

В. П. Савчук, Д. О. Зінченко, А. К. Дзигар, А. І. Сатулов

Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ МОДЕРНІЗОВАНИХ ПОРШНІВ МАЛООБЕРТОВИХ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ WARTSILA RT-FLEX96C ТА RTA96C

Анотація. Сучасні темпи розвитку суднового двигунобудування диктують необхідність створення універсальних методів дослідження теплового і напруженого стану основних деталей двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), які дозволяють скоротити час їх проектування і дефектації. Складність конструкції поршня помітно зростає з необхідністю збільшення потужності енергетичного обладнання. Проектування поршня в тривимірній задачі з повною оцінкою фактичної конфігурації напружено-деформованого стану (НДС) на даний час є складною проблемою. Великі можливості для таких розрахунків має метод скінченних елементів (МСЕ). Стаття присвячена аналізу напружено-деформованого стану поршня в його матеріалах під впливом експлуатаційних навантажень з використанням сучасних CAD/CAE комплексів. Встановлено, що максимальні сумарні напруження за критерієм фон Мізеса становлять 178,7 МПа для двигуна RT-flex і 198,6 МПа для двигуна RTA, які спостерігаються в зоні контакту опорної поверхні днища поршня зі спідницею. В цілому діаграма розподілу напружень на іншій частині поршня показує рівномірний розподіл напружень на днищі поршня (в середньому 90...120 МПа) і на його бічній поверхні (10...15 МПа). Максимальні значення зміщення становлять 0,55 мм для двигуна RT-flex та 0,357 мм для двигуна RTA. Результати аналізу ізоповрхонь діаграми переміщень вказують на локалізацію максимальних переміщень у центральній частині поршневої головки.

Ключові слова: modeling, piston, stress-strained state, load, piston crown, piston rings

Вступ

Постановка проблеми. Сучасні тенденції розвитку конструювання та технологій виробництва суднових двигунів внутрішнього згоряння направлено на підвищення економічних показників при заданому рівні надійності вузлів та механізмів. Поршні сприймають динамічні механічні та теплові навантаження. Днище поршня формує геометрію камери згоряння, яка впливає як на сумішоутворення в ній так і на температурний режим роботи головки поршня в цілому. Охолодження головок поршнів здійснюється шляхом подачі циркуляційного масла в утворену внутрішню порожнину, геометрія яких зазнає змін внаслідок проведених модернізацій. Також враховують особливості роботи пакету поршневих кілець та забезпечують їх температурний режим навантаження, зокрема шляхом розміщення канавок під поршневі кільця в максимально віддаленому від днища поршня положенні. Ще однією граничною умовою при конструюванні поршнів є їх маса, що впливає на сили інерції, що діють в деталях та підшипниках кривошипно-шатунного механізму, їх розміри та в підсумку енергоефективність. Інший напрямок модифікації конструкції поршнів пов'язано із поліпшенням трибологічних властивостей системи «циліндрова втулка – поршневе кільце – поршень».

Постійний пошук оптимальної геометричної форми поршня диктує необхідність використання комп'ютерних методів дослідження напружень різного походження основних деталей ДВЗ, що дозволяють скоротити терміни їх проектування [1, 2]. Складність конструкції поршня помітно зростає з необхідністю збільшення потужності енергоустаткування. Конструкція поршня в тривимірній задачі, з повною оцінкою фактичної конфігурації напружено-деформованого стану (НДС), в даний час є складною проблемою.

Для проведення таких розрахунків великі перспективи має метод скінченних елементів (МСЕ) [3-6].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вивченню та аналізу НДС елементів ДВЗ присвячено безліч публікацій, у яких в основному висвітлюють такі питання: аналіз напруженого стану випускних клапанів швидкохідного дизеля при прикладанні механічного навантаження [7]; оцінка напружено-деформованого стану головки циліндрів потужних дизельних двигунів із використанням мультифізичної технології ANSYS [8]; структурний і термічний аналіз лопаток газової турбіни з використанням МСЕ [9]; дослідження втрат на тертя в спідниці поршня і його динамічний аналіз на основі МСЕ [10-11]; моделювання динаміки поршневих кілець [12] і т.д.

