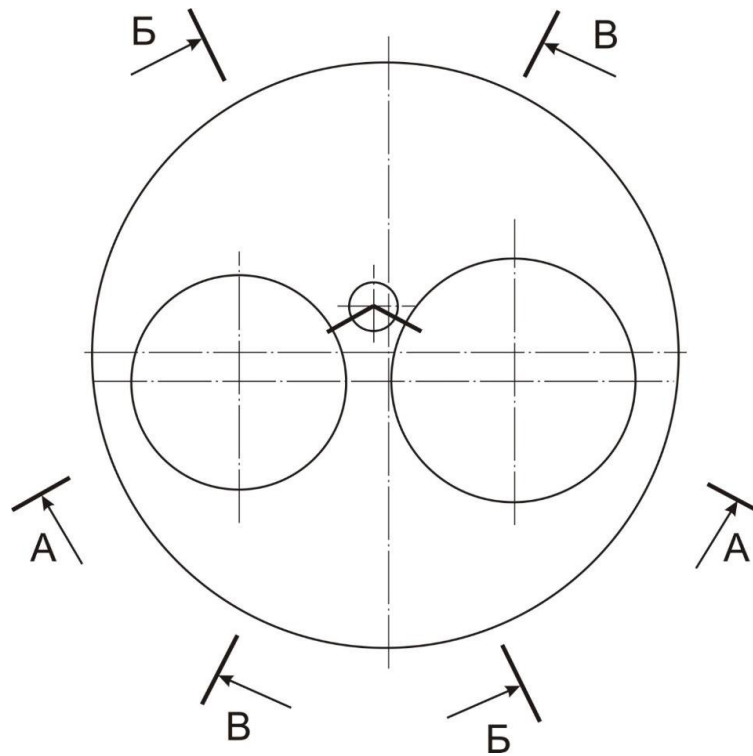


Рис. 2.16. Схема перерізів додаткових видів.

Аналізуючи ізотермічні лінії температур можна побачити, що максимальні температури (620–630 К) на теплосприймальній поверхні головки циліндрів зосереджені в центральній частині – у зоні перемички між форсунковим отвором і гніздом випускного клапана. Розглядаючи температурні поля в перерізах моделі, можна відзначити, що максимальних значень температура досягає в місцях найбільш імовірної появи тріщин термічної втоми під час експлуатації.

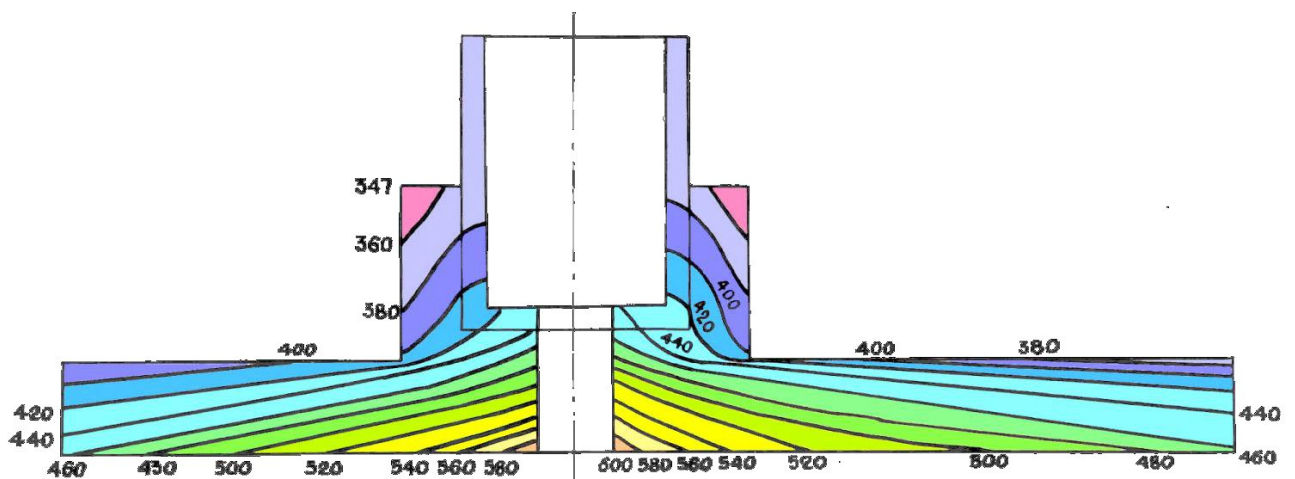


Рис. 2.17. Ізотерми в перерізі А–А серійної головки циліндрів двигуна ЯМЗ-238НБ.

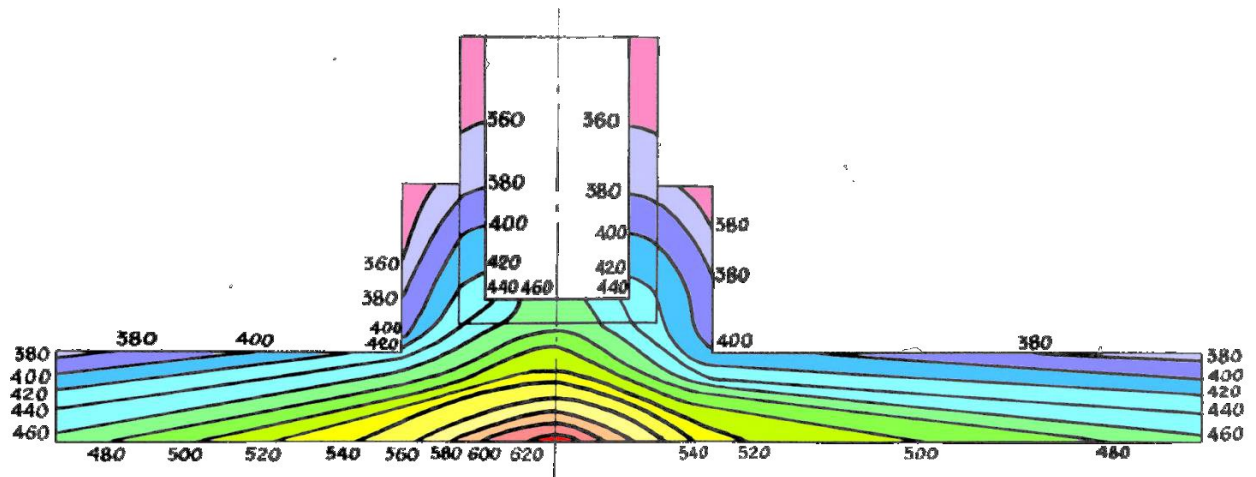


Рис. 2.18. Ізотерми в перерізі Б–Б серійної головки циліндрів двигуна ЯМЗ-238НБ.

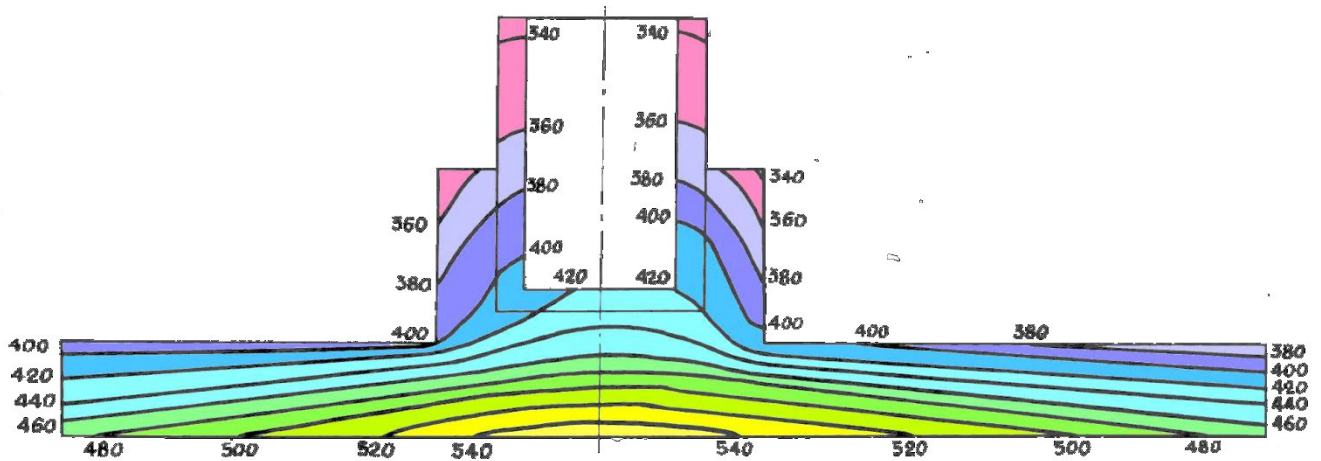


Рис. 2.19. Ізотерми в перерізі В–В серійної головки циліндрів двигуна ЯМЗ-238НБ.

Відстань між ізотермами визначає температурні перепади — температурні градієнти в розглянутій області, а отже, і рівень температурних напружень. На рисунках видно, що найбільш щільно ізотермічні лінії, як і в попередніх випадках, розташовуються в центральній частині вогневого днища. Високих значень температурні перепади досягають поблизу гнізда випускного клапана.

У перерізах моделі (рис. 2.17–2.19) видно, що розподіл температурних перепадів по товщині вогневого днища має нерівномірний характер. На відстані $2 \cdot 10^{-3}$ м від осі форсункового отвору температурні градієнти є максимальними і

становлять $10 \cdot 10^{-3}$ – $12 \cdot 10^{-3}$ К/м. Це пояснюється наявністю бобишки для встановлення форсунки, яка суттєво погіршує умови відведення тепла з цієї зони, а також тим, що в центральній частині величина теплових потоків досягає своїх максимальних значень. На периферії днища величина температурних перепадів значно менша і становить $6 \cdot 10^{-3}$ – $6,5 \cdot 10^{-3}$ К/м.

Також установлено, що температурні перепади по глибині в перемичках між форсунковим отвором і гніздами клапанів зменшуються з віддаленням від теплосприймальної поверхні вогневого днища головки циліндрів. Поблизу теплосприймальної поверхні температурні градієнти становлять $9,5 \cdot 10^{-3}$ – $10 \cdot 10^{-3}$ К/м, на глибині $7 \cdot 10^{-3}$ – $8 \cdot 10^{-3}$ м їх величина вже дорівнює $7 \cdot 10^{-3}$ – $7,5 \cdot 10^{-3}$ К/м, а біля опорної поверхні під стакан форсунки — $5 \cdot 10^{-3}$ – $5,5 \cdot 10^{-3}$ К/м.

З матеріалів аналізу даних другого етапу моделювання випливає, що ізотермічні лінії, які відповідають максимальним температурам на теплосприймальній поверхні, проходять у центральній частині вогневого днища, що розташована в зоні перемички між форсунковим отвором і гніздом випускного клапана, та досягають максимальних значень на кромках випускного клапана. Аналізуючи поля напружень, можна відзначити, що максимальні значення напружень досягаються в області міжклапанної перемички, а саме в перемичках між форсунковим отвором і випускним клапаном, а також між форсунковим отвором і випускним клапаном, і локалізуються на кромках форсункового отвору. Максимальні значення напружень збігаються з точками зародження тріщин термічної втоми.

