

О.В. Триньов, Р.Ю. Бугайцов

ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ЦИЛІНДРОВОЇ ГІЛЬЗИ СЕРЕДНЬООБЕРТОВОГО СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ

Проведене розрахункове дослідження базується на результатах тривалих експериментальних досліджень теплового стану циліндрової гільзи середньообертowego суднового дизеля 6ЧН26/34, які проводилися на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» у 80-х роках під керівництвом проф. Є.І. Третяка. Проблемою судових дизелів такої конструкції було значне переохолодження гільзи, що, в свою чергу, погіршувало умови змащення в спряженні гільза-поршень, внаслідок завищеної в'язкості моторного мастила. Оптимізація теплового стану передбачала досягнення певного температурного профілю по робочій поверхні гільзи, такого, при якому можна мінімізувати витрати на тертя, підтримуючи в'язкість мастила в певних межах. Проведені експериментальні дослідження підтвердили можливість практичного вирішення зазначеної проблеми.

З метою підвищення техніко-економічних показників суднового дизеля в даному розрахунковому дослідженні поставлені задачі розробки математичної моделі теплонапруженого стану циліндрової гільзи, її уточнення на основі зазначених експериментальних досліджень, розробки практичних рекомендацій щодо оптимізації температурного стану гільзи. Наведено аналіз публікацій за тематикою дослідження, зокрема робіт проф. Є.І. Третяка, детально аналізуються особливості задання граничних умов задачі теплопровідності для розрахункових варіантів. Зокрема, запропоновано обмежити охолодження гільзи лише локальним охолодженням її верхнього поясу. Для вирівнювання температур по висоті гільзи запропоновано також нанесення теплоізоляційного емалевого прошарку на нижній частині гільзи. Теплонапружений стан гільзи аналізується з використанням методу скінченних елементів.

Вступ

В основу даного дослідження, в якому вирішуються завдання оптимізації теплового стану гільзи циліндру середньообертowego дизеля, отримання раціонального профілю температури робочої поверхні гільзи по її висоті, були покладені розрахунково-експериментальні роботи, які проводилися на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» в 80-х роках під керівництвом проф. Є.І.Третяка.

Як показує практика експлуатації середньообертowych дизелів суднового та тепловозного типів, суттєвим резервом поліпшення показників економічності і надійності є узгодження процесів тертя в циліндро-поршневій групі з процесами тепловідведення від вказаних деталей.

Аналіз теплового стану гільзи зазначених типів дизелів свідчить про те, що в більшості випадків (конструкцій) нижній пояс робочої поверхні гільзи в зоні тертя поршня і поршневих кілець значно переохолоджується навіть на номінальних режимах. Низькі температури мастила в цій зоні негативно впливають на в'язкість мастила, збільшуючи витрати на тертя і погіршуючи ефективні показники дизеля. Крім того, переохолодження деталей ЦПГ в даному випадку супроводжується зростанням витрат теплоти в систему охолодження, що, в свою чергу, погіршує індикаторні показники. В той же час встановлено, що підтримання температури робочої поверхні гільзи в оптимальних температурних діапазонах, уникнення переохолодження, зменшення в'язкості мастила сприяє зниженню коефіцієнтів тертя в сполученні поршень (поршневі кільця, юбка поршня)-гільза, зменшує механічні

витрати, а також викиди теплоти в систему охолодження.

Зі зростанням вимог до техніко-економічних показників сучасних середньообертowych дизелів забезпечення оптимального теплового стану робочої поверхні гільзи по її висоті стає більш актуальним і вимагає додаткових розрахунково-експериментальних досліджень.

В проведеному дослідженні, метою якого є поліпшення показників середньообертowych дизелів, вирішувалися наступні задачі:

– аналіз впливу теплового стану гільзи на механічні витрати по двигуну, аналіз конструктивних засобів оптимізації теплового стану;

– розробка математичної моделі (ММ) теплонапруженого стану (ТНС) циліндрової гільзи середньообертowego суднового дизеля та її уточнення на основі результатів експериментальних досліджень;

– розрахунковий аналіз теплонапруженого стану циліндрової гільзи, визначення впливу окремих конструктивних факторів на тепловий стан гільзи;

– розробка практичних рекомендацій щодо оптимізації теплового стану гільзи з точки зору зменшення витрат на тертя і викидів теплоти в систему охолодження.