Формулювання мети статті. Ціллю роботи є проведення аналізу напружено-деформованого стану поршня в його матеріалах під впливом експлуатаційних навантажень за допомогою сучасних CAD/CAE комплексів. Для досягнення поставленої цілі необхідно розв'язати наступні задачі: аналіз конструктивних особливостей та впливу умов експлуатації циліндро-поршневої групи малооберткових двигунів (МОД) на показники механічних напружень; розробка твердотільної моделі поршня МОД; моделювання складного напружено-деформованого стану поршня в режимі роботи дизеля з прогнозуванням теннапружено-деформованого стану поршня дизеля і його ресурсної міцності; визначення впливу модернізації конструктивних елементів циліндро-поршневої групи малооберткових двигунів виробництва Wartsila на характер розподілу механічних напружень в структурі матеріалу головки поршня.

Виклад основного матеріалу

Останні розробки в технології виробництва поршневих кілець виробниками МОД застосовано

також в двигунах серії RT-flex та RTA. Сьогодні в якості стандарту застосовується модернізований варіант конструкції поршня та поршневих кілець, що має назву TriboPack (рис. 1).

Особливістю нової конструкції поршневих кілець є те, що верхнє кільце має хромокерамічне покриття (CC), а нижні кільця всі мають покриття для припрацювання (RC).

Головною перевагою хромо-керамічних поршневих кілець CC є їх менша швидкість зносу та циліндрової втулки.

Поршневі кільця типу RC забезпечують безпечне та швидке припрацювання та протидіють утворенню задирів. Усі кільця мають прямий замок і попередньо спрофілювані. Попереднє профілювання забезпечує швидку герметизацію, безпечне припрацювання та стабільну гідродинамічну масляну плівку.

У базовому варіанті зазвичай використовуються головки поршнів, що призначено для установки пакету поршневих кілець із кількістю 5 шт.

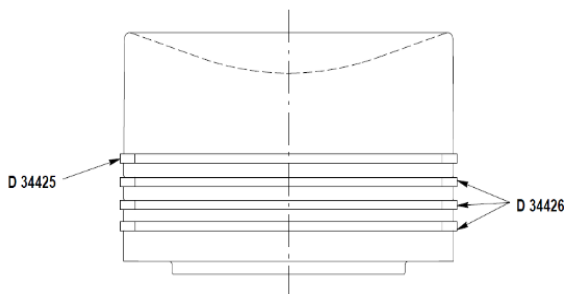


Рис. 1. Головка поршня для установки пакету поршневих кілець типу TriboPack: D34425 – верхнє хромо-керамічне поршневе кільце, D34426 – нижні поршневі кільця із покриттям для припрацювання (RC)

Для дослідження напружено-деформованого стану поршня двигунів RT-flex96C та RTA96C, з метою перевірки міцності модернізованої головки поршня, що необхідно внаслідок збільшення тиску на верхнє поршневе кільце пакету TriboPack, нами розроблено його спрощену твердотільну модель (рис. 2).



Рис. 2. Твердотільна модель головки поршня із пакетом поршневих кілець TriboPack

В якості матеріалу днища поршня використовується спеціальна термооброблена легована сталь із наступними фізико-механічними властивостями:

модуль пружності $E = 210$ ГПа; коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,28$; межа міцності на розрив $\sigma_B = 723,8$ МПа; межа текучості $\sigma_T = 620,4$ МПа.