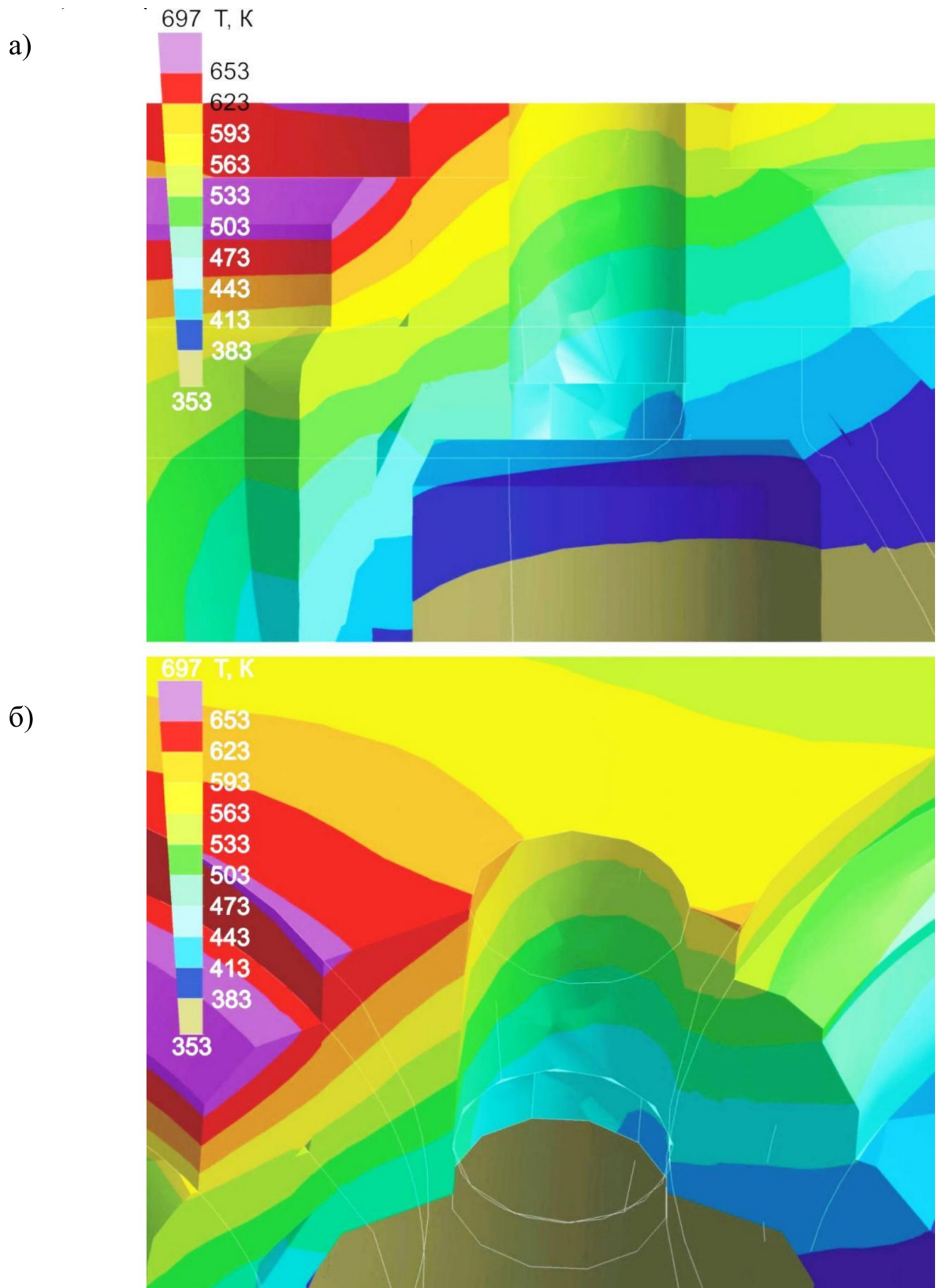


Рис. 2.20. Поля температур другого етапу моделювання: а – вигляд у перерізі А–А; б – переріз А–А у перспективі.

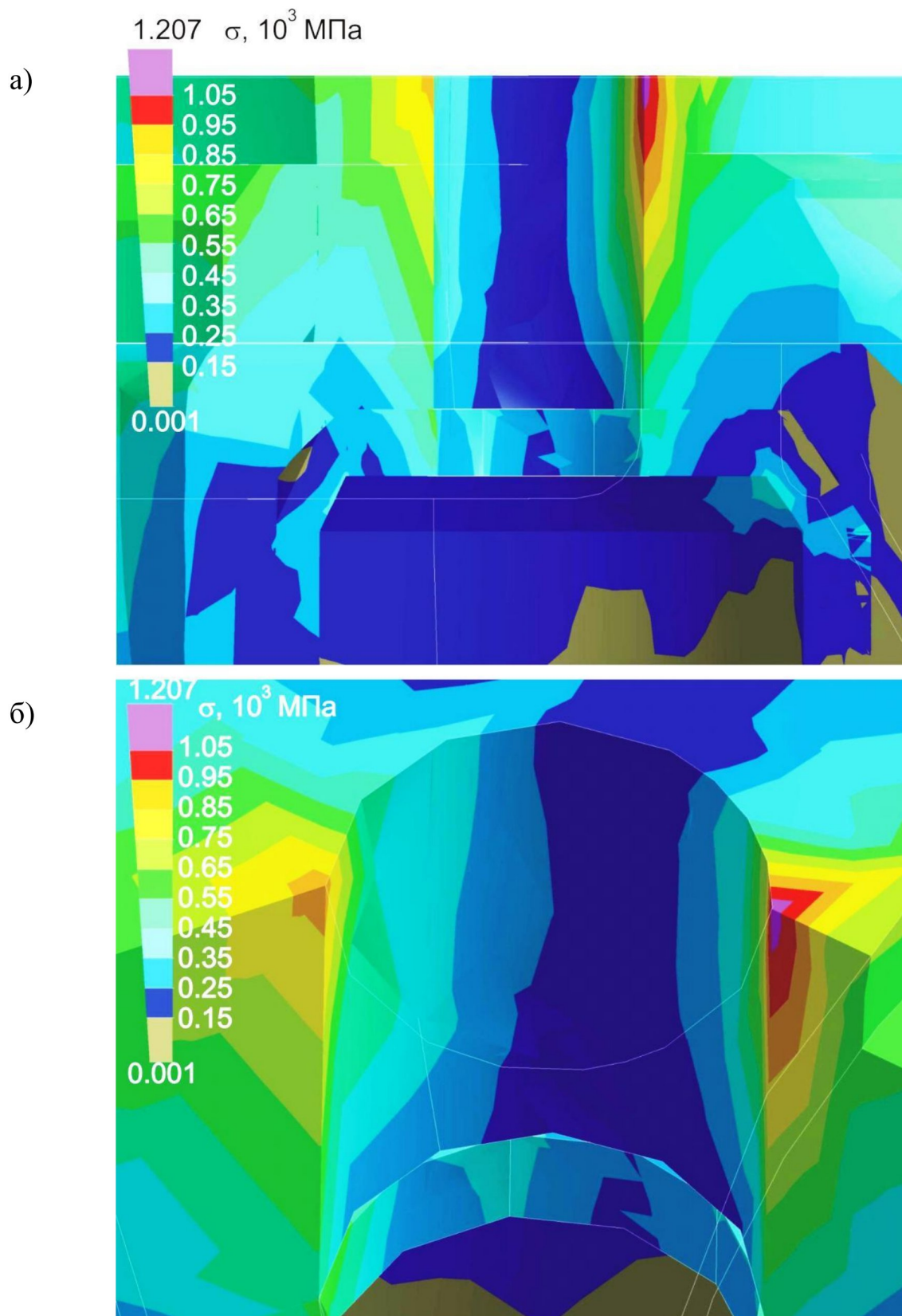


Рис. 2.21. Поля напряжений второго этапа моделирования: а – вид в разрезе А–А; б – вид в разрезе А–А в перспективе.

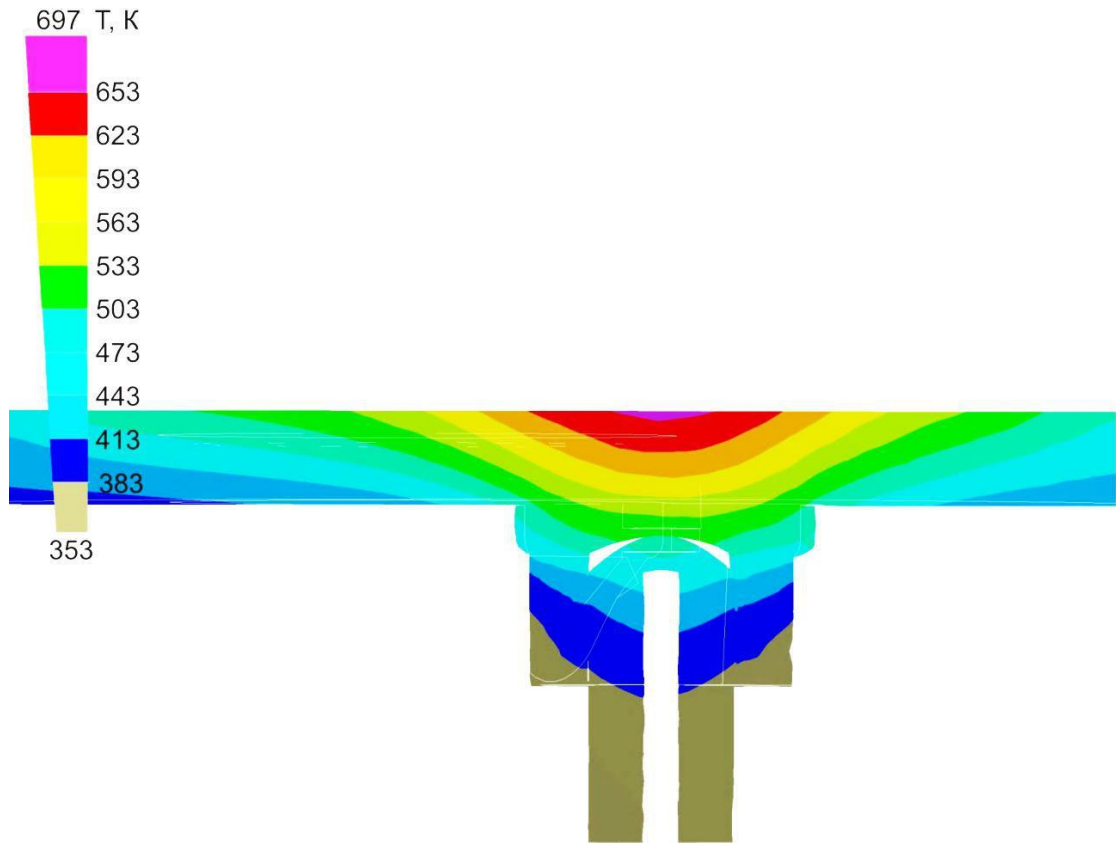


Рис. 2.22. Поля температур у перерізі Б–Б для другого етапу моделювання.

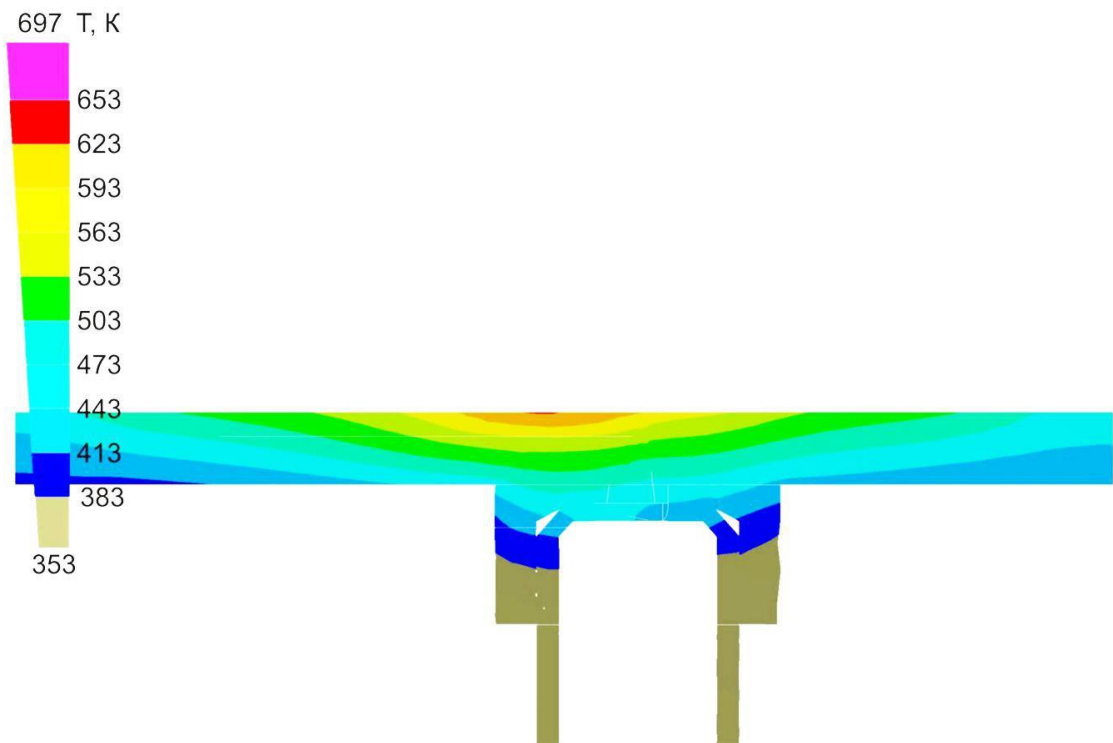


Рис. 2.23. Напруження в перерізі Б–Б для другого етапу моделювання: а) – поля напружень; б) – розподіл напружень по теплосприймальній поверхні.

