

*А. П. Марченко, О. Ю. Ліньков, В. В. Пильов, С. В. Ликов, Р. Ариан, В. О. Пильов*

## КОНЦЕПТУАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ ЩОДО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПОРШНІВ ФОРСОВАНИХ ДИЗЕЛІВ ПРОТЯГОМ ЗАДАНОГО РЕСУРСУ

*Проектування сучасних енергетичних установок передбачає проведення розрахункових досліджень щодо відповідності конструкції закладеним параметрам надійності та забезпечення ресурсу. Проте трапляються випадки, коли конструкція, яка за розрахунками є працездатною, в експлуатації виходить з ладу навіть не наблизившись до межі свого ресурсу, а інколи – ще безпосередньо на початку експлуатації. Такі випадки трапляються через те, що матеріали, задіяні в конструкції, працюють на межі своєї міцності, а інколи і перевищують її. Ці факти пов'язані з постійним підвищенням потужності енергетичних установок. Таким чином, стає необхідним доповнення відомих моделей з врахування комплексу факторів, що впливають на фізичну і параметричну надійність конструкції. В роботі проведено аналіз публікацій та поставлено задачі дослідження, проаналізовано основні проблеми втрати фізичної і параметричної надійності поршня, як одного з найбільш термонавантажених елементів конструкції дизеля, проаналізовано термонапружений стан характерних критичних зон поршня, показано шляхи забезпечення надійності поршнів через корегування температурного стану конструкції. За результатами аналізу проведено удосконалення моделі прогнозування надійності теплонапружених зон деталей циліндро-поршневої групи, запропоновано відповідну схему інтегрованого програмного комплексу та сформульовано вимоги щодо його застосування. В основу підходу покладено застосування критерію фізичної надійності конструкцій та двох критеріїв їх параметричної надійності – від зношення пар тертя та не перевищення межі повзучості матеріалу. Проведена робота дозволяє отримати конструкцію, що буде гарантовано відповідати вимогам з фізичної та параметричної надійності. Також показано необхідність подальшого напряму робіт в напряму розширення відомостей щодо властивостей матеріалів, які застосовують в конструкціях.*

**Ключові слова:** *двигун внутрішнього згорання; збільшення потужності; параметри надійності; моделювання; поршень; напруження; деформації; повзучість; властивості матеріалів.*

### Вступ

Новітні підходи щодо забезпечення прогресивних техніко-економічних показників дизелів за сучасними технологіями проектування передбачають їх досягнення ще на етапі проектування, тобто без тривалої доводки та тривалих експлуатаційних випробувань. При цьому важливо, що питома потужність двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) постійно збільшується практично при незмінних вимогах до ресурсу та інших показників надійності конструкцій. Тому відповідальні теплонапружені деталі двигунів фактично починають працювати на межі міцності матеріалів, а в процесі реальної експлуатації трапляються випадки перевищення цієї межі. Останнє приводить до критичного погіршення або втрати працездатності конструкцій [1, 2].

У зв'язку з наведеним, основним завданням, що передує обґрунтуванню напрямків досліджень з вибору раціональних конструктивних рішень щодо термонапружених деталей ДВЗ є розробка та дотримання двох суперечливих концепцій – гарантованого забезпечення працездатності деталей на стадії їх проектування та забезпечення роботи деталей на межі міцності їх матеріалів протягом призначеного терміну експлуатації. В повному обсязі сказане стосується поршня як однієї з найбільш теплонапружених деталей дизеля.

### Аналіз публікацій та постановка задач дослідження

Сучасне базове та спеціальне програмне забезпечення комплексів з проектування високотеплонапружених елементів складних технічних конструкцій, таких як деталі циліндро-поршневої групи двигунів, дозволяють враховувати велику кількість факторів впливу і отримувати конструкції з заданим рівнем температур і термічних напружень в критичних зонах досліджуваних деталей [3-6]. Але практика експлуатації двигунів в складних умовах навантажень засвідчує про наявні виходи з ладу поршнів не тільки протягом заявленого ресурсу, а навіть на перших годинах експлуатації [2, 7]. Такі випадки слід розглядати як непрогнозовану поведінку системи. Таким чином, основним завданням при обґрунтуванні напрямків досліджень з вибору раціональних конструктивних рішень поршнів високофорсованих дизелів є прогнозування та забезпечення надійності конструкцій при заданому рівні питомої потужності двигунів. З урахуванням аналізу відомих моделей і підходів до забезпечення надійності високотеплонапружених конструкцій вирішення сформульованого завдання потребує застосування на етапі проектування доповнених тематичних моделей, які враховують комплекс впливових на фізичну і параметричну надійність факторів.

Розроблені моделі повинні бути універсальними. Передбачається їх використовувати для усіх теплонапружених елементів гільзопоршневої групи, як то поршень, головка циліндрів, випускний та впускний клапани, гільза циліндрів. При цьому поршень прийнято за універсальний об'єкт дослідження роботи.

Для вирішення сформульованого завдання з урахуванням обраного об'єкта досліджень вирішенню підлягають наступні задачі:

1. Аналіз основних проблем втрати фізичної та параметричної надійності поршня в процесі експлуатації дизеля та фізичних процесів, що їх викликають.

2. Аналіз термонапруженого стану характерних критичних зон поршня, що впливають на надійність конструкції.

3. Удосконалення моделі прогнозування надійності поршнів з урахуванням умов експлуатації дизелів, що відповідатиме концепціям гарантованого забезпечення працездатності деталей на стадії їх проектування та забезпечення роботи деталей на межі міцності їх матеріалів.