Навантаження, що діють на головку поршня, вибираємо із діючого значення максимального тиску згоряння, що має значення для двигуна RTA $p_z = 16,8$ МПа, для двигуна RT-flex $p_z = 14,2$ МПа. Розподілення тиску за поршневими кільцями: $p_{1RTA} = 12,6$ МПа, $p_{2RTA} = 3,36$ МПа, $p_{3RTA} = 1,7$ МПа, $p_{4RTA} = 0,84$ МПа, $p_{1RT-flex} = 10,65$ МПа, $p_{2RT-flex} = 2,84$ МПа, $p_{3RT-flex} = 1,45$ МПа, $p_{4RT-flex} = 0,71$ МПа. Ці значення тисків діють на бічну поверхню поршня між поршневими кільцями та на самі поршневі кільця.

Результати дослідження приведено у вигляді епюра на рис. 3 – 6.

В результаті проведених досліджень було встановлено, що максимальні сумарні напруження за критерієм фон Мізеса становлять 178,7 МПа для двигуна RT-flex та 198,6 МПа для двигуна RTA, які спостерігаються в зоні контакту опорної поверхні днища поршня із юбкою (рис. 3). Загалом епюра розподілу напружень по іншій частині поршня демонструє рівномірне розподілення напружень по днищу поршня (в середньому 90...120 МПа) та по його бічній поверхні (10...15 МПа).

З метою детального визначення найбільш навантажених ділянок поршня було застосовано інструмент епюри «обмеження ISO». Це надає можливості виділити ділянки деталі в деяких межах напружень.

В даному випадку встановлено мінімальну межу напружень 40 МПа. Епюра із напруженнями, що перевищують вказане значення представлено на рис. 4.

Жорсткість головки можливо охарактеризувати за допомогою епюри переміщень, що представлено на рис. 5.

Встановлене в результаті розрахунків максимальне значення переміщень становить 0,55 мм для двигуна RT-flex та 0,357 мм для двигуна RTA. Результати аналізу ізоперехонь епюри переміщення вказує на локалізацію максимальних переміщень в центральній частині головки поршня. Інша частина головки поршня демонструє однорідність значень, які складають не більше, ніж 0,20 мм.

Розрахунок показників відносних деформацій матеріалів головки та спідниці поршня представлено також у вигляді епюри розподілу вказаного показника (рис. 6).

Картина розподілу відносних деформацій матеріалів добре узгоджується із епюрою розподілу сумарних напружень (рис. 4). Максимальне значення відносної деформації становить $77,67 \cdot 10^{-3}$, що також сконцентровано в місці контакту головки та штоку поршня. Даний ефект можливо описати як крайовий та той, що не впливає на міцність поршня в цілому.

Отримані результати параметрів напружено-деформованого стану вказують на високу механічну міцність прийнятих матеріалів поршня і поршневих кілець у запропонованому варіанті модернізації. Необхідно акцентувати увагу на той факт, що надана конструкція розвантажує ділянку канавок поршневих кілець головки поршня від напружень, що виникають внаслідок дії тиску газів.

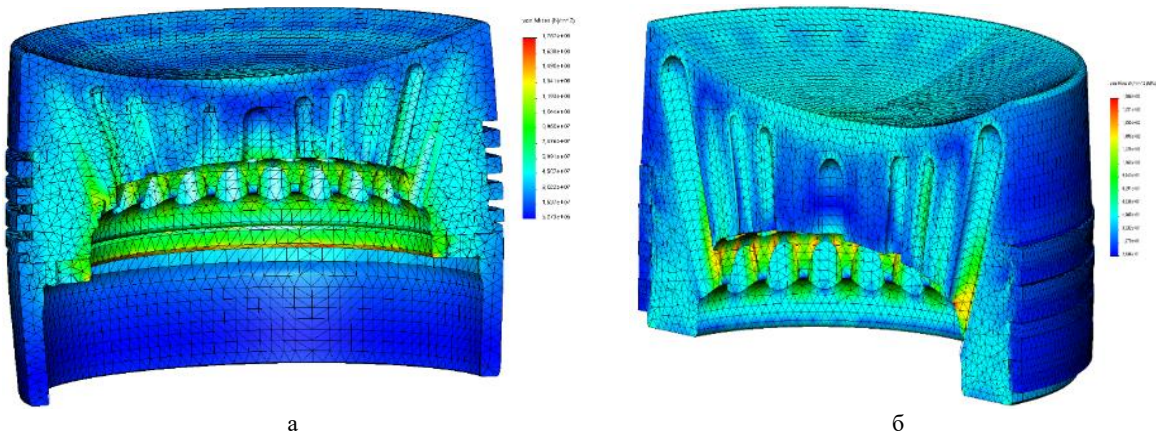


Рис. 3. Епюра розподілу напружень в головці поршня та поршневих кільцях двигуна RT-flex (а) та RTA (б)