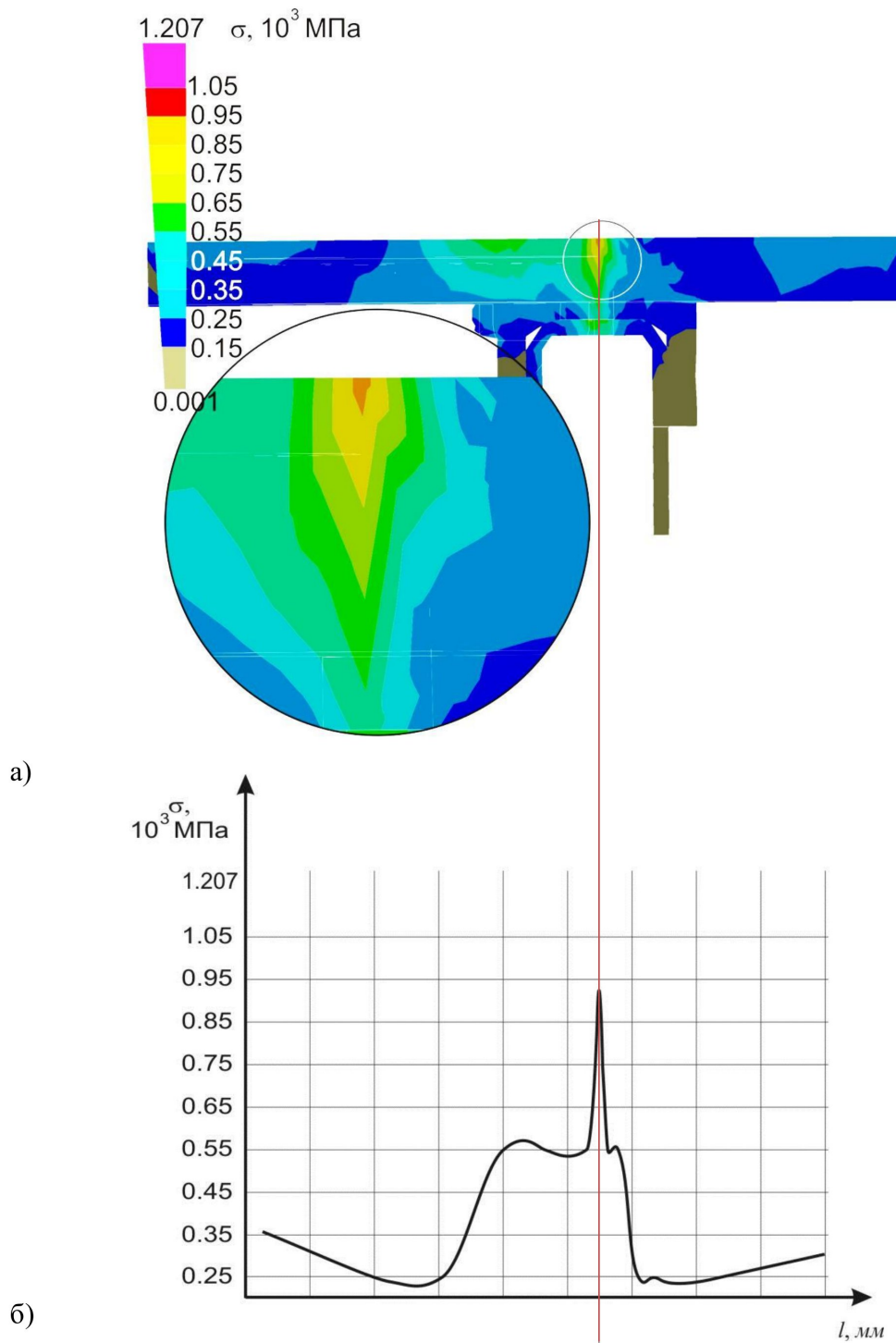


Рис. 2.24. Напруження в перерізі В–В для другого етапу моделювання: а) – поля напружень; б) – розподіл напружень по теплосприймальній поверхні.

Також встановлено, що температурні перепади і напруження в перемичках між форсунковим отвором та отворами під сідла клапанів, розглянуті по глибині, зменшуються в міру віддалення від теплосприймальної поверхні вогневого днища головки циліндрів. Особливо чітко цей ефект проявляється в зоні

перемичок між форсунковим отвором і гніздом випускного клапана (для температур) та в перемичках між форсунковим отвором і гніздом впускного клапана (для напружень).

У результаті реалізації другого етапу математичного моделювання теплової напруженості головки циліндрів двигуна ЯМЗ-240Б можна зробити такі висновки:

У головках циліндрів під час роботи двигуна ЯМЗ-240Б на номінальному режимі спостерігаються температурні перепади 200–210 К (від 440 К до 650 К) у площині вогневого днища на довжині $65\text{--}75 \cdot 10^{-3}$ м (половина діаметра розрахункової моделі) та 180–190 К (від 470 К до 650 К) по його товщині на довжині $20 \cdot 10^{-3}$ м (товщина вогневого днища поблизу форсункового отвору). При цьому з віддаленням від центра до периферії та вглиб від теплосприймальної поверхні величина температурних перепадів зменшується з $9 \cdot 10^{-3}\text{--}10 \cdot 10^{-3}$ К/м у центральній частині та на поверхні до $5 \cdot 10^{-3}\text{--}6 \cdot 10^{-3}$ К/м на периферії і на глибині в безпосередній близькості до охолоджуваної поверхні днища головки циліндрів.

Максимальні температури 650–660 К і напруження $0,95\text{--}1,05 \cdot 10^3$ МПа зосереджені в місцях імовірного виникнення тріщин термічної втоми та поступово зменшуються в міру віддалення від цих точок у вигляді складних концентричних контурів. Таким чином, ці зони можна вважати епіцентрами температур і напружень.

Інтенсивність зміни напружень за площею (по радіусу вогневого днища) є вищою, ніж у температур, і має більш виражений характер.

Наведені висновки свідчать про те, що, незважаючи на те, що напруження є одним із наслідків дії температурних градієнтів, оцінювання втомного стану головки циліндрів доцільно здійснювати за напруженнями, а не за температурами. Епіцентр напружень збігається з точкою ймовірного зародження тріщин термічної втоми. Слід також зазначити, що температури в циліндрі, які спричиняють критичні напруження, неможливо знизити в камері згорання, не

порушивши балансу розподілу теплоти між головкою циліндрів, гільзою та поршнем, зберігаючи при цьому потужнісні показники двигуна. Звідси випливає висновок про доцільність упровадження компенсаторів, здатних перерозподіляти поля напружень і знижувати напружений стан у зонах головки циліндрів, найбільш схильних до втомних руйнувань.

Для оцінювання адекватності задання граничних умов і похибки розрахунків, виконаних за допомогою ЕОМ, було проведено дослідження з термометрування головки циліндрів.

Суть досліджень полягає у визначенні температур у контрольних точках. Значення температур у контрольних точках, отримані експериментальним шляхом (термометрування серійної головки циліндрів під час роботи двигуна на номінальному режимі), порівнювалися зі значеннями температур у цих самих точках, отриманими розрахунковим шляхом (рис. 2.25).

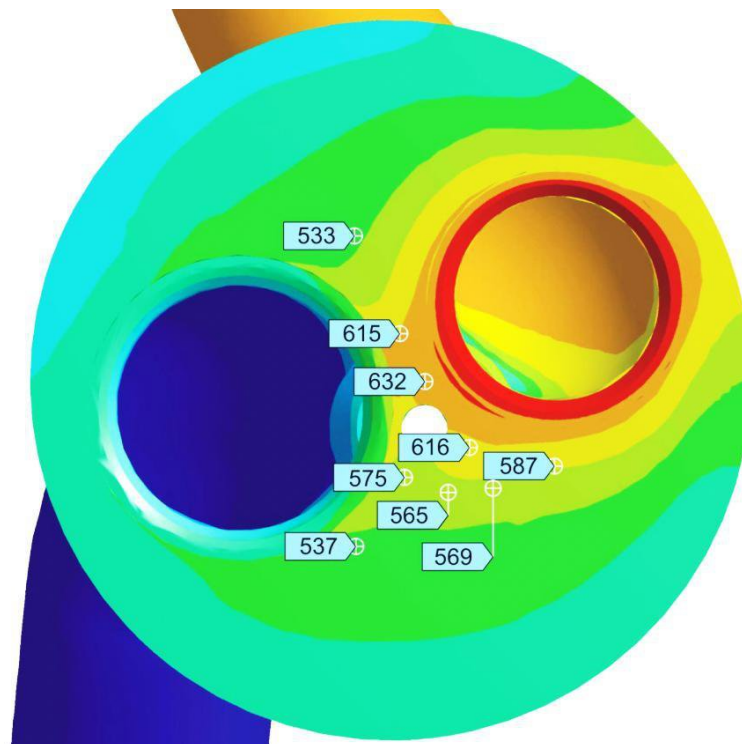


Рис. 2.25. Температура в контрольних точках, визначена за допомогою математичного моделювання теплонапруженості головки циліндрів.

Під час аналізу результатів розрахунку температур у головці циліндрів дизеля ЯМЗ-240Б встановлено, що їх максимальні значення зосереджені в області перемичок між гніздами клапанів і форсунковим отвором, а максимальна

похибка результатів розрахунку порівняно з експериментальними та літературними даними становить відповідно 9,34 % і 6,17 %. Отриманий результат свідчить про адекватність прийнятих допущень і методики задання граничних умов, а також про високу збіжність обраного методу математичного моделювання теплонапруженого стану головки циліндрів з експериментально виміряними значеннями температур.

РОЗДІЛ 3

СПОСІБ ВІДНОВЛЕННЯ ГОЛОВКИ ЦИЛІНДРІВ ВВЕДЕННЯМ ДЕКОНЦЕНТРАТОРІВ НАПРУЖЕНЬ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1. Спосіб відновлення головки циліндрів введенням деконцентраторів напружень з оптимізацією конструкції математичним моделюванням її теплонапруженого стану

Вибір оптимального розташування деконцентраторів напружень зводився до того, щоб визначити таке їх положення, яке дозволило б максимально знизити поля напружень на теплоприймальній поверхні в зоні найбільш ймовірної появи термовтомних тріщин. У розрахунках для визначення оптимального розташування деконцентраторів напружень застосовувалися ті ж граничні умови, що і при розрахунку серійної ГЦ. Як випливає з рекомендацій, викладених у розділі 2, деконцентратори доцільно розмістити якомога ближче до критичної точки С, у нашому випадку до форсункового отвору, тим самим знижуючи градієнт температур – Δt (у т. С $\Delta t = 0$, отже, і напруга буде дорівнювати нулю). У серійній ГЦ в цій області існує значне збільшення площі поперечного перерізу, яке обумовлено посадковим місцем під форсунку і форсунковим стаканом – бобишкою. Мінімальна товщина вогневого днища в цьому місці становить $18 \cdot 10^{-3}$ м, тоді як середня товщина решти вогневого днища $12 \cdot 10^{-3}$ м. Через наявність бобишки в цій області знижений тепловідвід і, як наслідок, підвищені температурні градієнти [7]. Перш ніж приступити до оптимізації розташування деконцентраторів напружень, необхідно ввести ряд обов'язкових умов, що характеризують сам деконцентратор і з урахуванням яких проводилося їх розміщення і здійснювався подальший розрахунок. Вони гіпотетично повинні відповідати наступним вимогам: ширина деконцентраторів

повинна бути мінімальною і задовольняти умові (розділ 2), а також бути технологічно здійсненою; з метою запобігання ослаблення посадочних місць під сідла клапанів і зниження жорсткості конструкції глибина деконцентраторів не повинна перевищувати висоти неробочих фасок клапанних гнізд ($3 \cdot 10^{-3}$ - $5 \cdot 10^{-3}$ м), в залежності від конструкції головки циліндрів; гострі грані деконцентраторів напружень необхідно заокруглити, для зниження концентрацій напружень на краях [4]. На початковому етапі оптимізація конструкції проводилася за допомогою математичного моделювання.

Результат розрахунку полів напружень з одним деконцентратором, що проходить строго через точку максимальних температур ($\Delta t = 0$), яка знаходиться на прямій, що з'єднує центр форсункового отвору і центри випускного і впускного клапанів, представлений на рис. 3.1.