Об'єктом дослідження є теплонапружений стан циліндрової гільзи (втулки) середньообертowego дизеля 6ЧН26/34.

Аналіз публікацій

При вирішенні поставлених в дослідженні задач, зокрема уточненні ММ, в основному були ви-

користані результати, представлені в роботах [1,2,3].

Так в публікації [1] доводиться можливість поліпшення паливної економічності дизеля розмірності 6ЧН26/34, за рахунок забезпечення необхідних температурних умов в циліндрі для протікання робочого процесу, сумішоутворення, згоряння, тертя в спряженні поршень-гільза. Зазначається, що результати термометрії свідчать про переохолодження гільзи. Переохолодження погіршує якість теплових процесів, в першу чергу це стосується тертя в циліндро-поршневій групі. Так температура робочої поверхні гільзи на 80 - 90% довжини ділянки тертя, а також температура юбки поршня нижче 110°C, навіть при роботі на номінальному режимі ($N_{\text{ен}}=147\text{кВт}$; $n=750\text{хв}^{-1}$; $p_e=1,33\text{МПа}$) [1]. Проведений авторами [1] аналіз коефіцієнтів тертя в поршневій групі ДВЗ в діапазоні швидкостей ковзання і тисків, характерних для суднових дизелів, зокрема 6ЧН26/34, показав: мінімальні значення коефіцієнтів тертя досягаються при значно більш високих температурах робочої поверхні гільзи. При цьому для досягнення максимального ефекту від оптимізації температурних умов тертя в поршневій групі необхідно не лише регулювання певного рівня температури гільзи (середньої температури), але й забезпечити раціональний профіль температур впродовж поверхні тертя. Цей висновок, зроблений в роботі [1], безпосередньо витікає з розгляду залежності між коефіцієнтами тертя, швидкістю ковзання, тиском і температурою в зоні тертя. При цьому швидкість ковзання і тиск в зоні тертя є незалежними параметрами, які у будь-якому випадку визначаються конструкцією конкретного двигуна та режимом його роботи, і змінюються за ходом поршня. Таким чином впливати на коефіцієнт тертя з метою його зменшення можливо лише шляхом забезпечення раціонального профілю температур, узгоджуючи швидкість ковзання і тиск в парі тертя.

В роботі [1] вказано на можливі шляхи, конструктивні заходи, які впливають на процеси тепловідведення від деталей циліндро-поршневої групи, забезпечують регулювання температур в широких межах. Серед таких заходів, як найбільш відомих і таких, що знаходять практичне застосування, вказано на тепловий захист керамічними матеріалами, локальне охолодження, перерозподіл теплових потоків, який передбачав охолодження лише верхньої частини гільзи.

Варіант з охолодженням верхньої частини гільзи в роботі [1] було реалізовано на практиці та досліджено в ході моторного експерименту.

Температурний стан гільзи оцінювався для серійного та дослідного варіантів за допомогою 11

термопар, розміщених впродовж робочої поверхні гільзи, встановленій на одноциліндровому відсіку 1ЧН26/34. Загальний вигляд препарованої гільзи представлено на рис.1, а результати термометрії – на рис.2. Зазначимо, що саме результати цього експерименту були використані в подальшому для уточнення скінченноелементної математичної моделі теплонапруженого стану як серійної, так і дослідних варіантів гільзи.



Рис. 1. Загальний вигляд препарованої для термометрії гільзи

Як показали результати термометрії дослідного варіанта, навіть відмова від охолодження нижнього поясу гільзи не привела до суттєвого зростання температур у її верхній частині.

Так на режимі номінальної потужності ($N_{\text{ен}}=147\text{кВт}$) зростання температури поверхні гільзи в зоні першого компресійного кільця при положенні поршня в ВМТ складає лише 5-7°C, температура гільзи зростає в основному в нижній неохолоджуваній частині в середньому на 20°C [1].