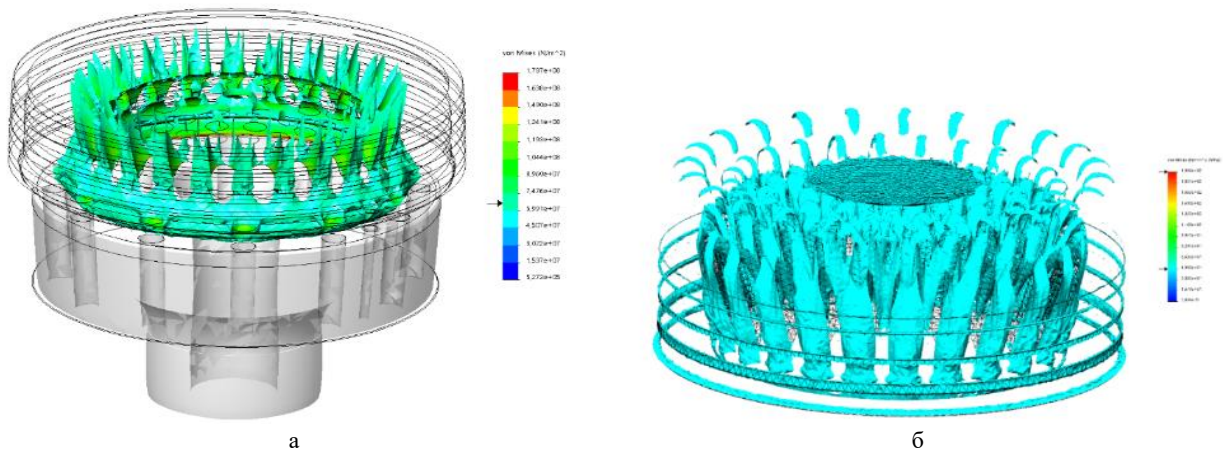


Рис. 4. Ізоповерхня епюри розподілу напружень в головці поршня та поршневих кільцях двигуна RT-flex (а) та RTA (б)

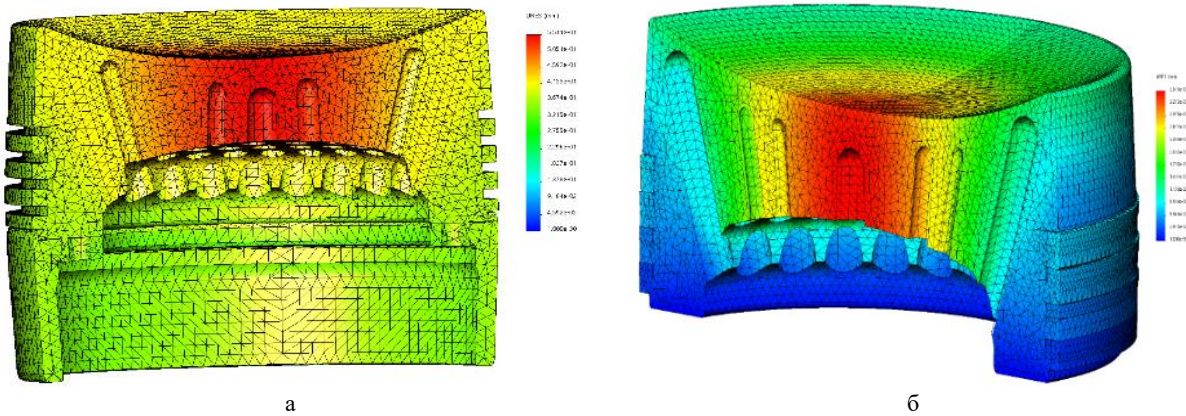


Рис. 5. Епюра розподілу переміщень в головці поршня та поршневих кільцях двигуна RT-flex (а) та RTA (б)