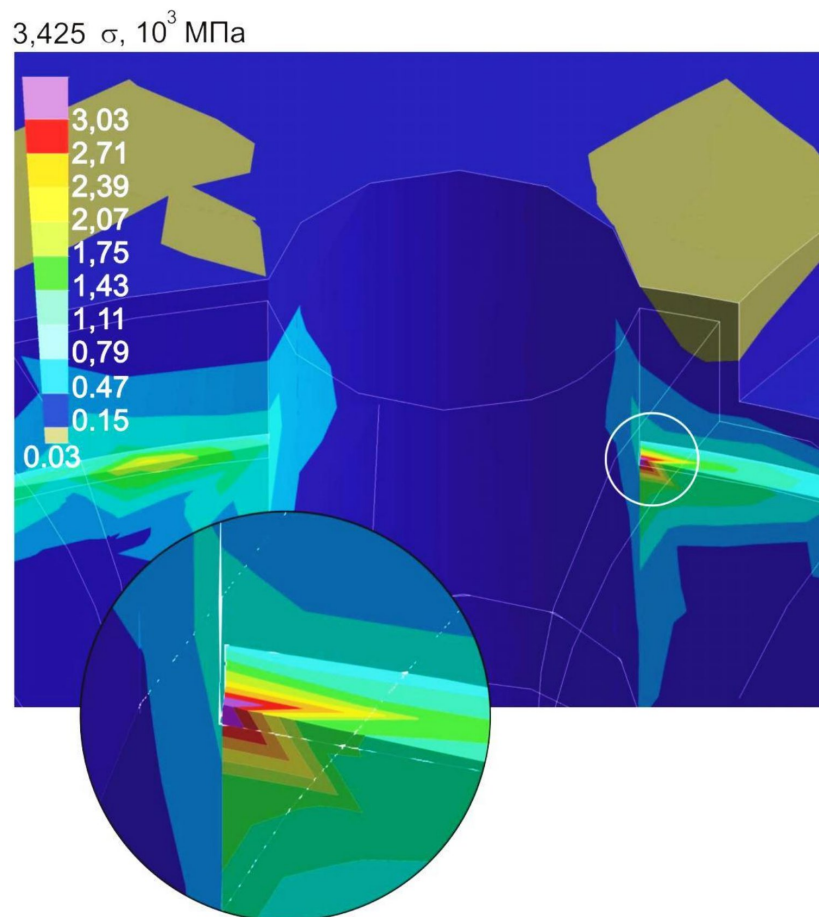


Рис. 3.1. Схема полів напружень математичної моделі вогневого днища з одним деконцентратором напружень.

Згідно з теоретичними даними, представленими в розділі 3, напруження на теплоприймальній поверхні знизилися до 30–150 МПа. Але разом з тим відбулося зміщення епіцентру напружень з теплоприймальної поверхні до основи деконцентратора напружень. Максимальні значення температурних напружень досягли 3400 МПа, що значно перевищило межу міцності чавуну СЧ 25 на розрив і було неприпустимим фактором.

Незважаючи на те, що $\Delta t = 0$, напруження в цілому зростали. Це пов'язано з тим, що поряд з впливами термічних факторів при вирішенні поставленого завдання значний вплив має і механічне навантаження (тиск форсунки і форсуночного стакану), а також деяке ослаблення перетину перемички за рахунок прорізу. В результаті в цьому місці стандартної ГЦ з'явився епіцентр напружень.

Слід зазначити, що зона підвищених напружень в експериментальному зразку знаходиться безпосередньо на торці деконцентратора, а не на його краях, що вказує на правильність теоретичного підходу до вирішення завдання по зниженню напружень в центральній зоні. Гострі краї є концентраторами напружень, і усунути концентрацію напружень на них можна, застосувавши радіальну фаску. Однак у даному випадку застосування радіальної фаски виявляється малоефективним, оскільки максимум напружень знаходиться безпосередньо на торці (біля основи деконцентратора). Зменшуючи площу поперечного перерізу в найбільш напруженому місці, збільшується напружений стан ГЦ. З цього випливає, що при вирішенні поставленого завдання запропонованим способом область підвищених напружень повинна бути не зачепленою, а деконцентратори напружень повинні пройти поруч з епіцентром напружень стандартного зразка ГЦ [6, 7].

На підставі отриманої вище поправки було запропоновано ввести як мінімум два деконцентратори напружень, які змогли б ізолювати міжклапанну перемичку (область підвищених напружень) від дії периферійних зон.

В результаті проведених розрахунків отримано емпіричні залежності, що визначають напруження на теплоприймальній поверхні від розташування деконцентратора напружень у міру віддалення його від центру форсункового отвору. Розрахунки зводилися до визначення оптимального розташування двох деконцентраторів напружень, причому контролювалася напруга на теплоприймальній поверхні і на торці деконцентратора напружень (рис. 3.2). Чим далі знаходиться деконцентратор напруг від центру форсункового отвору, тим менше значення напруги біля основи деконцентратора, і, навпаки, з віддаленням деконцентратора напруг від центру форсункового отвору відбувається зростання напруг на теплоприймаючій поверхні. В результаті емпіричних досліджень встановлено варіант розташування двох деконцентраторів напружень, що дозволяє знизити напруження в небезпечному місці до 45 % [9-12]. Схема розміщення представлена на рис. 3.2 і 3.3.

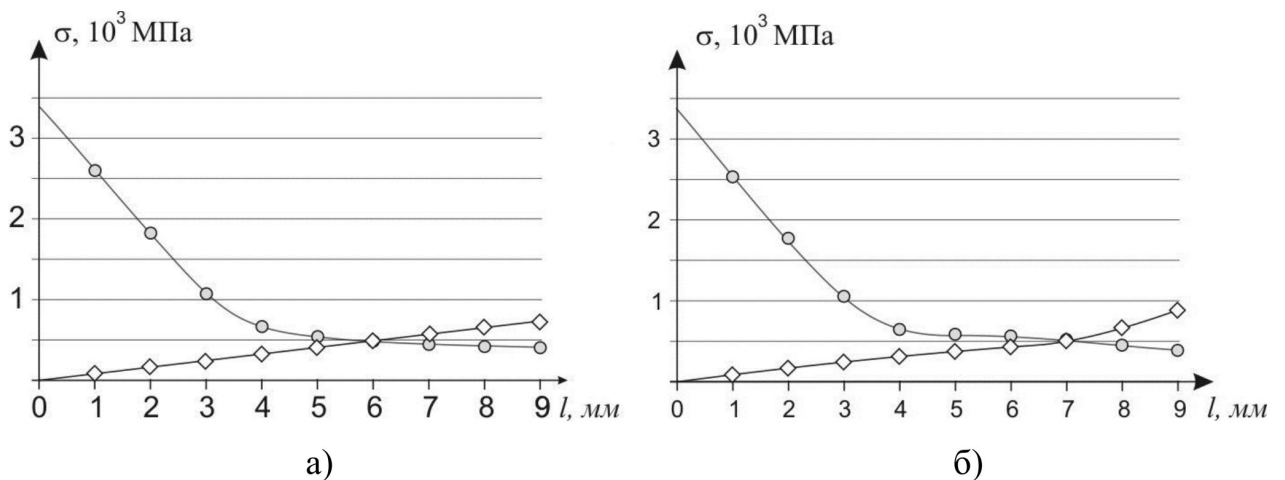
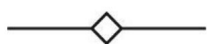
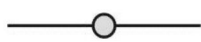


Рис. 3.2. Напруження на теплоприймальній поверхні залежно від віддалення деконцентратора напружень 13 (рис. 3.3) від центру форсункового отвору: а) вгору, б) вниз.



залежність $\sigma(l)$ на теплоприймаючій поверхні;



залежність $\sigma(l)$ на торці деконцентратора напружень.

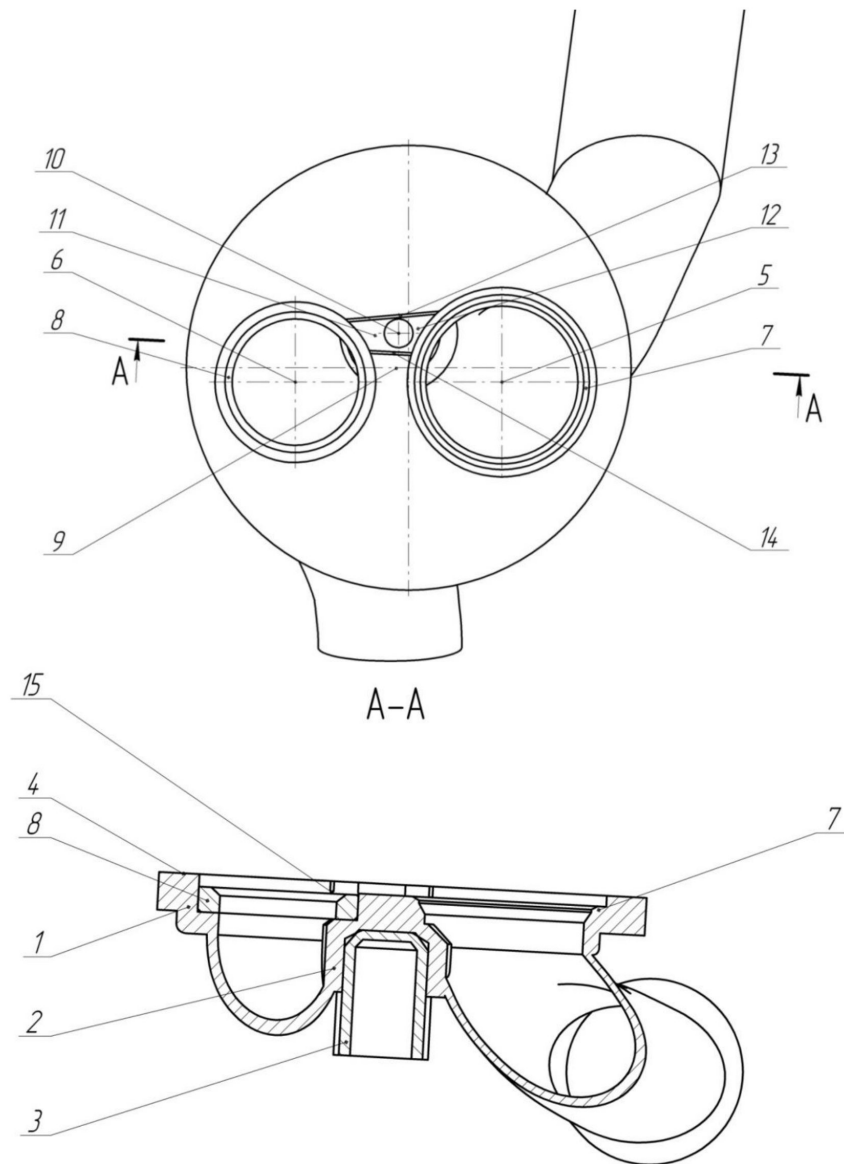


Рис. 3.3. Принципова схема розміщення деконцентраторів напружень: 1 – корпус головки блоку циліндрів; 2 – прилив (бобишка), 3 – форсунковий стакан; 4 – вогневе днище головки блоку циліндрів; 5 і 6 – клапанні отвори під впускний і випускний клапани відповідно; 7 і 8 – клапанні гнізда під впускний і випускний клапани, відповідно; 9 – міжклапанна перемичка; 10 – форсунковий отвір; 11 – перемичка між форсунковим отвором 10 і випускним клапаном 5 (область найбільш ймовірного виникнення термовтомних тріщин); 12 – перемичка між форсунковим отвором 10 і випускним клапаном 6; 13 і 14 – термокомпенсаційні прорізи, які розташовані в області міжклапанної перемички 9; 15 – місце заокруглення країв деконцентратора