#### Аналіз основних проблем втрати фізичної та параметричної надійності поршня

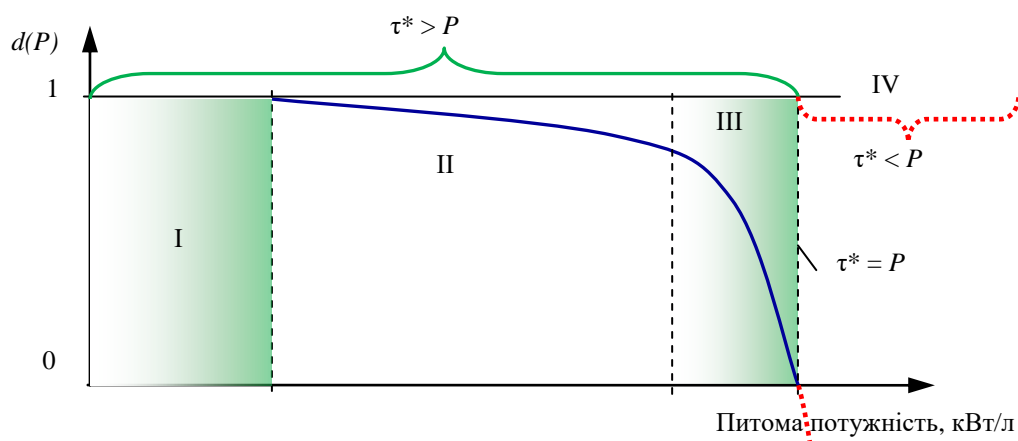


Рис. 1. Характерні зони зміни фактору надійності  $d(\tau)$  теплонапруженої деталі від рівня потужності ДВЗ

Основними факторами, що впливають на втрату надійності попередньо працездатної деталі є: особливості її конструкції; властивості матеріалу (матеріалів) деталі; умови експлуатації ДВЗ; особливості організації робочого процесу; особливості регулювання систем охолодження і змащення; стан параметричної надійності сукупності систем і механізмів двигуна; непрогнозовані зовнішні аперіодичні чинники (географічні, кліматичні фактори та атмосферні явища, рівень навичок персоналу та їх порушення через зміни самопочуття тощо). При роботі матеріалів на межі міцності ці фактори

впливають через теплонапружений стан особливо термонавантажених зон деталі внаслідок дії процесів утоми та повзучості матеріалу в часі. При цьому процес повзучості матеріалу для конкретних специфічних зон деталей може проявлятися у варіаціях:

1. Через релаксацію напружень для випадків конструктивного обмеження деформацій в критичній зоні деталі.

2. Через деформацію повзучості для випадків без конструктивного обмеження деформацій в критичній зоні деталі.

3. Через сумісну дію релаксації напружень та деформації повзучості для випадків часткового конструктивного обмеження деформацій в критичній зоні деталі.

Слід відзначити, що випадок 3 є узагальненим для довільної зони деталі, а випадки 1 і 2 припустимо розглядати або як окремі випадки від узагальненого, або як спрощення моделі. При цьому певне спрощення можливо приймати при дотриманні концепції гарантованого забезпечення ресурсу на етапі проектування. Тут варіант 1 припустимо

приймати, коли дійсна релаксація напружень є меншою за розрахункову, а варіант 2 – коли дійсна деформація повзучості є меншою за розрахункову.

З урахуванням вказаного розглянемо схему деформування критичної зони деталі для випадку можливих миттєвих пластичних деформацій та деформацій повзучості матеріалу в умовах конструктивного обмеження деформацій, тобто процес повзучості відповідатиме варіанту 1. Відповідна схема наведена на рис. 2 а.

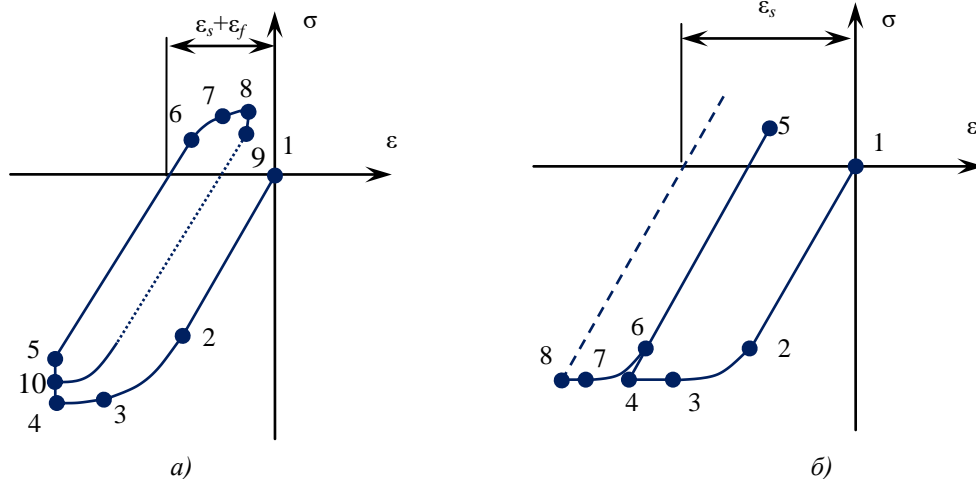


Рис. 2. Характерні варіанти деформування критичної зони деталі циліндро-поршневої групи ДВЗ

Тут ділянки 1-2-3-4 позначають початкове навантаження двигуна, 4-5 – роботу на стаціонарному важкому експлуатаційному режимі, 5-6-7-8 – зменшення навантаження до певного часткового режиму, 8-9 – робота на стаціонарному частковому режимі, 9-10 – наступне навантаження двигуна до рівня попереднього важкого режиму. При цьому ділянки 1-2 та 5-6 відповідають пружному деформуванню матеріалу, ділянки 2-3 та 6-7 – деформації повзучості  $\epsilon_s$  та релаксації напружень, на ділянках 3-4 та 7-8 процес повзучості супроводжується миттєвими пластичними деформаціями  $\epsilon_p$ , а ділянки 4-5 та 8-9 характеризуються релаксацією напружень. Неважко показати, що при відсутності миттєвих пластичних деформацій стиску та (або) розтягу схема деформування матеріалу буде аналогічною.