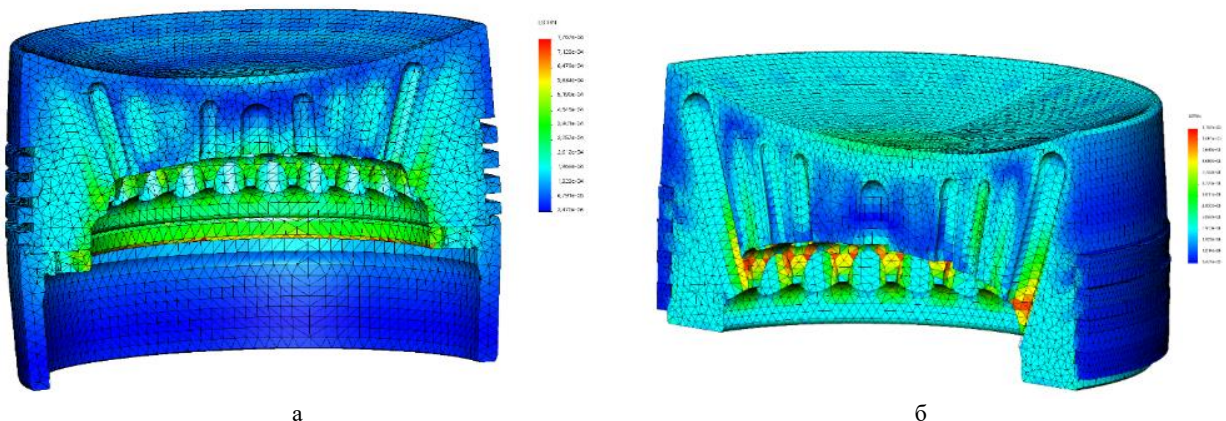


Рис. 6. Епюра розподілу відносної деформації в головці поршня та поршневих кільцях двигуна RT-flex (а) та RTA (б)

Висновки

Проведено аналізу напружено-деформованого стану поршня в його матеріалах під впливом експлуатаційних навантажень за допомогою сучасних CAD/CAE комплексів.

Проведене дослідження напружено-деформованого стану поршня дизельного двигуна Wartsila серії RT-flex96C та RTA96C при номінальному режимі навантаження вказує на наявність запасу міцності:

– максимальні сумарні напруження за критерієм фон Мізеса становлять 178,7 МПа для двигуна

RT-flex та 198,6 МПа для двигуна RTA, які спостерігаються в зоні контакту опорної поверхні днища поршня із юбкою;

– максимальні значення переміщень становить 0,55 мм для двигуна RT-flex та 0,357 мм для двигуна RTA.

Результати аналізу ізоповерхонь епюри переміщення вказує на локалізацію максимальних переміщень в центральній частині головки поршня.