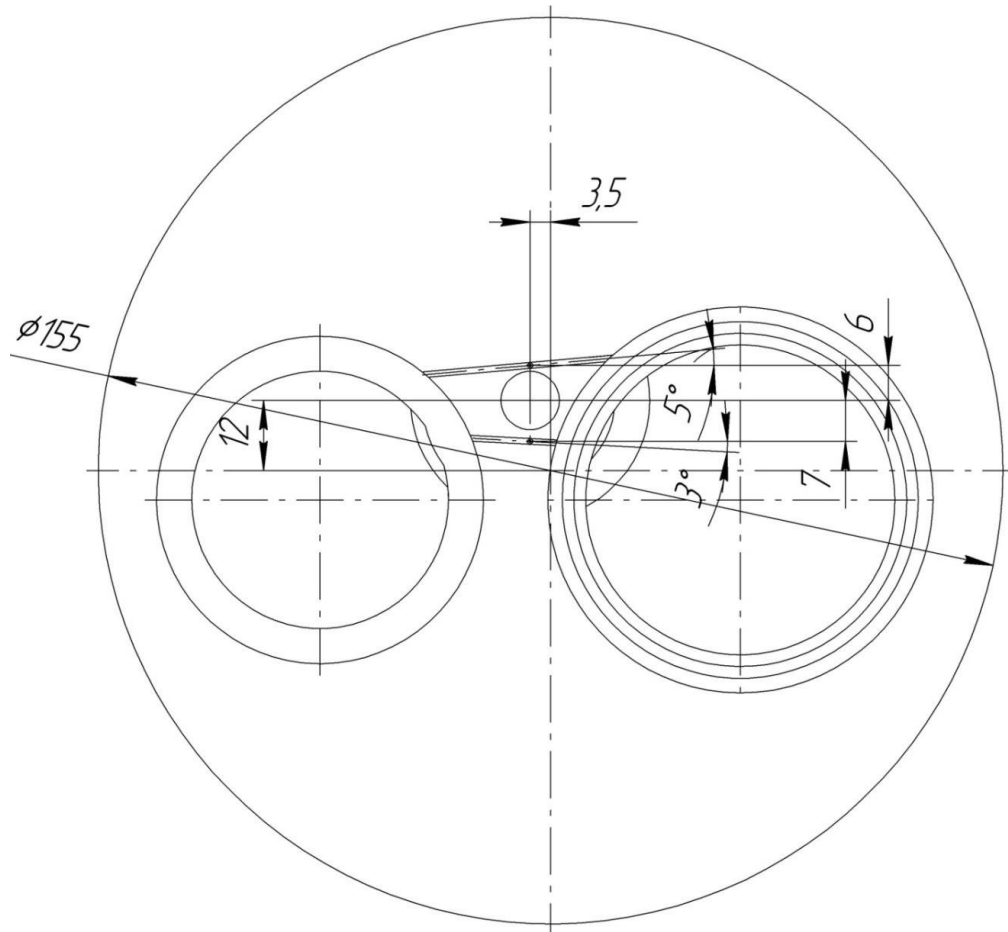


Рис. 3.4. Координати розміщення деконцентраторів напружень на поверхні вогневого дна.

Головка циліндрів дизельного двигуна містить корпус 1. У корпусі 1 є прилив 2, для установки форсуночного стакана 3, під форсунку. З боку вогневого дна 4, головки циліндрів, розташовані клапанні отвори під впускний 5 і випускний 6 клапани, клапанні гнізда 7 і 8 відповідно, а також клапани, встановлені в сідла. Простір, обмежений клапанними отворами, утворює область міжклапанної перемички 9, в якій знаходиться форсунковий отвір 10. Область, обмежена форсунковим отвором 10 і отвором під впускний клапан 5, є областю найбільш ймовірного появи термовтомних тріщин – перемичка 11 (між форсунковим отвором 10 і випускним клапаном 5). Поряд із згаданою областю такому ж навантаженню піддається область між форсунковим отвором 10 і отвором під випускний клапан 6 – перемичка 12 (між форсунковим отвором і випускним клапаном 6) [7]. Для зниження сумарних напружень в цих областях виконані деконцентратори напружень 13 і 14, які розташовані в області

міжклапанної перемички 9. Деконцентратори напружень 13 і 14 виконані перпендикулярно площині вогневого днища 4, на глибину неробочого поглиблення гнізд клапанів, не перевищуючи $3,5-5 \cdot 10^{-3}$ м, що дозволяє не послаблювати посадочні місця під вставні сідла клапанів і головку блоку в цілому. У перерізі по нормалі, деконцентратори напружень 13 і 14 мають вигляд прямокутника, у якого одна з менших сторін, звернена до форсункового стакану 15, закруглена по радіусу, рівному половині його ширини. Це дозволяє знизити концентрацію напружень на кромках деконцентраторів напружень 13 і 14. Деконцентратори напружень виконані прямолінійно, що значно знижує трудомісткість і робочий час при їх виготовленні. Ширина деконцентраторів напружень становить $1 \cdot 10^{-3}$ м.

Розмір отриманий з урахуванням технології виготовлення і може бути зменшений відповідно до умови, визначеної в, але не менше $0,5 \cdot 10^{-3}$ м. Частина перемички 11 і 12 з форсунковим отвором 10 обмежена від периферії вогневого днища 4 деконцентратором напружень 13, виконаним під кутом $\alpha = 50^\circ$ до горизонтальної осі ГЦ на відстані $6 \cdot 10^{-3}$ м від центру форсункового отвору. Друга частина перемички 11 і 12 з форсунковим отвором 10 обмежена від периферії вогневого днища 4 деконцентратором напружень 14, виконаним під кутом 30° до горизонтальної осі ГЦ на відстані $7 \cdot 10^{-3}$ м від центру форсункового отвору [1].

Встановлено, що введення компенсаторів напружень у вигляді деконцентраторів дозволило знизити термовтомні напруження в області перемичок 11 і 12 на 45 %, це запобігає накопиченню залишкових напружень і значно подовжує термін служби головки циліндрів.

На рис. 3.5-3.10 наведено результати розрахунків полів напружень серійного та експериментального зразків.

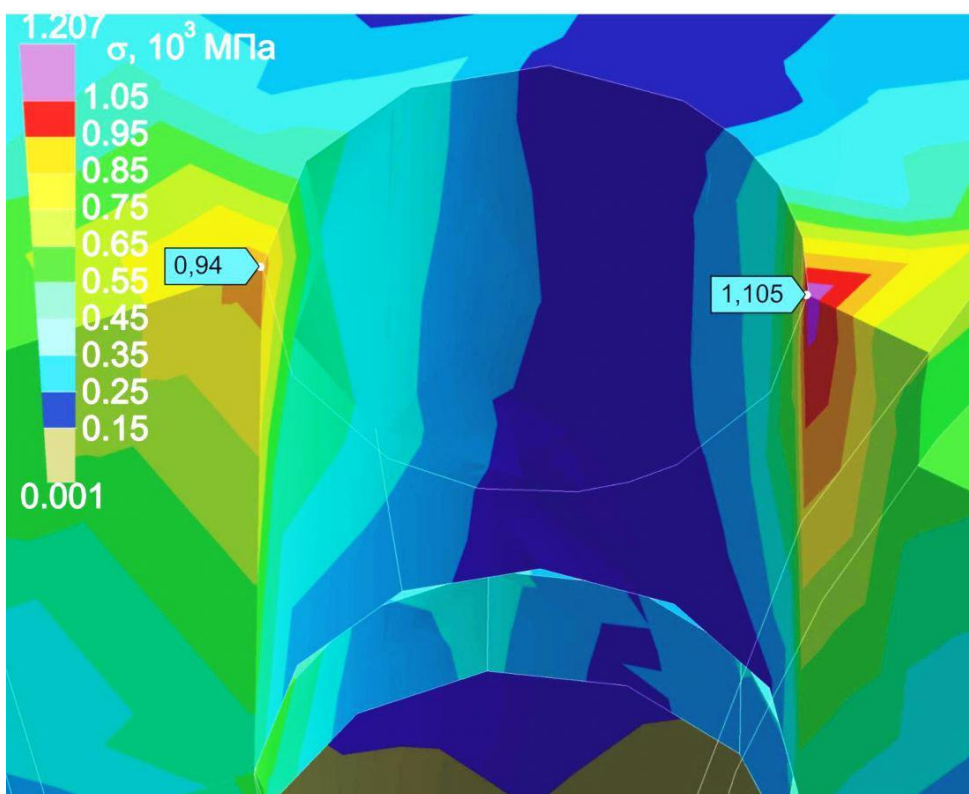


Рис. 3.5. Поля напружень в серійному вогневому днищі, в перерізі по А-А.

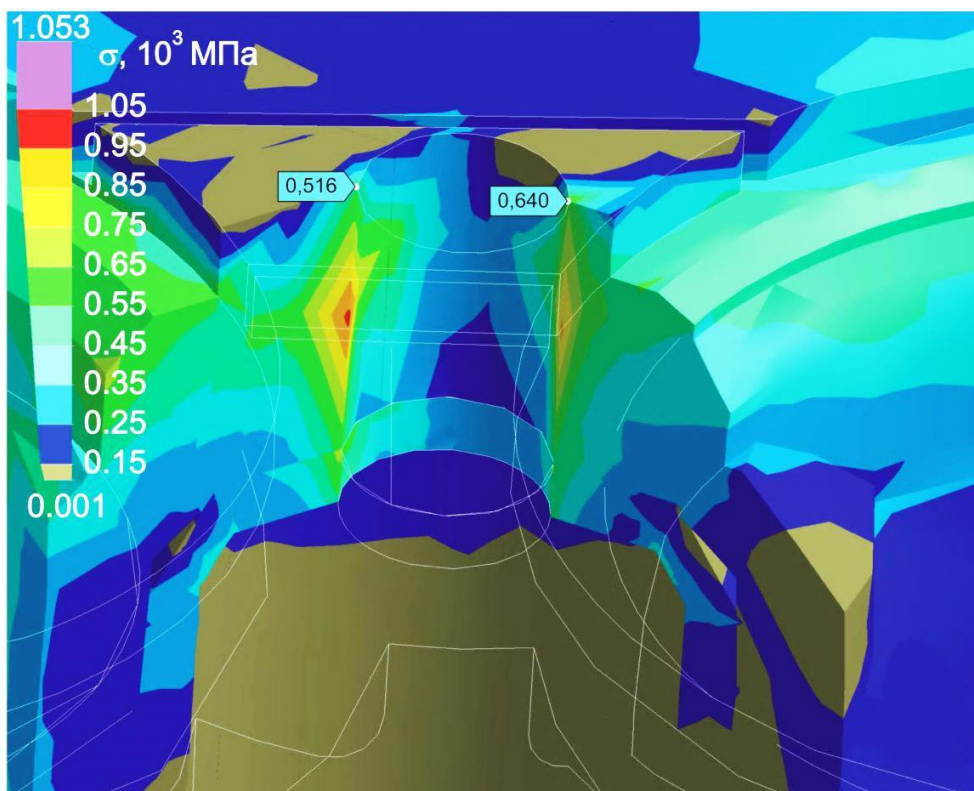


Рис. 3.6. Поля напружень у зразку головки циліндрів з деконцентраторами в перерізі по А-А.

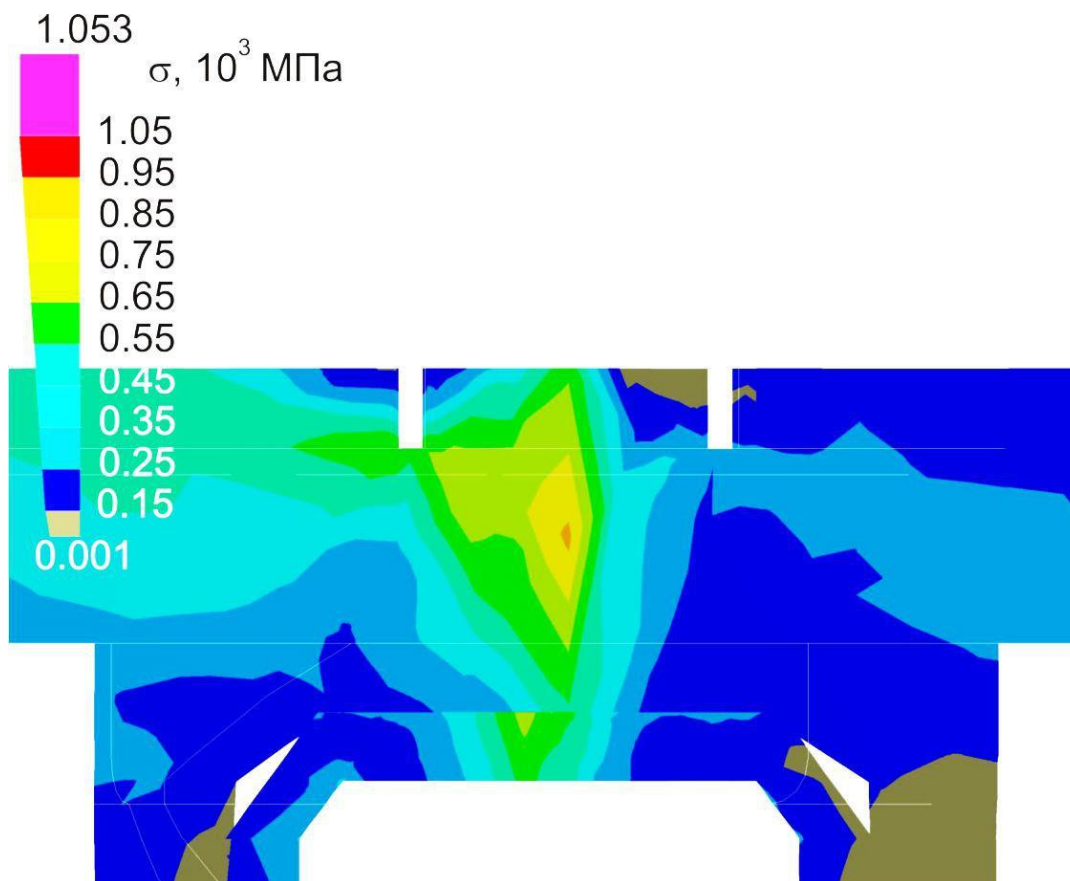


Рис. 3.7. Поля напружень в експериментальному зразку в перерізі В-В.