Характерними прикладами таких зон можуть бути кромки камер згоряння (КЗ) поршнів. Для таких зон характерною ознакою втрати надійності є втрата цілісності конструкції через виникнення та розвиток магістральної тріщини. Приклади руйнувань таких зон подано в [1,2,5] та інших публікаціях. На практиці вибір технічних рішень щодо підвищення фізичної надійності деталей високофорсованих дизелів повинен відповідати вирішенню за-

дачі переходу розрахункового результату відповідно до рис.1 із зони IV до зони III.

На рис. 2 б представлено схему деформування критичної зони деталі практично без конструктивного обмеження деформацій повзучості в критичній зоні деталі, тобто процес повзучості відповідатиме варіанту 2. Тут ділянки 1-2-3 позначають початкове навантаження двигуна, 3-4 – роботу на стаціонарному важкому експлуатаційному режимі, 4-5 – зменшення навантаження до певного часткового режиму та роботу на стаціонарному частковому режимі, 5-6-7 – наступне навантаження двигуна до рівня попереднього важкого режиму та 7-8 – наступну роботу на стаціонарному режимі. При цьому ділянки 1-2 та 5-6 відповідають пружному деформуванню матеріалу, а 2-3-4 та 6-7-8 – деформації повзучості  $\epsilon_s$ , що збільшується в часі.

Характерним прикладом такої зони є бічна поверхня поршня, коли ознакою втрати надійності є поява натиру з подальшим розвитком задиру [7]. Приклад втрати надійності бічної поверхні поршня подано на рис. 3. Такі приклади слід відносити до втрати параметричної надійності конструкцій. На практиці вибір технічних рішень щодо підвищення параметричної надійності деталей високофорсованих

них дизелів повинен відповідати вирішенню задачі переходу розрахункового результату відповідно до рис.1 із зони II до зони I.



Рис.3. Приклад втрати параметричної надійності поршня двотактного дизеля

Таким чином, на основі наведеного можна зробити висновок, що в різних теплонапружених зонах поршнів (та інших деталей циліндро-поршневої групи) внаслідок дії однакових фізичних процесів повзучості та утоми матеріалу мають місце різні механізми втрати надійності конструкцій. Тому при виборі раціональних конструктивних рішень щодо конструкції, яка проектується, слід використовувати комплекс моделей, призначених для оцінки рівня фізичної та параметричної надійності.

#### Аналіз термонапруженого стану характерних критичних зон поршня

Поршень відноситься до найбільш механічно та, особливо, теплонапружених деталей ДВЗ. Загальна класифікація конструкцій поршнів за їх функціональним призначенням є відомою [1]. Щодо забезпечення надійності при дотриманні інших вимог до конструкцій слід враховувати класифікацію за конструктивним виконанням (монометалеві, складені роз'ємні, складені нероз'ємні), за матеріалом, за способом зміцнення основного матеріалу.

Очевидно, що заміна основного матеріалу поршня впливає не тільки на показники його надійності та інших елементів кривошипно-шатунного механізму, а і на ефективні показники двигуна, рівень екологізації, може потребувати змін у системах повітропостачання, охолодження, змащення. З іншого боку, той чи інший спосіб локального зміцнення основного матеріалу деталі у меншому ступені

впливає на необхідність конструктивних змін двигуна, але може приводити до змін надійності інших локальних зон деталі. Ці зміни теплонапруженого стану також слід контролювати для складених роз'ємних та нероз'ємних конструкцій. Відповідно до наведеного, обґрунтуванню з вибору раціональних конструктивних рішень теплонапружених елементів ДВЗ повинно передувати здійснення попереднього аналізу стану характерних теплонапружених зон поршнів. Розглянемо основні характерні зони поршня, що приведені на рис. 4.

Зона 1 – кромка камери згоряння поршня. Для різних конструкцій і матеріалів традиційно зона характеризується рівнем температури кромки. Але внаслідок суттєво меншої температури периферійної зони денця поршня (зона 4) в зоні кромки КЗ мають місце умови обмеження термічних деформацій. Тому для даної зони характерним є деформування матеріалу за схемою рис. 2 а, тобто визначення рівня фізичної надійності конструкції потребує також даних щодо рівня напружень.

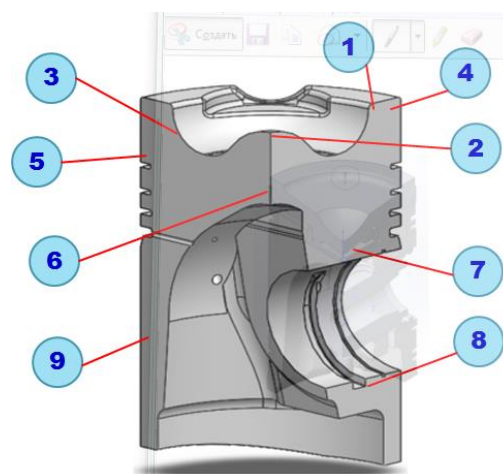


Рис. 4. Характерні особливо напружені зони поршня

Важливо, що рівень температур і напружень для даної зони повинен визначатись з урахуванням аперіодичного низкочастотного та періодичного високочастотного процесів навантаження деталі [8, 9].

Зона 2 – центральна зона денця поршня. Для певних конструкцій температура в зоні 2 може перевищувати температуру в зоні 1. Прогнозування втрати фізичної надійності зони 2 повинно здійснюватись за моделями, спільними із зоною 1.

Зона 3 – бічна поверхня камери згоряння. В цій зоні має місце найбільший рівень термічних напружень в КЗ, але внаслідок меншої температури, ніж в зоні 1, втрата фізичної надійності конструкції тут, як правило, не відбувається. Цю зону

треба розглядати щодо майбутніх форсувань та, особливо, при наявності порожнини охолодження. В останньому випадку маємо значний теплоперепад між зоною 3 та поверхнею кільцевої порожнини, відповідно збільшення термічних напружень в перетині між ними, що продемонстровано на рис. 5.