Аналіз отриманих результатів вказує на достатню механічну міцність прийнятих матеріалів поршня і поршневих кілець.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Самарін, О.Є., Білоусов, Є.В., Савчук, В.П. (2018). Зменшення механічних втрат крейцкопфного двигуна. О.Є. Самарін, Є.В. Білоусов, В.П. Савчук (Ред.), *Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування* (с. 306–308). Херсонська державна морська академія. https://ksma.ks.ua/wp-content/uploads/2021/02/seutto_2018.pdf
2. Савчук, В. П., Білоусов, Є. В., Зінченко, Д. О., & Дзигар, А. К. (2019). Аналіз напружено-деформованого стану поршнів дизельних двигунів RT-FLEX 96C фірми Wartsila. У Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми» (с. 9–13). НУК імені адмірала Макарова. <http://rep.ksma.ks.ua/jspui/handle/123456789/2297>
3. Матвєєнко, В.В., Пилєв, В.А., Клименко, О.М., & Котуха, А.А. (2012). Оцінка ресурсної міцності поршня в САПР з урахуванням експлуатаційних режимів роботи двигуна. *Двигуни внутрішнього згорання*, 1, 120–123.
4. Ivashchenko, N. A., Nasyrov, R. A., & Timokhin, A. V. (1980). Evaluation of the thermal and stress-strain state of an internal combustion engine piston by the finite-element method. *Strength of Materials*, 12(2), 187–193. <https://doi.org/10.1007/BF00767712>
5. Савчук, В.П., Зінченко, Д.О., Самарін, О.Є., Дзигар, А.К., & Котов, А.І. (2021). Аналіз напружено-деформованого стану поршнів малообертового суднового двигуна WinGD RT-Flex50D. *Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник*, 42, 50–58. <https://doi.org/10.31653/smf42.2021.50-58>
6. Триньов, О. В., Коваленко, В. Т., Тихоненко, А. Т., Клименко, О. М., & Куртов, Д. А. (2010). Аналіз напруженого стану випускних клапанів швидкохідного дизеля при прикладанні механічного навантаження. *Двигуни внутрішнього згорання*, (2), 65–69.
7. Krishnakanth, P. V., & Narasa Raju, G. (2013). Structural and Thermal Analysis of Gas Turbine Blade by using FEM. *International Journal of Scientific Research Engineering and Technology*, 2(2), 60–65. DOI:10.22161/ijaers/3.12.43
8. He, Zh. (2018). Piston skirt friction loss and dynamic analyses based on FEM method. *Industrial Lubrication and Tribology*, 70(4), 656–672. <https://doi.org/10.1108/ILT-12-2016-0320>
9. He, Z. P., Xie, W. S., Zhang, G. C., Hong, Z. Y., & Zhang, J. H. (2014). Piston dynamic characteristics analyses based on FEM method part I: effected by piston skirt parameters. *Advances in Engineering Software*, 75, 68–85. <https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2014.05.003>.
10. Wannatong, K., Chanchaona, S., & Sanitjai, S. (2008). Simulation algorithm for piston ring dynamics. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 16(1), 127–146. <https://doi.org/10.1016/j.simpat.2007.11.004>.

Received (Надійшла) 16.02.2024

Accepted for publication (Прийнята до друку) 17.04.2024

Comparative analysis of the stress-strain state of modernized pistons of low-speed marine engines Wartsila RT-flex96C and RTA96C

Volodymyr Savchuk, Dmytro Zinchenko, Anatoliy Dzygar, Anatoliy Satulov

Abstract. The current tempo of ship engine development dictates the need to create universal methods for studying the thermal and stress state of the main parts of internal combustion engines (ICE), which can reduce the time of their design and defect. The complexity of the piston design increases markedly with the need to increase the capacity of power equipment. The design of the piston in the three-dimensional problem, with a complete estimate of the actual configuration of the stress-strained state (SSS), is currently a complex problem. The finite element method (FEM) has great possibilities for such calculations. This article is devoted to the analysis of the stress-strained state of the piston in its materials under the influence of operating loads using modern CAD/CAE complexes. It is established that the maximum total stresses according to the von Mises criterion are 178.7 MPa for the RT-flex engine and 198.6 MPa for the RTA engine, which are observed in the contact area of the bearing surface of the piston bottom with the skirt. In general, the diagram of stress distribution on the other part of the piston shows a uniform distribution of stresses on the bottom of the piston (on average 90... 120 MPa) and on its side surface (10... 15 MPa). The maximum displacement values are 0.55 mm for the RT-flex engine and 0.357 mm for the RTA engine. The results of the analysis of the displacement diagram's isosurfaces indicate the localization of the maximum displacements in the central part of the piston crown.

Keywords: modeling, piston, stress-strained state, load, piston crown, piston rings.