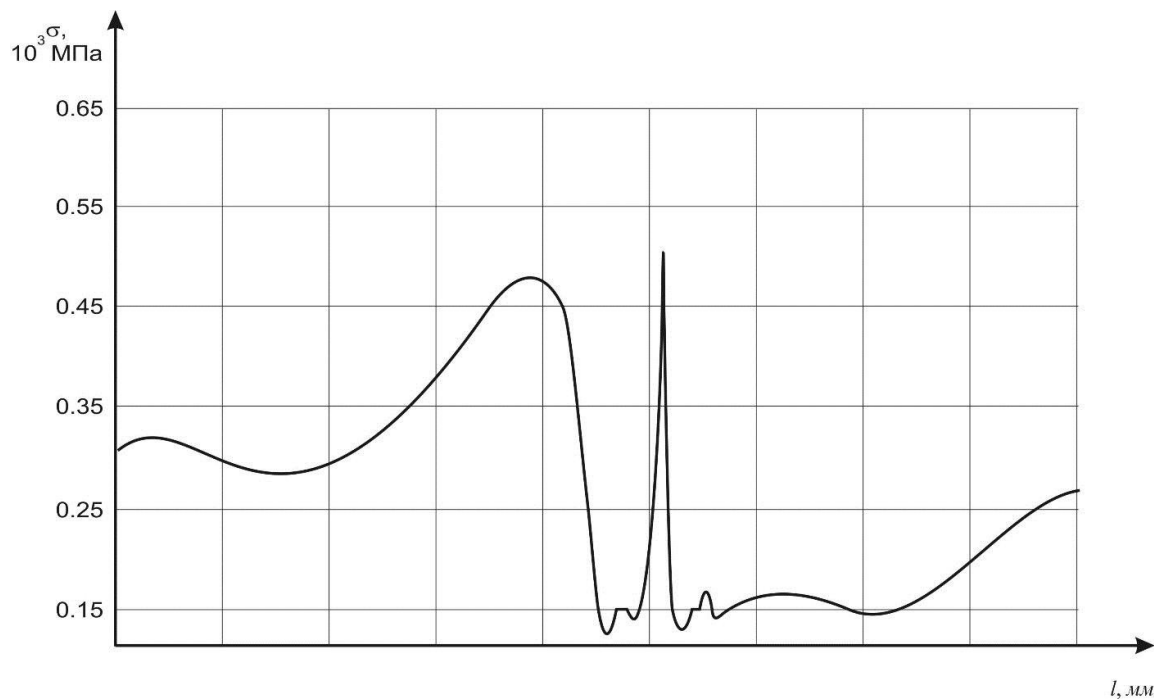


Рис. 3.8. Розподіл напружень на теплоприймальній поверхні дослідного зразка по перетину Б-Б.

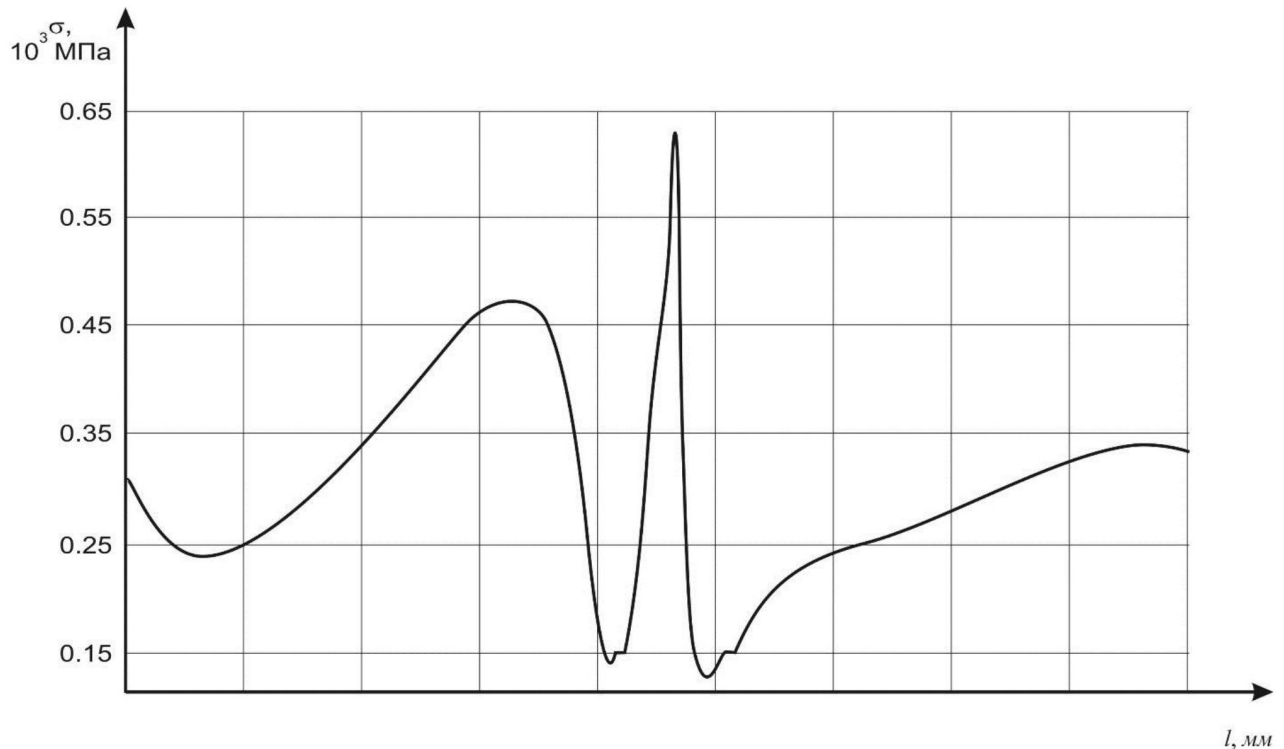


Рис. 3.9. Розподіл напружень на теплоприймальній поверхні дослідного зразка по перетину В-В «Як видно з представлених даних, напруження на теплоприймальній поверхні на кромці форсункового отвору знизилися з 940 МПа до 516 МПа (на 45%) для перемички в бік гнізда впускного клапана.

Для перемички в бік гнізда випускного клапана зниження склало з 1105 МПа до 640 МПа (на 42%). Важливим фактором з точки зору термовтомної міцності є, на нашу думку, зміна характеру розташування максимальних значень напружень по стінці форсункового отвору. Якщо порівняти малюнки, то можна побачити, що максимум напружень змістився з краю форсункового отвору вглиб тіла головки циліндрів і також зменшився з 1105 МПа до 870 МПа (на 21%). Епіцентр напружень з теплоприймаючої поверхні перемістився в тіло ГЦ на величину, рівну половині товщини вогневого днища. Крім цього, в глибині тіла ГЦ значно нижчий і рівень температур: якщо на теплоприймаючій поверхні температури близько 633-653К, то в епіцентрі напружень ГЦ з деконцентраторами напружень температури на рівні 533-543К [1-4].

На рис. 3.10 представлені криві напружень на стінці форсункового отвору по лінії, що з'єднує центр цього отвору з центром гнізда випускного клапана.

При відстані $l=0$ наведені значення напружень на кромці форсункового отвору, а при відстані від теплоприймальної поверхні в глибину (до форсункового стакану) на $9 \cdot 10^{-3}$ м спостерігається максимальне значення напружень експериментального зразка ГЦ з деконцентраторами.

Напруження біля основи деконцентратора не перевищують позначки в 640 МПа. Величина напружень біля основи деконцентратора може бути знижена введенням радіусної фаски, що реалізовано на експериментальних ГЦ, які надійшли в експлуатацію.

Поверхневі шари привалкової площини ГЦ розтягуються, а нижні, починаючи з нульової лінії, стискаються. Застосування деконцентраторів напружень дозволить знизити напружений стан ГЦ в поверхневих шарах привальної площини і перемістити епіцентр напружень на рівень нульової лінії і нижче неї, тобто в область, в якій чавун здатний витримати навантаження в 3-4 рази більше, ніж на поверхні, схильній до розтягування. З огляду на анізотропію властивостей чавуну (здатність при стисненні витримувати навантаження в 3-4 рази більші, ніж при розтягуванні) ця обставина також здатна зіграти позитивну роль у підвищенні довговічності ГЦ.

За результатами термометрування головки блоку циліндрів ЯМЗ-240Б було встановлено, що відносна максимальна похибка між розрахунковими та експериментальними даними не перевищує 9,34%, що свідчить про високу збіжність розрахункового способу з експериментальним.

Таким чином, отримані дані підтверджують необхідність введення двох деконцентраторів напружень. На підставі проведених розрахунків і досліджень отримано оптимальне розташування деконцентраторів, що знижує загальний рівень напружень ГЦ на 21%, а в небезпечній області на 42-45%. Застосування деконцентраторів дозволить збільшити міжремонтний ресурс ГЦ, на скільки покажуть наступні етапи досліджень.

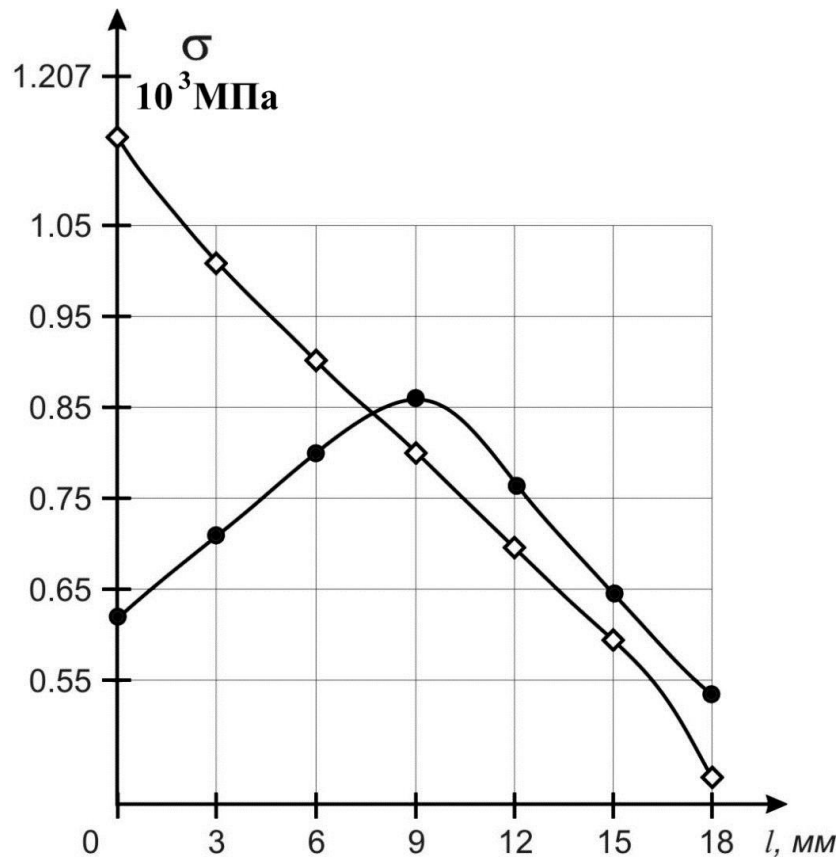
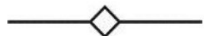


Рис. 3.10. Розподіл напружень по товщині вогневого днища ГЦ, розташованих по циліндричній утворюючій форсункового отвору на лінії, що проходить через максимум напружень:



для експериментального зразка ГЦ з деконцентраторами;



для серійного зразка ГЦ.

3.2. Експериментальні дослідження термоциклічних випробувань матеріалу головок циліндрів

Метою проведення термоциклічних випробувань була оцінка релаксаційних характеристик матеріалу ГЦ, а також показників, необхідних при прогнозуванні довговічності, що визначається термовтомною міцністю, головок після їх відновлення.