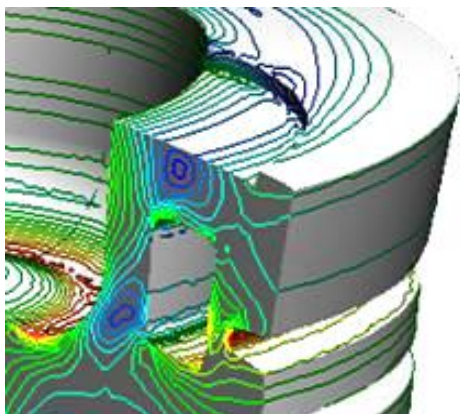


Рис.5. Характер концентрації напружень в зоні бічної поверхні КЗ поршня з галерейним масляним охолодженням

Зона 4. Характеризується теплоперепадом між зонами 1 і 4. Чим більшим є цей теплоперепад, тим більшим є рівень термічних напружень в зоні 1. Чим більшим є діаметр поршня, тим більшим буде вказаний теплоперепад і тим складніше забезпечити надійну роботу конструкції.

Зона 5. Характеризується рівнем температур в зоні верхнього поршневого кільця (ПК), що унеможливує коксування оливи та формозміну поршневої канавки. Вказана припустима формозміна відноситься до параметричної надійності означеної зони та пов'язана зі зносом поверхні.

Зона 6. Характеризується найбільшим рівнем термічних напружень стиску, що пов'язано з конструкцією поршня та тепловими його деформаціями. Але аналогічно до зони 3 внаслідок відносно низького рівня температури втрата фізичної надійності конструкції тут, як правило, не відбувається. Цю зону треба розглядати щодо майбутніх форсувань двигунів та, особливо, для нероз'ємних складених конструкцій поршнів.

Зони 7,8. В цих зонах відбувається передача навантаження від поршня до пальця, що може також викликати аварійний стан конструкції. Для його запобігання застосовують спеціальні розрахункові методики та виконують спеціальне профілювання пальцевого отвору [9].

Зона 9. Температурний стан цієї зони визначає овально-бочкоподібну форму бічної поверхні. Для

конструкції, що надійно працює, контакт з поверхнею гільзи циліндра фактично відбувається в площині качання шатуна. Але при підвищенні рівня форсування двигуна втрата параметричної надійності конструкції може відбуватися не у вказаній площині, а поблизу пальцевого отвору, що було продемонстровано на рис. 3 та що потребує розробки відповідної методики аналізу стану конструкції.

На доповнення вказаного складені конструкції поршнів мають додаткові зони аналізу, зокрема, по поверхнях контактів їх елементів.

Також окремі зони поршня потребують додаткових пояснень:

1. Певні конструкції камер згоряння можуть мати декілька теплонапружених кромок. Для кожної з них необхідно виконувати аналіз фізичної надійності.

2. Термонапружений стан кромки КЗ та бічної поверхні поршня є змінним в окружному напрямі досліджуваної зони. Це суттєво збільшує обсяги досліджень щодо надійності конструкцій.

3. Бічна поверхня певних конструкцій поршнів з боку пальцевого отвору має заглиблену конфігурацію. Цей конструктивний захід унеможливує втрату параметричної надійності конструкції через цю зону. Але саме аналіз параметричної надійності конструкції в цій зоні на стадії проектування може надати висновок щодо необхідності використання такого ускладнення конструкції. З іншого боку, для двотактних дизелів, конструкції гільз циліндрів яких передбачають наявність вікон системи газообміну, вказаний вище конструктивний захід є неможливим. Вказане збільшує актуальність розробки і використання моделей визначення параметричної надійності бічних поверхонь поршнів двотактних високофорсованих дизелів.

На основі викладеного здійснимо розподіл характерних зон поршня щодо забезпечення фізичної або параметричної надійності та за напрямками забезпечення надійності. При цьому слід розуміти, що зменшення напруження в теплонапруженій зоні завжди приводить до підвищення надійності конструкції, що не можна сказати про температурний стан. Шляхи забезпечення надійності поршнів через корегування їх температурного стану представлено на рис. 6. З рисунку видно, вибір раціонального конструктивного рішення з метою досягнення заданого рівня надійності поршня при заданому рівні форсування двигуна є складною наукоємною задачею. Це пов'язано з тим, що корегування температурного стану конструкції в певній зоні не завжди сприяє підвищенню надійності інших зон.





Рис. 6. Шляхи забезпечення надійності поршнів через корегування температурного стану конструкцій

Так, наприклад, периферійна зона камери згоряння потребує підвищення температури щодо забезпечення фізичної надійності конструкції та зменшення температури для забезпечення параметричної її надійності, заходи щодо зменшення температури в зоні ПК не завжди відповідають задачі підвищення фізичної та параметричної надійності інших зон тощо. Саме вказане є чинником, що пояснює факти непрогнозованої поведінки поршнів високофорсованих дизелів в складних умовах експлуатації.

За наведеним підходом неважко здійснити аналіз впливів та шляхів забезпечення надійності інших деталей циліндро-поршневої групи ДВЗ.

За поданим вище можна зробити висновок, що вибір раціональних конструктивних рішень для поршнів та інших деталей циліндро-поршневої

групи при досягненні заданого рівня надійності конструкцій в усіх критичних зонах при заданому рівні форсування двигуна потребує створення інтегрованого програмного комплексу щодо аналізу фізичної та параметричної надійності конструкцій.

#### Удосконалення моделі прогнозування надійності теплонапружених зон деталей циліндро-поршневої групи

На основі раніше виконаних нами робіт [5, 8, 9] та наведених вище результатів загальна схема інтегрованого програмного комплексу щодо аналізу фізичної та параметричної надійності деталей циліндро-поршневої групи при високих рівнях форсування ДВЗ набуває вигляду, поданому на рис. 7. Видно, що для отримання достовірного результату повинні бути відомими модель експлуатації двигуна та властивості матеріалів деталі, що досліджу-

ється. В процесі пошуку раціонального рішення здійснюється варіювання геометрією (конструкцією) деталі та, можливо, її матеріалами. Модель фізичної надійності може бути використана, наприклад, відповідно до робіт [5, 6]. Модель параметричної надійності конструкції потребує розробки.