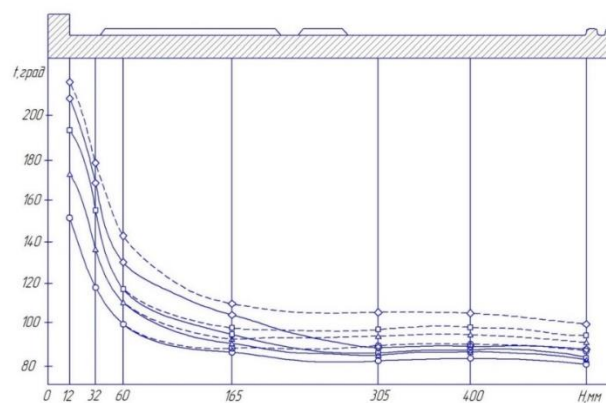


Рис. 2. Зміна температур по висоті гільзи циліндра в залежності від навантаження дизеля (\diamond -147,2 кВт; \square -110,4 кВт; Δ -73,6 кВт; \circ -36,8 кВт):
— - серійний варіант; - - - - дослідний варіант

Так як витрати теплоти в систему охолодження по нижньому поясу гільзи незначні (2-3%), їх зменшення не може суттєво вплинути в цілому на складові теплового балансу.

Проведене експериментальне дослідження [1] підтвердило доцільність теплоізоляції зовнішньої поверхні гільзи у будь-якому випадку. В той же час доведено, що лише цей захід недостатній для оптимізації теплового стану переохолодженої гільзи [1].

Як подальший розвиток дослідження з оптимізації теплового стану гільзи можна розглядати розрахунково-експериментальні результати, представлені в публікації [2]. На основі проведеного аналізу визначений температурний діапазон для робочої поверхні гільзи в межах 160-180°C, при якому досягаються мінімальні коефіцієнти тертя в циліндро-поршневій групі. Як основний засіб доведення температур гільзи до оптимальних значень пропонується зменшення охолоджуваної поверхні по верхньому поясу. Важливим, як і для будь-якої оптимізації, є вибір критерію оптимізації визначення обмежень з урахуванням умов роботи спряжень циліндро-поршневої групи, як з точки зору економічності, так і надійності. Автори [2] пропонують в якості такого обмеження температуру гільзи в зоні першого компресійного кільця при положенні поршня в ВМТ на рівні 160 °C [2].

В роботі [3] аналізується механізм впливу теплового стану гільзи на паливну економічність, відзначається, що є більш визначальними при цьому – температурні умови тертя або ж теплові витрати в систему охолодження.

В моторному експерименті [3] для визначення впливу теплового стану гільзи на процеси тертя в ЦПГ та показники робочого процесу були проведені комплексні вимірювання, які включали індикування, теплобалансні вимірювання, визначення витрати палива, визначення параметрів газотурбінного наддуву.

Як слідує з отриманих результатів, перехід від серійної гільзи до дослідного зразка з частковим охолодженням гільзи лише по верхньому поясу дає зростання механічного ККД на 0,5-1,1%, спостерігається незначне (на 0,2-0,6%) зростання індикаторного ККД за рахунок зменшення тепловідведення. В результаті зростання η_i і η_c досягається зниження питомої витрати палива на 1,8-4,2 г/(кВт·год).

Проведений попередній аналіз публікацій показав доцільність і перспективність досліджень впливу температурного стану гільзи, профілю температур робочої поверхні гільзи на процеси тертя в циліндро-поршневій групі.

Результати математичного моделювання

Основою для розробки, уточнення ММ тепло-

напруженого стану циліндрової гільзи, як зазначалося, є результати тривалих розрахунково-експериментальних досліджень, які проводилися на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» при доведенні конструкції суднового дизеля 6ЧН26/34 [1,2,3]. Розрахункова скінченноелементна модель дозволяє враховувати теплофізичні властивості основних матеріалів та покриття, складну геометрію, наявність охолодження та інші фактори. В дослідженні розглядаються усталені режими з перспективним рівнем форсування. Для всіх розрахункових варіантів використовується двовимірний вісесиметричний модель.

Рішення задачі термонапруженості здійснюється з використанням програмного комплексу KROK, розробленого в ІПМаш НАН України. Пакет KROK після декількох модифікацій успішно застосовується поряд з іншими відомими програмними розробками, зокрема ANSYS, для вирішення інженерних задач в енергомашинобудуванні.