Методика проведення випробувань детально описана в розділі 2.4. Під час випробувань у розробленій і виготовленій нами установці імітувалися умови

термоциклічного навантаження, подібні до тих, які теплоприймаюча поверхня вогневого днища відчуває під час роботи ГЦ на двигуні в номінальному режимі. Обмежувальний вплив периферійних зон вогневого дна також було забезпечено обмеженням теплового розширення зразка масивними плитами, між якими він жорстко закріплювався. В результаті при нагріванні зразка до 823К в ньому створювалися значні напруження стиснення, вимірювані відповідним елементом конструкції. Після 2,5-хвилинної витримки нагрівання змінювалося охолодженням проточною водою протягом 1 хвилини.

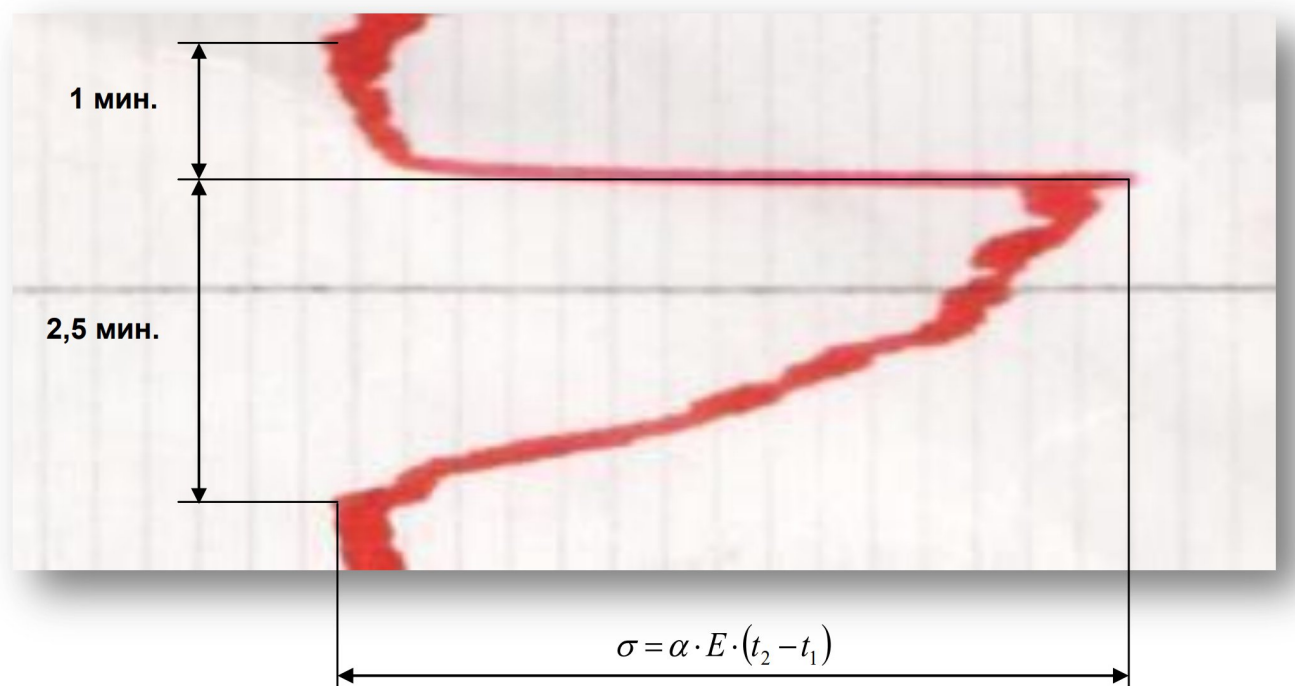


Рис. 3.11. Циклограма одного циклу термоциклічних випробувань зразка з чавуну, аналогічного матеріалу головок циліндрів

Таким чином, ми імітували режим малоциклової втоми для матеріалу, аналогічного матеріалу головок циліндрів. Робота установки і запис циклограм проводилися в автоматичному режимі. Загальний вигляд фрагмента такого запису наведено на рис. 3.12.

Для оцінки напружень, що досягаються при випробуваннях у зразках, і створення попередніх, що імітують монтажні напруження, було проведено тарування тензостанції в комплекті з реєструючими приладами ІСД-3, КСП2-005 з урахуванням узгоджувального пристрою. Лінійна тарувальна залежність

дозволила встановити, що одна поділка (відн. од.) на рулоні реєструючого паперу відповідає 42,5 МПа.



Рис. 3.12. Загальний вигляд фрагмента циклограми.

3.3. Результати лабораторних і стендових випробувань відновлених головок циліндрів

У даному розділі наводяться результати лабораторних і стендових випробувань головок циліндрів дизелів ЯМЗ-238НБ, А-41 і ЯМЗ-240Б, з термовтомними тріщинами в міжклапанних перемичках, відновлені установкою вставних вогневих днищ і нанесенням деконцентраторів напружень. При

випробуваннях ГЦ, відновлених установкою вставних вогневих днищ, проведення лабораторних експериментів виявилось неможливим через об'ємність робочої зони і значну складність створення необхідних адекватних умов проведення експериментів.

Підготовлені головки циліндрів двигунів з термовиснажливими тріщинами глибиною $5-8 \cdot 10^{-3}$ м, відновлені встановленням вставних вогневих днищ, конструктивні особливості яких наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати прискорених стендових випробувань ГЦ, відновлених армуванням теплоприймальної поверхні вставними днищами

Виконання головки циліндрів	Конструкція та матеріали, що застосовуються при відновленні	Напрацювання до появи тріщин			
		у вставному дні		у головці циліндрів	
		кількість циклів	мотогодин експлуатації	кількість циклів	мотогодин експлуатації
1	2	3	4	5	6
Серійна		-	-	125-150	2500-3000
Експериментальна	Вставне дно з алюмінієвого сплаву АЛ9	25-32	500-650	-	-
	Вставне днище з чавуну ВЧ38-17	50-60	1000-1200	-	-
	Вставне днище з чавуну СЧ25	80-85	1600-1700	-	-
	Вставне днище з чавуну СЧ25 з мідною прокладкою	120-125	2400-2500	-	-
	Оміднене вставне днище з чавуну СЧ25	135-140	2700-2800	-	-
	Вставне днище з чавуну СЧ25 з мідною прокладкою і ущільнювальною втулкою	150-160	3000-3200	Більше 300	Більше 6000-7000
Відновлена способом заварювання тріщин		-	-	100-105	2000-2100

В результаті проведених стендових випробувань встановлено, що найбільший ресурс виробили головки циліндрів із вставними вогневими днищами з сірого чавуну СЧ25 з мідною прокладкою в зоні роз'єму і тонкостінною ущільнювальною теплопровідною втулкою, а також головки з міденими днищами.

До появи тріщин у вставних днищах вони відпрацювали, відповідно, близько 140 і 160 циклів навантаження, що відповідає 2800...3200 мотогодин експлуатації в нормальних умовах. Слід зазначити, що після вилучення відпрацьованих вставних днищ, що мають термовтомні тріщини, наявності тріщин в основному тілі головок циліндрів під днищами не виявлено.

Це свідчить про те, що вставне днище, яке сприймає на себе основне теплове навантаження, захищає головку циліндрів і запобігає виникненню високих термічних напружень під ним.

Встановлено також, що в серійному днищі вже після 120-150 циклів навантаження в перемичці між форсунковим отвором і гніздом впускного клапана з'являються тріщини термічної втоми.

При проведенні стендових випробувань нами була перевірена можливість повторного відновлення пропонованим способом, тобто в уже наявну розточку після вилучення відпрацьованого вставного днища встановлювалося нове і головка циліндрів продовжувала свою роботу. Після зняття другої партії відпрацьованих днищ тріщин під ними в головці циліндрів також не було. Таким чином, головка циліндрів з термовтомними тріщинами може бути відновлена пропонованим способом неодноразово і в умовах нормальної експлуатації може забезпечити ресурс нової. В результаті сумарний моторесурс головки циліндрів при застосуванні способу відновлення установкою вставних вогневих днищ дозволив нам при випробуваннях досягти 6000-7000 мотогодин.

Це більш ніж у 2 рази перевищує ресурс роботи до появи термовиснажувальних тріщин серійних ГЦ при тому, що моторесурс вставних

днищ за пропонованою технологією становить 3000-3200 мотогодин і практично дорівнює ресурсу серійних головок.

Вирішуючи питання закладення термовтомних тріщин глибиною понад 5·10⁻³ м, ми врахували особливості їх поширення і необхідність ущільнення зони контакту вставного вогневого днища головки циліндрів, що виходить у форсунковий отвір. Слід зазначити, що протягом усіх випробувань не спостерігалось жодних відмов двигуна, причиною яких була б установка вставних вогневих днищ в головках циліндрів. В ході випробувань також була перевірена можливість використання способу відновлення головок циліндрів двигуна А-41 з тріщинами установкою вставних вогневих днищ. На малюнку 93 представлений двигун А-41 на стенді в ході випробувань.

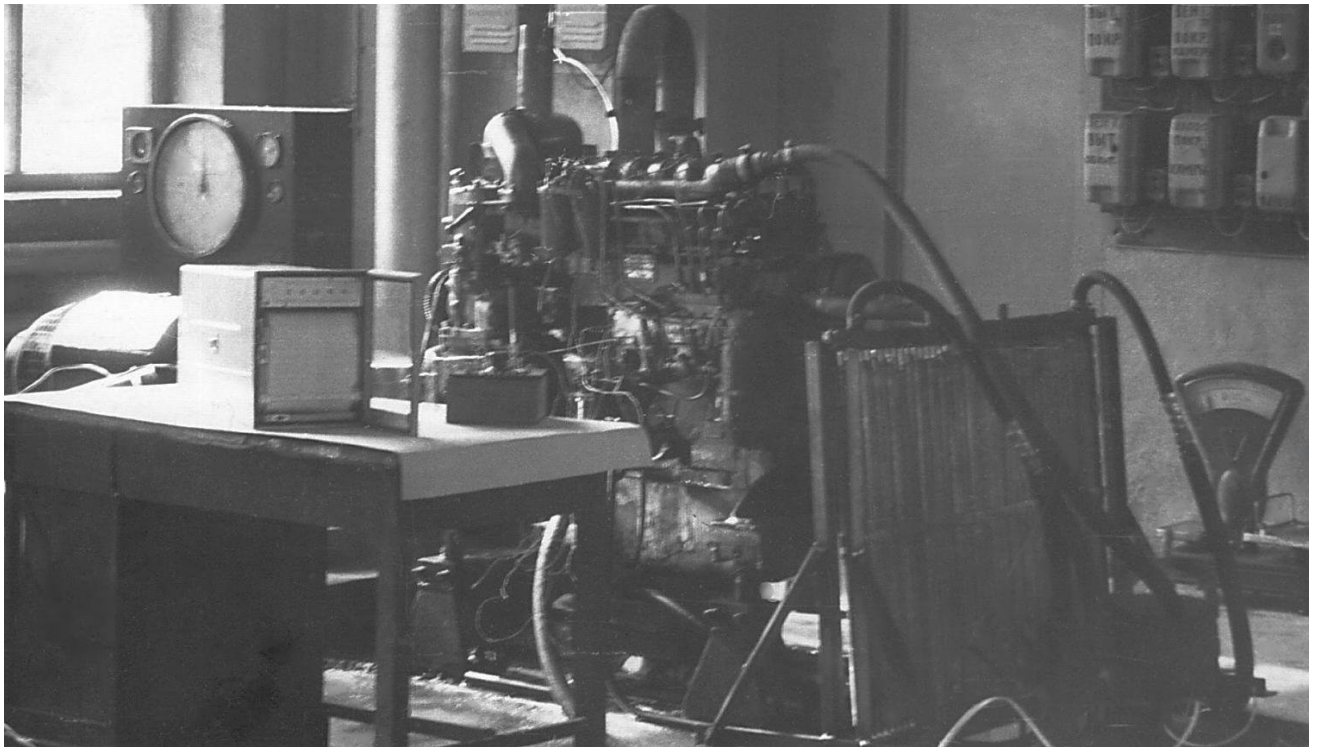


Рис. 3.13. Двигун А-41 з експериментальними головками циліндрів на випробувальному стенді.

Головки циліндрів цього двигуна, а також А-01М схожі за конструкцією і матеріалом з головками дизеля ЯМЗ-238НБ. У них той самий діаметр циліндра, абсолютно ідентичне розташування клапанів і форсункового отвору, характеристики сумішоутворення і робочого процесу.

З результатів вимірювань питомої витрати палива при випробуваннях можна стверджувати, що різниця з серійними ГЦ і з відновленими знаходиться на рівні похибки вимірювань.