Загальною умовою забезпечення фізичної надійності досліджуваної зони деталі при роботі матеріалу на межі міцності є:

$$d_1(\Xi, P) = \Phi_{sf}(\Xi, t(\tau), \sigma(\tau)) = 1 - \sum_{k=1}^{N_p} \frac{1}{N_{sk}} - \sum_{k=1}^{N_p} \frac{1}{N_{fk}} \geq 0, \quad (1)$$

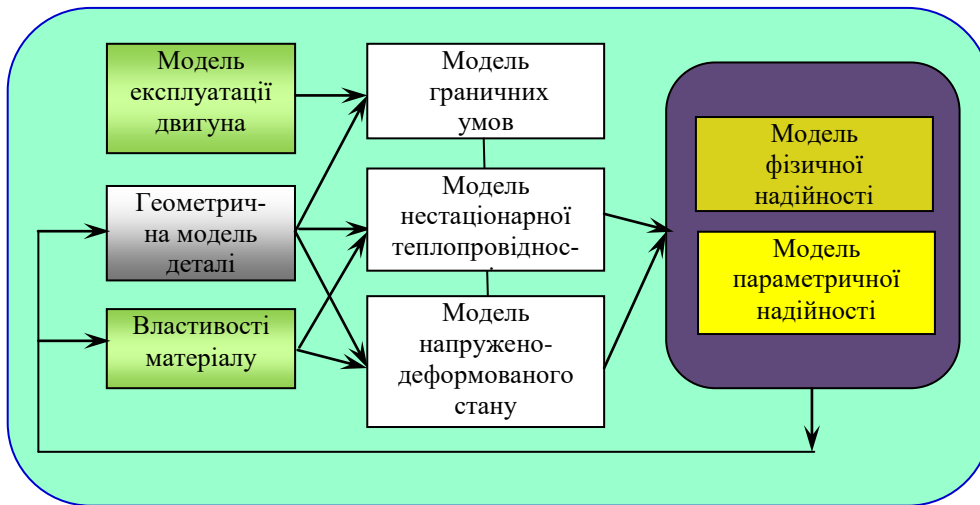


Рис. 7. Загальна схема інтегрованого програмного комплексу з аналізу фізичної та параметричної надійності деталей циліндро-поршневої групи ДВЗ

Величина  $N_{sk}$  в (1) може бути визначена за енергетичним критерієм Сосніна, величина  $N_{fk}$  – на основі узагальненого принципу Нейбера [5]. Для отримання достовірного результату щодо гарантованого забезпечення надійності деталі необхідно мати вхідну інформацію щодо нестационарного низькочастотного та високочастотного температурного стану конструкції відповідно до прийнятої моделі експлуатації:

$$t_k(\tau) = \bar{t}_k(\tau) + \tilde{t}_k(\tau), \quad (2)$$

$$\sigma_k(\tau) = \bar{\sigma}_k(\tau) + \tilde{\sigma}_k(\tau), \quad (3)$$

де величини  $\bar{t}_k(\tau)$  та  $\bar{\sigma}_k(\tau)$  відповідають миттєвим усередненим значенням низькочастотної зміни температур і термічних напружень в досліджуваній зоні деталі в умовах одиничного циклу навантаження вигляду  $k$ , а  $\tilde{t}_k(\tau)$  і  $\tilde{\sigma}_k(\tau)$  – миттєвим відхиленням температур і напружень від середнього значення.

За відсутності відомостей щодо моделі експлуатації  $\Xi$  двигуна певного призначення частковим вирішенням поставленої задачі може бути підхід урахування найбільш важкого експлуатаційного

режиму  $\Xi = \{\zeta_1, \zeta_2, \dots, \zeta_N\}$ ;  $\zeta_k$ , ( $k = [1, N_p]$ ) – одиничний цикл навантаження двигуна;  $N_p$  – загальна кількість циклів навантаження двигуна протягом заданого ресурсу  $P$ ;  $t$  – поточний температурний стан деталі в досліджуваній зоні;  $\sigma$  – поточне значення напруження;  $N_{sk}$  – кількість циклів до руйнування матеріалу наслідок дії повзучості в умовах  $k$ -го циклу навантажень;  $N_{fk}$  – кількість циклів до руйнування матеріалу в наслідок дії втоми в умовах  $k$ -го циклу навантажень.

режиму  $\xi_1^{base}$ , запропонований нами в [9]. Тоді вираз (1) може бути використано в наступному спрощеному вигляді:

$$d_1(\xi_1^{base}, \Pi) = \Phi_{sf}(\xi_1^{base}, t(\tau), \sigma(\tau)) = 1 - \sum_{k=1}^{N_{п1}} \frac{1}{N_{sk}} - \sum_{k=1}^{N_{п1}} \frac{1}{N_{fk}} \geq d_1^{пот}(\xi_1^{base}, \Pi), \quad (4)$$

де  $\Pi$  – час напрацювання двигуна в найбільш важких умовах експлуатації  $\xi_1^{base}$ .

При цьому використання моделі  $\xi_1^{base}$  можливо для визначення критерію  $d_1$  для нової конструкції в порівнянні з відомостями щодо конструкції прототипу, що надійно працює в експлуатації,  $d_1^{пот}(\xi_1^{base}, \Pi) \gg 0$ .