В розрахунковій частині дослідження розглядалися наступні варіанти:

- серійна циліндрова гільза дизеля 6ЧН26/34 з рідинним охолодженням нижнього і верхнього (з оребренням) поясів (варіант А);
- циліндрова гільза в серійному виконанні, але за відсутності рідинного охолодження нижнього поясу (варіант Б);
- циліндрова гільза з теплозахисним покриттям нижнього поясу, з рідинним охолодженням нижнього та верхнього поясів (варіант В);
- циліндрова гільза з теплозахисним покриттям нижнього поясу та при відсутності рідинного охолодження як нижнього, так і верхнього поясів (варіант Г).

Для всіх чотирьох розрахункових варіантів моделюється режим номінального навантаження одноциліндрового відсіку суднового дизеля 1ЧН26/34 (циліндрова потужність $N_{\text{цп}}=147\text{кВт}$ при $n=750\text{хв}^{-1}$), на якому проводилася термометрія гільзи в 7-ми контрольних точках на робочій поверхні гільзи. Цей моторний експеримент вже згадувався з посиланням на відповідні джерела [1,2,3].

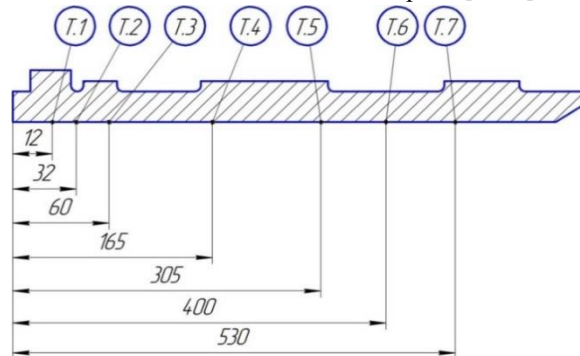


Рис. 3. Схема розміщення поверхневих термопар

На рис.3 представлено поперечний перетин гільзи, показано місця встановлення поверхневих термопар на дзеркалі гільзи.

В табл.1 приведені значення температур, отримані в зазначених контрольних точках в ході моторних експериментів для серійної гільзи (варіант А в наших розрахунках) та дослідної (варіант Б).

Експериментальні температурні поля були використані для уточнення граничних умов (ГУ) задачі теплопровідності при моделюванні теплового стану гільзи для відповідних варіантів.

Таблиця 1. Результати термометрії циліндрової гільзи суднового ДВЗ ($N_{сн}=147кВт$ при $n=750хв^{-1}$) [1,2]

Варіант	Значення температур в контрольних точках, °С						
	1	2	3	4	5	6	7
Серійний (А)	225	188	145	112	105	103	88
Дослідний (Б)	225	190	152	118	135	120	104

Температурний стан серійної гільзи близький до переохолодження [1,2]. Аналіз ТНС таких деталей в літературних джерелах зустрічається дуже рідко, в більшості випадків розглядаються розрахунки ТНС для теплонапружених деталей з метою поліпшення показників надійності. Тому при розробці в першому наближенні ГУ задачі теплопровідності були використані матеріали розрахунково-

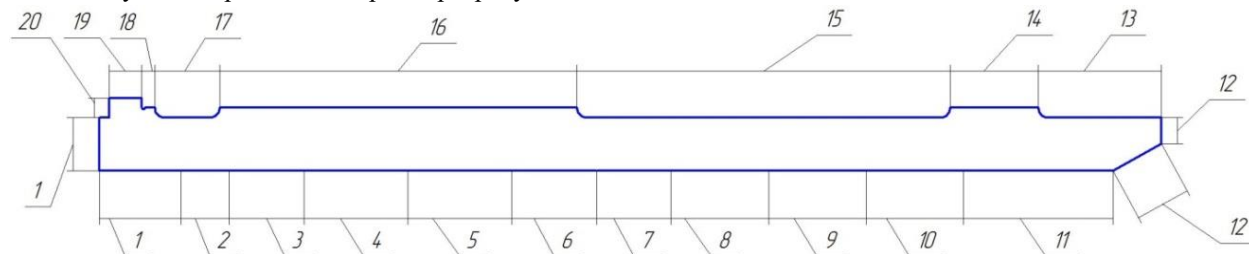


Рис. 4. Схема розбиття поверхні гільзи на ділянки теплообміну

Для дослідної гільзи (варіант Б) відсутність рідинного охолодження нижнього поясу (ділянка №15) була змодельована внесенням змін в ГУ серійної гільзи. Для цього варіанта (варіант Б) ГУ на ділянці №15 вони склали: $\alpha=50Вт/(м^2К)$, $t=65^{\circ}С$. Такі ж значення задавалися на ділянках №15 і №16 при моделюванні відсутності рідинного охолодження не лише на нижньому, але і на верхньому (з оребренням) поясах охолодження (варіант Г).