В результаті проведених теоретичних розрахунків і експериментальних досліджень розроблено спосіб відновлення головки циліндрів складеним дном, теплопровідною прокладкою в зоні роз'єму і ущільнювальною теплопровідною втулкою, що встановлюється в форсунковий отвір. На рис. 3.14 представлений остаточний варіант конструктивного оформлення головки циліндрів при відновленні запропонованим способом.

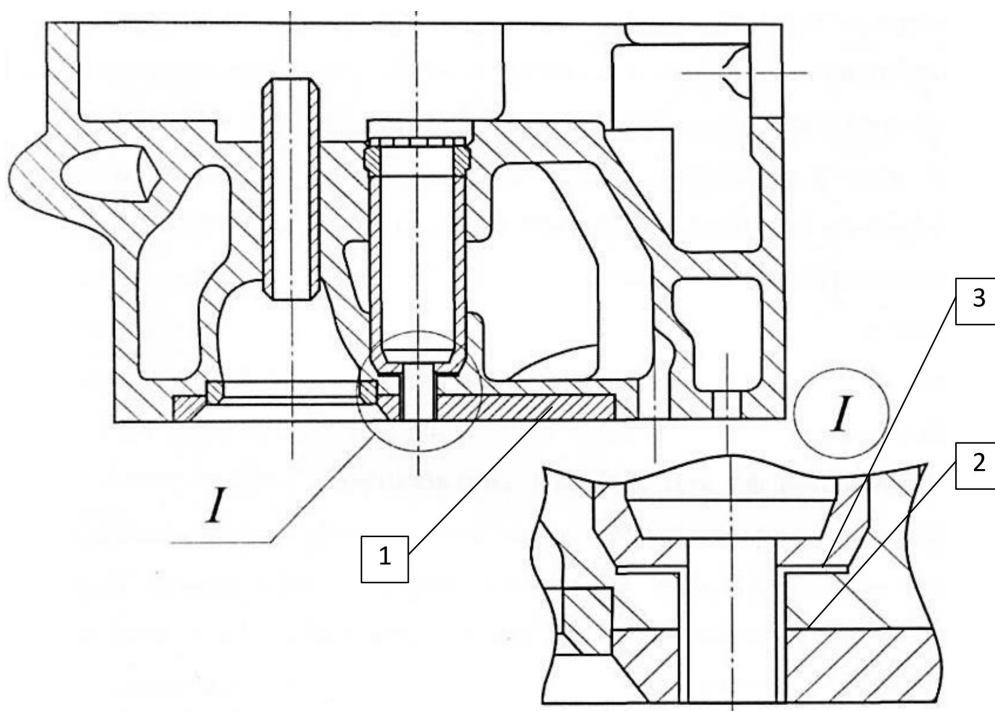


Рис. 3.14. Переріз головки циліндрів, відновленої постановкою вставного днища з мідною прокладкою і ущільнювальною втулкою: 1 – вставне вогневе днище з чавуну СЧ25; 2 – теплопровідна прокладка з міді М3; 3 – ущільнювальна втулка з міді М3

Висновки по розділу

В результаті проведення термовиснажувальних досліджень і обробки циклограм отримано числове значення коефіцієнта, що характеризує

термовиснажувальну міцність матеріалу ГЦ (чавуну) $m=4,513$, використовуваного при прогнозуванні довговічності ГЦ після відновлення.

Обґрунтовано необхідність введення двох деконцентраторів напружень. На підставі проведених розрахунків і досліджень отримано оптимальне розташування деконцентраторів, що знижує загальний рівень напружень ГЦ на 21%, а в небезпечній області на 42-45%.

З даних, отриманих в лабораторних дослідженнях експериментального (з деконцентраторами) і стандартного зразків вогневого днища, впливає, що при введенні деконцентраторів поріг зародження термовтомних тріщин зріс від 51 термоциклу до 700, що відповідає збільшенню термовтомної міцності експериментальних зразків в 13,7 рази. Поріг найбільш імовірного прояву термовтомних тріщин змінився від 73 термоциклів у стандартного зразка до 781 термоциклу в експериментальному зразку, що відповідає збільшенню термовтомної міцності в 10,7 раза. Отримані дані мають високу збіжність з теоретичним моделюванням процесу. Значення термостійкості $N_2 = 858$ циклів, отримане теоретичним прогнозуванням, на 9% перевищує $N_2 = 781$ циклів, отримане при лабораторному термоциклюванні. Теоретично прогнозоване збільшення довговічності експериментальних ГЦ з деконцентраторами напружень перевищує показник довговічності серійного в 11,7 рази.

Стендові випробування дизеля показали, що основні параметри (частота обертання колінчастого вала, потужність, тиск в масляній системі, питома витрата палива, температура масла і охолоджуючої рідини) не змінюються і відповідають технічним вимогам на капітальний ремонт.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Реалізуючи рішення поставленої наукової проблеми в напрямку вдосконалення технології ремонту головок циліндрів з метою підвищення їх термовтомної міцності та довговічності, нами розроблені нові способи відновлення головок циліндрів з термовтомними тріщинами в міжклапанних перемичках і технологічні процеси їх практичної реалізації на підприємствах технічного сервісу, що дозволяють підвищити довговічність головок циліндрів автотракторних дизелів при експлуатації, не менше ніж у два рази в порівнянні з довговічністю серійних головок.

Встановлено, що 85% головок циліндрів дизелів, що надходять у капітальний ремонт, мають термовтомні тріщини в міжклапанних перемичках на вогневому днищі, причому 25-30% головок мають термовиснажливі тріщини в перемичках між форсунковим отвором і гніздами клапанів глибиною більше $5 \cdot 10^{-3}$ м. В інтервалі глибини тріщин $5 \cdot 10^{-3}$ - $8 \cdot 10^{-3}$ м головок циліндрів дизеля ЯМЗ-238НБ налічується 17-18%, а дизеля А-41 – 23-25% від загальної кількості. Існуючі способи відновлення головок циліндрів знижують їх термовтомну міцність, а спосіб відновлення армуванням форсункового отвору теплопровідною втулкою може бути застосований при глибині тріщин до $5 \cdot 10^{-3}$ м.

Обґрунтовано та розроблено способи відновлення головок циліндрів, що полягають у введенні в вогневе днище компенсаторів напружень у вигляді деконцентраторів напружень для головок із зароджувальними тріщинами, та у вигляді вставного вогневого днища в розточування на теплоприймальній поверхні для головок із тріщинами глибиною понад $5 \cdot 10^{-3}$ м.

Експлуатаційні випробування показали, що при відновленні головок циліндрів введенням компенсаторів напруг у вигляді деконцентраторів їх ресурс склав 5760 – 6500 мотогодин, ресурс головок при введенні компенсаторів напруг у вигляді вставних вогневих днищ дорівнює 2880 -3200 годин. Після повторного відновлення, в уже наявне розточування після вилучення відпрацьованого

вставного днища встановлювалося нове, головка циліндрів продовжувала свою роботу.

Таким чином, головка циліндрів з термовтомними тріщинами може бути відновлена пропонованим способом неодноразово і в умовах нормальної експлуатації. Сумарний ресурс або довговічність головки циліндрів при застосуванні способу відновлення установкою вставних вогневих днищ склала 6000-6400 годин. Це більш ніж в 2 рази перевищує довговічність серійних ГЦ.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Борак К.В., Мовчан К.В., Заруцький С.О., Боровський І.В. Перспективні напрямки підвищення надійності дизельних двигунів вантажних автомобілів. Збірник праць міжнародної науково-практичної конференції до Дня автомобіліста та дорожника “Сучасне автомобілебудування, транспорт і дорожня інфраструктура ‘2025” (МАІТРИ 2025) 30-31 жовтня 2025 року, Харків. 2025. С.
2. Білецький В.Р., Боровський І.В. Способи відновлення головок циліндрів дизелів. Аналіз умов роботи та зношування стрілчастих лап культиваторів. Збірник тез доповідей XXVI Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки" (17–19 жовтня 2025 року). МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. С. 449-455.
3. Боровський І.В. Механізм утворення тріщин у днищі головок циліндрів. Наукові читання – 2025: збірник тез доповідей науково-практичної конференції за підсумками I-го туру Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт з галузей знань і спеціальностей. 23 квітня 2025 р. Житомир: Поліський національний університет, 2025. Том 2. С. 34-39.
4. Дирда В. І. Ремонт машин та обладнання. Днівськ, Журофонд, 2015. 292 с.
5. Кисликов В. Ф. Будова й експлуатація автомобілів. Київ: Либідь, 2006. 400 с.
6. Анур'єв В. І. Довідник конструктора-машинобудівника : у 3 т. Т. 1. Москва : Машинобудування, 2019. 928 с.
7. Бабак В. П., Халімоненко В. О. Надійність машин і механізмів. Київ : Вища школа, 2016. 352 с.
8. Боровський Ю. Л. Матеріалознавство і технологія конструкційних матеріалів. Львів : Новий Світ–2000, 2018. 416 с.

9. Гончарук С. М. Теплові процеси в двигунах внутрішнього згорання. Харків : ХНАДУ, 2017. 284 с.
10. ДСТУ 8302:2015. Інформація та документація. Бібліографічне посилання. Загальні положення та правила складання. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016.
11. Коваль П. О., Кузьменко О. В. Підвищення зносостійкості корпусних деталей двигунів внутрішнього згорання. Вісник машинобудування та транспорту. 2020. № 2. С. 45–52.
12. Кравченко В. І. Основи надійності машин. Київ : НТУУ «КПІ», 2015. 260 с.
13. Левченко О. Г. Ремонт двигунів сільськогосподарських машин. Київ : Аграрна освіта, 2019. 312 с.
14. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згорання : підручник. Харків : Прапор, 2018. 512 с.
15. Негура М. Відновлення деталей та механізмів: застосування усталених та інноваційних методів. Журнал головного інженера. 2022. № 10. С. 30–33.
16. Петренко О. М. Конструктивні методи зниження теплових напружень у корпусних деталях. Наукові нотатки Луцького НТУ. 2021. Вип. 73. С. 112–118.
17. Пригодський С. С. Сучасні технології відновлення корпусних деталей сільськогосподарських машин. Аграрна інженерія. 2023. № 4. С. 56–64.
18. Ткаченко В. М. Матеріали та покриття в машинобудуванні. Дніпро : Ліра, 2020. 398 с.
19. Шаповалов О. В. Термомеханічна втома деталей машин. Київ : Наукова думка, 2014. 286 с.
20. Яковлев І. М. Корпусні деталі машин: конструкція, матеріали, технологія. Харків : Факт, 2017. 344 с.

21. ASM Handbook. Volume 19: Fatigue and Fracture. Materials Park, OH : ASM International, 2018. 1160 p.
22. Bergman T. L., Lavine A. S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 8th ed. Hoboken : Wiley, 2017. 1072 p.
23. Callister W. D., Rethwisch D. G. Materials Science and Engineering: An Introduction. 10th ed. Hoboken : Wiley, 2018. 992 p.
24. Chiatti G., Recco E. Thermal fatigue behaviour of cylinder heads. Engineering Failure Analysis. 2016. Vol. 66. P. 203–214.
25. Davis J. R. Surface Engineering for Corrosion and Wear Resistance. Materials Park : ASM International, 2016. 352 p.
26. Guzzomi A. L., Hesterman D. C. Thermo-mechanical fatigue in diesel engine cylinder heads. International Journal of Fatigue. 2017. Vol. 98. P. 46–55.
27. Heywood J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. New York : McGraw-Hill, 2018. 960 p.
28. Holmberg K., Matthews A. Coatings Tribology. Amsterdam : Elsevier, 2014. 560 p.
29. Roy S., Samuel A. M., Samuel F. H. Effect of thermal aging on aluminum alloy cylinder heads. Materials Science and Engineering A. 2015. Vol. 620. P. 38–47.
30. Schijve J. Fatigue of Structures and Materials. 2nd ed. Dordrecht : Springer, 2009. 623 p.
31. Totten G. E. Steel Heat Treatment: Metallurgy and Technologies. Boca Raton : CRC Press, 2013. 848 p.
32. Wang Q., Zhou H. Laser surface treatment for engine components. Surface and Coatings Technology. 2019. Vol. 357. P. 804–812.
33. Zhao Y., Li X. Thermo-mechanical analysis of cylinder head structures. Applied Thermal Engineering. 2020. Vol. 170. Article 114982.
34. Zienkiewicz O. C., Taylor R. L. The Finite Element Method. 7th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p.

35. Zhu X., Shimizu T. Fatigue life improvement of engine components by shot peening. *Journal of Materials Processing Technology*. 2018. Vol. 255. P. 450–458.