Для пояснення сутності методики оцінки параметричної надійності конструкції розглянемо деформування поршня в зоні юбки. В умовах нормальної експлуатації для нового двигуна профіль бічної поверхні поршня проектується виходячи з умови забезпечення установочого зазору між поршнем і гільзою циліндра  $\Delta R_{уст}(h_i, \theta_i)$ . Ця величина фактично визначає дійсний початковий профіль

юбки  $R_{ю}(h_i, \theta_i)$  та гільзи циліндра  $R_r(h_i, \theta_i)$  з урахуванням висоти  $h_i$  та кутової координати  $\theta_i$  локальної точки зовнішньої поверхні поршня,

$$\Delta R_{\text{уст}}(h_i, \theta_i) = R_r(h_i, \theta_i) - R_{ю}(h_i, \theta_i). \quad (5)$$

Методики визначення профілю юбки є відомими, наприклад [10]. Надалі в процесі зношення поверхонь пари тертя реальний зазор збільшується до допустимого значення  $[\Delta R_{\text{уст}}]$ . А критерій параметричної надійності від зношення пари тертя можна представити виразом:

$$d_2(\Xi, P) = [\Delta R_{\text{уст}}(P)] - \Delta R_{\text{уст}}(h_i, \theta_i, P) \geq 0, \\ \Delta R_{\text{уст}}(h_i, \theta_i, \tau) > 0, \tau \leq P. \quad (6)$$

Критерій (6) використовують на основі розрахункових методик зносу поверхонь поршня і гільзи [11-13]. Аналогічно до (4) кількість режимів експлуатації моделі  $\Xi = \{\zeta_1, \zeta_2, \dots, \zeta_N\}$ , що враховується в (6), може бути скороченою.

Важливо, що при зростанні рівня форсування двигуна поблизу отворів під поршневий палець за деякими координатами  $h_i, \theta_i$  величина зазору  $\Delta R_{\text{уст}}(h_i, \theta_i)$  може не зростати, а зменшуватися до виникнення натиру, взаємного проникнення матеріалів поршня і циліндру та появи задиру, тобто можливим стає випадок

$$\Delta R_{\text{уст}}(h_i, \theta_i, \tau) < 0, \tau \ll P. \quad (7)$$

Такий стан конструкції нами пояснений деформуванням матеріалу в наслідок повзучості відповідно до рис. 2 б. Тут при навантаженні поршня спочатку має місце пружне деформування матеріалу за законом Гука (лінія 1-2), але при перевищенні порога повзучості за параметрами температури і напруження вже на частковому режимі (точка 2) має місце зміна форми конструкції внаслідок деформації повзучості (лінії 2-3 та 3-4). Внаслідок малості величини установчого зазору  $\Delta R_{\text{уст}}$  досягнення критичного стану (7) виникає за малий час  $\tau$ . Тому до умови забезпечення параметричної надійності (6) необхідно додати умову параметричної надійності не перевищення межі повзучості матеріалу:

$$d_3(\zeta_1^{\text{base}}) = \begin{cases} 1, & \Phi_s(t, \sigma) \geq 1 \\ 0, & \Phi_s(t, \sigma) < 1 \end{cases} \quad (8)$$

де  $\Phi_s$  – функція приведення порогу повзучості матеріалу деталі до критерію  $d_3$ ;  $t, \sigma$  – відповідно максимальні значення температур і напружень одного циклу навантаження двигуна  $t_k(\tau), \sigma_k(\tau)$  найбільш важкого експлуатаційного режиму експлуатації  $\zeta_1^{\text{base}}$ .

Слід звернути увагу, що за підходом (8), який не враховує фактор часу напрацювання двигуна  $\tau$ , пропонується апріорі приймати, що конструкція є працездатною або ні.

Таким чином, в цілому забезпечення надійності роботи теплонапружених зон поршня можна

оцінити на основі трьох критеріїв. Для визначення фізичної надійності конструкції слід обрати критерій у вигляді (1) або його аналог (4), а критерій параметричної надійності від зношення пар тертя (6) слід доповнити критерієм параметричної надійності параметричної не перевищення межі повзучості матеріалу (8). Щодо перевірки параметричної надійності конструкції спочатку слід рекомендувати перевірку її якості за критерієм (8).

Звертаючись до загальної схеми інтегрованого програмного комплексу з аналізу фізичної та параметричної надійності деталей циліндро-поршневої групи ДВЗ, поданої на рис. 7, видно, що усі означені критерії (1), (4), (6), (8) визначаються за результатами аналізу нестационарної теплопровідності та напружено-деформованого стану конструкції. При цьому для його функціонування з метою пошуку раціональних конструктивних рішень, окрім безпосередньо розробки моделей надійності конструкції, необхідно мати відомості щодо властивостей матеріалів та моделей експлуатації двигунів.

Слід також звернути увагу, що при використанні певних моделей експлуатації двигуна передбачається надійна експлуатація усіх його систем, що не підвищує температурний стан досліджуваної деталі.

#### Висновки

Розроблено концептуальний підхід до забезпечення надійності поршнів форсованих дизелів протягом заданого терміну експлуатації, що забезпечує дотримання концепції гарантованого забезпечення працездатності деталей на стадії їх проектування та забезпечення роботи деталей на межі міцності їх матеріалів. В основу підходу покладено застосування критерію фізичної надійності конструкцій та двох критеріїв їх параметричної надійності – від зношення пар тертя та не перевищення межі повзучості матеріалу.

Для аналізу та обґрунтування раціональних конструктивних рішень теплонапружених елементів ДВЗ запропоновано відповідну схему інтегрованого програмного комплексу та наступні вимоги щодо його застосування:

1. Вибір раціональних конструктивних рішень щодо забезпечення фізичної надійності особливо термонавантаженої зони деталі повинен передбачати досягнення значення фактора надійності  $d(P) > 0$ , тобто переведення конструкції з неприпустимого стану зони IV до стану інтенсивного накопичення пошкоджень зони III (див. рис. 1).

2. Вибір раціональних конструктивних рішень щодо забезпечення параметричної надійності особливо термонавантаженої зони деталі повинен передбачати досягнення значення фактора надійності



$d(P) = 1$ , тобто переведення конструкції зі стану інтенсивного або екстенсивного накопичення пошкоджень зон III або II до стану відсутності накопичення пошкоджень зони I.