Для обмеження тепловідведення від робочої поверхні гільзи, підвищення температур в нижній її частині було передбачено нанесення теплоізоля-

експериментального дослідження, проведеного для циліндрової гільзи автотракторного дизеля на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» [4].

Для моделювання теплового стану гільзи були використані ГУ 3-го роду: температура середовища поблизу теплообмінної поверхні t та коефіцієнт тепловіддачі α , теплообмінна поверхня гільзи розбита на 20 ділянок.

Була проведена серія розрахунків для уточнення ГУ, досягнення збігів експериментальних і розрахункових значень в контрольних точках. На рис.4 представлено схему розбиття теплообмінної поверхні на ділянки теплообміну, в табл.2 приведені значення ГУ для серійної гільзи (варіант А) на розрахунковому режимі навантаження двигуна.

Таблиця 2. ГУ задачі теплопровідності для серійної гільзи

№ ділянки	α , Вт/(м ² К)	t , °С	№ ділянки	α , Вт/(м ² К)	t , °С
1	150	900	11	160	105
2	180	650	12	150	72
3	200	400	13	150	70
4	200	250	14	200	80
5	195	165	15	8500	90
6	180	155	16	9600	95
7	180	150	17	9600	97
8	180	145	18	3000	115
9	180	135	19	300	140
10	170	115	20	350	150

ційного покриття на зовнішню поверхню гільзи в зоні нижнього охолоджуваного поясу (варіанти В, Г).

При виборі типу покриття, його параметрів, зокрема товщини Δ теплозахисного прошарку, були проаналізовані результати досліджень в цьому напрямку, зокрема роботи, які проводилися в останні роки на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» [5].

Покриття для зовнішньої поверхні гільзи має забезпечити високий теплозахисний ефект, мати досконалу технологію нанесення на чавун (матеріал гільзи – чавун СЧ21-40) та достатню міцність при прикладенні експлуатаційних навантажень.

При використанні керамічного покриття, крім теплоізоляційного ефекту, не менш важливим чинником є його довговічність та надійність.

Перелічені питання розглядалися в роботах проф. А.Ф. Шеховцова для емалевого покриття [5].

Зазначається, що на критичний рівень напружень на практиці в основному впливають коефіцієнт теплопровідності емалі λ , товщина прошарку Δ , різниця в коефіцієнтах лінійного розширення емалі та матеріалу деталі. При цьому вплив λ сильніше проявляється в області більших Δ . При $\lambda < 0,2 \text{ Вт/(мК)}$ для $\Delta > 0,5 \text{ мм}$ напруження стискання в кераміці перевищують допустимий рівень [5].

Грунтовний аналіз теплофізичних властивостей емалей, технологій їх нанесення на різні матеріали і на чавун зокрема, приклади використання такого покриття в різних галузях машинобудування знаходимо в роботі [6]. Відзначаються, насамперед, низькі коефіцієнти теплопровідності ($\lambda = 0,84 - 1,24 \text{ Вт/(мК)}$), хороша адгезія з металом, технології забезпечують можливість нанесення суцільного прошарку оптимальної товщини.

Таблиця 3. Теплофізичні характеристики чавуну СЧ21-40/емалі

Характеристика	Значення характеристик при t°С (Чавун СЧ21-40/емаль)			
	20	100	200	300
α , Вт / (м·К)	51,2 / 0,84	50,4 / 0,84	48,7 / 0,845	46,6 / 0,85
$\alpha \cdot 10^6$, град ⁻¹	9,2 / 9,1	10 / 9,3	11 / 9,5	12 / 9,7
E , ГПа	125/80	124/78	120/77	115/76
ν	0,25 / 0,40	0,25 / 0,46	0,25 / 0,52	0,25 / 0,58
σ_p , МПа	350/80	350/80	350/80	350/80

Таким чином, при моделюванні ТНС циліндрової гільзи суднового ДВЗ обираємо теплозахисне покриття нижнього охолоджуваного поясу у вигляді прошарку емалі товщиною $\Delta = 0,5 \text{ мм}$. В табл.3 наведено основні теплофізичні властивості емалі (за даними [6]), а також для порівняння властивості СЧ21-40, які приймалися як вихідні дані при проведенні розрахунків ТНС.