Такий підхід унеможливує виходи з ладу поршнів та інших деталей камери згоряння протягом заявленого ресурсу через унеможливлення не прогнозованої поведінки деталей циліндро-поршневої групи двигунів як складної технічної системи.

Для ефективного застосування програмного комплексу подальший напрям робіт передбачає розширення відомостей щодо властивостей матеріалів циліндро-поршневої групи.

### Список літератури:

1. *Damage analysis of details of ICE, DFCDIESEL available at. [Електронний ресурс]. – Режим доступу <http://www.dfcdiesel.com/warranty-info/failure-analysis>* 2. *Piston damage –recognizing and rectifying. MS Motorservice International GmbH –50 003 973-02 –EN –07/15 (012020), 92p.* 3. Белогуб А. В. *Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства/ А.В. Белогуб // Восточноевропейский журнал передовых технологий. – 2010. – №3, – С. 27-40.* 4. Ткачук Н. А. *Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения / Н. А. Ткачук, С. Т. Бруль, А. Н. Малакей, Г. Д. Гриценко, Е. А. Орлов // Механика та машинобудування. – 2005. – № 1. – С. 184–194.* 5. Пильов В.О. *Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалості міцності / В. О. Пильов. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332 с.* 6. Пильов В. О., Прокопенко М. В., Шеховцов А. Ф. *Комп'ютерна програма «РЕСУРС», патент України №5915, 2002 р.* 7. Пылев В. А. *Повышение надежности поршня форсированного быстроходного дизеля / В. А. Пылев, А. В. Белогуб, О. Ю. Линьков, В. В. Пылев, С. В. Лыков, П. С. Баглай, А. А. Терно // Двигатели внутреннего сгорания. –2016. – №2. – С. 55–58.* 8. *Estimation of Strength of the Combustion Chamber of the ICE Piston with a TBC Layer / Andriy Marchenko, Vyacheslav Pylyov, Oleh Linkov // Conference on Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – Synergetic Engineering ICTM 2020: Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020. – pp. 415-426.* 9. Pylyov V. O. *The Influence of Load Modes on the Resource Reliability of Engine Parts of Agricultural Machinery / V. O. Pylyov, O. Linkov, D. Samoilenko, S. O. Kravchenko, V. V. Pylyov, I. Mordivintseva, S. Lykov / Proceedings of 24th International Scientific Conference Transport Means. September 30 – October 02, 2020 Online Conference. – Kaunas, Lithuania. Part 1. P. 107–113.* 10. Доценко В. Н. *Методика проектирования профиля поршня ДВС / В. Н. Доценко, А. В. Белогуб, И. Н. Москаленко // Вестник двигателестроения. – 2015. – № 1. – С. 74-80. – Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/vidv\\_2015\\_1\\_17](http://nbuv.gov.ua/UJRN/vidv_2015_1_17)* 11. Zheng Ma A *Model for Wear and Friction in Cylinder Liners and Piston Rings / Zheng Ma, Naeim A. Henein, Walter Bryzik. Tribology Transactions. – 2007. – 49(3). – P. 315-327. DOI:*

*10.1080/05698190600678630* 12. Goritskiy, Y. *A numerical model of mechanical interaction between rough surfaces of tribosystem of the high forced diesel engine / Y. Goritskiy, K. V. Gavrilov, Y. V. Rozhdestvenskii, A. A. Doikin // Procedia Engineering 129. – 2015. — P. 518 – 525.* 13. Zabala B. *Friction and wear of a piston ring/cylinder liner at the top dead centre: Experimental study and modelling / B. Zabala, A. Igartua, X. Fernández, C. Priestner, H. Ofner, O. Knaus, M. Abramczuk, P. Tribotte, F. Girot, E. Roman, R. Nevshupa // Tribology International. – 2017. – Volume 106. – P. 23-33. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.10.005>.*

### Bibliography ( transliterated):

1. *Damage analysis of details of ICE, DFCDIESEL available at. [Electronic resource]. – Access mode <http://www.dfcdiesel.com/warranty-info/failure-analysis>* 2. *Piston damage –recognizing and rectifying. MS Motorservice International GmbH –50 003 973-02 –EN –07/15 (012020), 92p.* 3. Belogub, A.V. (2010), *Support of the life cycle of thin-walled pistons of internal combustion engines based on the technology of integrated design and production [Podderzhka zhiznennogo tsikla tonkostennykh porshney DVS na osnove tehnologii integrirovannogo proektirovaniya i proizvodstva]* Eastern European Journal of Advanced Technologies, No. 3, pp. 27-40. 4. Tkachuk, N.A., Brul, S.T., Malakey, A.N., Gritsenko, G.D., Orlov, E.A. (2005), *The structure of specialized integrated systems for automated analysis and synthesis of elements of vehicles for special purposes [Struktura spetsializirovannykh integrirovannykh sistem avtomatizirovannogo analiza i sinteza elementov transportnykh sredstv spetsialnogo naznacheniya]* Mechanics and machine-building, No. 1, pp. 184–194. 5. Pylov, V.O. (2001) *Automated design of pistons of high-speed diesels with the set level of duration of durability: the monograph [Avtomatyzovane proektuvannya porshniv shvydkokhidnykh dyzeliv iz zadanyim rivnem trivalosti mitsnosti: monografiya]* Kharkiv: NTU "KhPI" Publishing Center. 2001, 332p. 6. Pylov, V.O., Prokopenko, M.V., Shekhovtsov, A.F. (2002) *Computer program "RESURS", patent of Ukraine No. 5915.* 7. Pylev, V.A., Belogub, A.V., Linkov, O.Yu., Pylev, V.V., Lykov, S.V., Baglai, P.S., Terno, A.A. (2016), *The high-power speed diesel engine piston reliability increasing [Povyshenie nadezhnosti porshnya forsirovannogo bystrohodnogo dizelya]* Internal combustion engines, No. 2, pp. 55–58. 8. Marchenko, Andriy, Pylyov, Vyacheslav, Linkov, Oleh (2020), *Estimation of Strength of the Combustion Chamber of the ICE Piston with a TBC Layer. Conference on Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – Synergetic Engineering ICTM 2020: Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering, pp. 415-426.* 9. Pylyov, V.O., Linkov, O., Samoilenko, D., Kravchenko, S.O., Pylyov, V.V., Mordivintseva, I., Lykov, S. (2020), *The Influence of Load Modes on the Resource Reliability of Engine Parts of Agricultural Machinery. Proceedings of 24th International Scientific Conference Transport Means. September 30 – October 02, Online Conference. Kaunas, Lithuania. Part 1, pp. 107–113.* 10. Dotsenko, V.N., Belogub, A.V., Moskalenko I.N. (2015), *Methodology for designing the profile of the piston of the internal combustion engine [Metodika proektirovaniya profilya porshnya DVS]* Vestnik dvigatelestroeniya. No. 1, pp. 74-80. 11. Zheng Ma, Naeim A. Henein, Walter Bryzik (2007), *A Model for Wear and Friction in Cylinder Liners and Piston Rings. Tribology Transactions, 49(3), pp. 315-327.* 12. Goritskiy, Y., Gavrilov, K. V., Rozhdestvenskii, Y. V., Doikin, A. A. (2015), *A numerical model of mechanical interaction between rough surfaces of tribosystem of the high forced diesel engine. Procedia Engineering 129, pp. 518 – 525.* 13. Zabala, B., Igartua, A., Fernández, X., Priestner, C., Ofner, H., Knaus, O., Abramczuk, M., Tribotte, P., Girot, F., Roman, E., Nevshupa, R. (2017), *Friction and wear of a piston ring/cylinder liner at the top dead centre: Experimental study and modelling. Tribology International, Volume 106, pp. 23-33.*