Задання ГУ задачі механіки. При розробці ГУ задачі механіки була проведена серія розрахунків робочого процесу суднового дизеля на контрольному режимі, визначені параметри циклу, зокрема значення максимального тиску ($p_z = 12 \text{ МПа}$). Механічні навантаження змодельовані для положення поршня в ВМТ на початку такту розширення. При такому положенні деталі ЦПГ, гільза зокрема, сприймають максимальні навантаження від тиску p_z . При визначенні розподілу сили тиску газів по

висоті гільзи враховується розміщення компресійних кілець по висоті серійного поршня дизеля 1ЧН 26/34.

Приймаємо, що бокова поверхня гільзи від її верхньої площини до першого компресійного кільця сприймає розподілене навантаження у вигляді тиску газів $p_1 = p_z = 12 \text{ МПа}$; поверхня між першим і другим компресійними кільцями сприймає навантаження $p_2 = 0,5 p_z = 6 \text{ МПа}$, яке по лінійному закону зменшується до атмосферного тиску між другим і третім кільцями.

Крім сил тиску газів, які прикладені до верхньої частини гільзи, враховують також розподілену силу тиску p_3 , яка виникає при встановленні циліндрової кришки, затягуванні силових шпильок кріплення кришки і герметизації поверхні газового стику. Зазначена сила прикладена до опорної поверхні верхнього посадочного поясу. Приймаємо, що по верхньому і нижньому посадочним поясам гільза встановлена з мінімальним зазором, тиск від затяжки силових шпильок приймаємо $p_3 = 1,5 p_z$.

Розв'язання задачі механіки напружено-деформованого стану враховує результати розв'язання задачі теплопровідності у вигляді температурних деформацій скінченних елементів.

Аналіз результатів розрахункових досліджень.

Температурний стан гільзи проаналізуємо головним чином за розподілом температур в 7-ми контрольних точках (рис.3) на робочій поверхні гільзи. При цьому оцінимо вплив окремих конструктивних заходів (варіанти Б, В, Г) на температурний стан серійної гільзи (варіант А), її робочої поверхні. В результаті проведених розрахунків ТНС в контрольних точках гільзи були отримані значення температур, наведені в табл. 1.

Отримані розрахунки температури відрізняються від експериментальних значень (табл. 4) для варіантів А і Б в межах 3-5°С, що з урахуванням достатньої кількості контрольних точок, рознесених майже по всій висоті гільзи, свідчить про коректність задання ГУ задачі теплопровідності. Зауважимо, що зона роботи компресійних кілець обмежена точками 3-6.

Таблиця 4. Температурний стан робочої поверхні гільзи (розрахунок)

Варіант	Значення температур в контрольних точках, °С						
	1	2	3	4	5	6	7
А	230	192	145	110	101	100	88
Б	230	195	153	119	132	117	100
В	230	193	145	115	117	120	92
Г	230	202	167	165	155	145	95

Максимальні температури в межах 245-260°C були отримані на ділянці №1 (рис.4). Такі температури не є критичними з точки зору погіршення характеристик міцності чавуну СЧ21-40 (допустиме напруження розтягування $\sigma_p=350$ МПа при $t=300^\circ\text{C}$, табл.3).

Найбільш напруженою для всіх розрахункових варіантів є зона верхнього посадочного бурта, тому для проведення порівняльного аналізу складових напруженого стану була обрана саме ця частина перетину гільзи, обмежена по висоті точкою 3. При цьому максимальні значення складових напруженого стану, інтенсивності напружень розподілені в основному в зоні проточень бурта, скруглень та інших концентраторів напружень.

В табл.5 наведені значення інтенсивностей напружень, розраховані в зонах, вибраних поблизу контрольних точок 1,2,3. Значення інтенсивностей σ_i наводяться для чотирьох розрахункових варіантів.