**Марченко Андрій Петрович** – доктор техн. наук, професор, проректор з наукової роботи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua.

**Ліньков Олег Юрійович** – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: linkov@ukr.net, orcid.org/0000-0002-2780-2412.

**Пильов Вячеслав Владимирович** – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: vv2pylyov@gmail.com.

**Ликов Сергій Валентинович** – аспірант кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: sergsowar@gmail.com.

**Аріан Расул** – канд. техн. наук, науковий співробітник кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: rasoul.aryan6970@gmail.com.

**Пильов Володимир Олександрович** – доктор техн. наук, професор, професор кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна, e-mail: v.pylyov@gmail.com.

### CONCEPTUAL ISSUES ON ENSURING THE RELIABILITY OF A FORCED DIESEL ENGINES PISTONS DURING A GIVEN RESOURCE

*A.P. Marchenko, O.U. Linkov, V.V. Pylyov, S.V. Lykov, R. Aryan, V.O. Pylyov*

The design of modern power plants involves conducting calculation studies on the compliance of the structure with the established parameters of reliability and resource provision. However, there are cases when the structure, which according to the calculations is operational, fails in operation even before approaching the limit of its resource, and sometimes even at the beginning of operation. Such cases occur due to the fact that the materials used in the construction work at the limit of their strength, and sometimes crossing it, because in recent years there has been a constant increase in the capacity of power plants while maintaining the requirements for their resource. Thus, it becomes necessary to supplement the models to take into account a complex of factors affecting the physical and parametric reliability of the structure. The paper analyzes publications and sets a task for research, analyzes the main problems of loss of physical and parametric reliability of the piston, as one of the most thermally loaded structural elements, analyzes the thermally stressed state of characteristic critical zones of the piston, shows ways to ensure the reliability of pistons through adjusting the temperature state of structures. Based on the results of the analysis, the model for predicting the reliability of heat-stressed zones of parts of the cylinder-piston group was improved, the corresponding scheme of the integrated software complex was proposed, and the requirements for its application were formulated. The basis of the approach is the application of the criterion of physical reliability of structures and two criteria of their parametric reliability - from wear of friction pairs and not exceeding the creep limit of the material. This work makes it possible to obtain a design that is guaranteed to satisfy the requirements for physical and parametric reliability. The need for further work in the direction of expanding information about the properties of materials used in structures is also shown.

**Key words:** internal combustion engine; power increase; reliability parameters; modeling; piston; tension; deformations; creep; material properties.

УДК 62-712.8

DOI: 10.20998/0419-8719.2022.1.02

*О.В. Триньов, Д.Г. Сівих*

### РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПІДШИПНИКОВОГО ВУЗЛА ТУРБОКОМПРЕСОРА АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

*Для підвищення надійності малорозмірних турбокомпресорів, зокрема підшипникового вузла, запропоновано використання в автоматичному режимі локального охолодження підшипника стисненим повітрям. Розглядається конструкція турбокомпресора з центральним корпусом, в якому розміщується підшипник і до якого підводиться під надлишковим тиском моторне масло з системи змащення двигуна. Така конструкція є найбільш розповсюдженою серед турбокомпресорів автотракторних двигунів. Критичним для підшипника можуть стати форсовані режими двигуна, що супроводжуються закиданнями температури відпрацьованих газів, наприклад, внаслідок некерованого збільшення циклової подачі, різкого зростання навантаження. Такі режими призводять до зростання температурних деформацій турбінного колеса, ротора, знижують надійність турбокомпресора. Відведення теплоти від ротора через підшипниковий вузол в систему змащення виявляється недостатнім, необхідне додаткове короточасне локальне охолодження. В проведеному дослідженні змодельовані теплообмінні процеси в підшипниковому вузлі малорозмірного турбокомпресора з використанням розробленої математичної моделі на основі методу скінчених елементів. Для уточнення моделі, а саме граничних умов задачі теплопровідності, було проведено серію безмоторних експериментів з локально охолоджуваним підшипником. В ході безмоторних експериментів було відпрацьовано алгоритм роботи сис-*