Таблиця 5. Розподіл інтенсивностей напружень в контрольних зонах гільзи, МПа

Контрольна зона	Варіант розрахунку			
	А	Б	В	Г
1	74,5	74,5	78	76
2	53,3	53,3	55,1	47
3	8,8	8,8	9,0	21,1

Детальніше зупинимося на особливостях ТНС гільзи для кожного з розрахункових варіантів.

Варіант А. Температурний стан як робочої поверхні в зоні роботи компресійних кілець (точки 3-6), так і гільзи в цілому характеризується порівняно низьким рівнем температур. По висоті гільзи температури змінюються від 245°C в верхній частині до 80°C в нижній, що свідчить про переохолодження і збільшені витрати теплоти в систему охолодження. В зоні роботи компресійних кілець температури поверхні теж низькі (110-145°C, табл. 4.4) і не досягають оптимальних значень (160-170°C).

Серед складових напруженого стану в перетині верхнього бурта переважають радіальні розтягуючі $\sigma_r=95$ МПа, колові стискаючі $\sigma_\theta=92$ МПа. В середній (між точками 3-6) та нижній частинах гільзи складові напруженого стану різко зменшуються, не перевищують 15-20МПа. Проведений аналіз напружено-деформованого стану виявив значні резерви конструкції серійної гільзи щодо підвищення рівня форсування двигуна.

Варіант Б. Запровадження відключення охолодження нижнього поясу (ділянка №15) позначилося певним чином на температурному профілі робочої поверхні гільзи в зоні роботи компресійних

кілець. Найбільш суттєвий приріст температури (15-30°C) можна спостерігати в нижній частині гільзи (точки 5 і 6), ефект послаблюється до точки 3 (приріст 8°C) і майже непомітний у верхній, найбільш термічно напруженій частині. Відсутність охолодження нижнього поясу практично не позначилася на максимальних значеннях складових напруженого стану: $\sigma_z=85,9$ МПа; $\sigma_r=94,2$ МПа; $\sigma_\theta=97,8$ МПа.

Варіант В. Нанесення теплоізоляційного емалевого прошарку товщиною 0,5мм на поверхню нижнього охолоджуваного поясу за наявності рідинного охолодження цієї поверхні дозволило підняти температуру робочої поверхні гільзи на 10-20°C. Такий ефект був очікуваним і співпадає з висновками дослідження [8]. При цьому приріст температур також більш помітний в нижній частині гільзи і послаблюється у верхній. Для даного варіанта було серед інших складових напруженого стану проаналізовано складові по товщині емалевого прошарку, бо саме їх рівень визначає довговічність покриття в експлуатації. Максимальний рівень по емалевому прошарку показали колові розтягуючі напруження (15-20МПа). Отримані приблизно на такому ж рівні і значення інтенсивностей σ_i , далекі від критичних для емалі ($\sigma_p=80$ МПа, табл. 3) напружень, що підтверджує надійність покриття та можливість його практичного використання. Покриття нижньої частини гільзи не внесло суттєвих змін в розподіл максимальних напружень для гільзи в цілому.

Варіант Г. проведені попередні розрахунки (варіанти Б і В) засвідчили недостатню ефективність окремо теплоізоляційного покриття і відключення охолодження нижнього поясу. В варіанті Г були змодельовані умови, направлені на більш суттєве обмеження тепловідведення і оптимізацію температурного профілю робочої поверхні гільзи. Моделювалось одночасне відключення охолодження на ділянках теплообміну нижнього і верхнього поясів (ділянки №15 і №16) і наявність теплоізолюючого покриття нижнього поясу.

Відключення охолодження на ділянці верхнього поясу з оребренням значно посилило ефект зростання температури поверхні у верхній частині гільзи на ділянці тертя (точки 3,4) до 160-165°C, при цьому спостерігався також приріст температур і по нижній частині поверхні до 145-155°C.

Перехід на обмежене охолодження практично лише верхньої частини гільзи в зоні посадкового бурта збільшив температурні градієнти, що супроводжується зростанням окремих складових напруженого стану зокрема $\sigma_{\theta max}=110$ МПа, $\sigma_i=105$ МПа.

Висновки

Проведене розрахункове дослідження підтвердило можливість отримати на найбільш напружених режимах середньооборотного дизеля температурний профіль робочої поверхні гільзи, близький до оптимального. Як основні засоби управління тепловим станом гільзи можна рекомендувати локальне рідинне охолодження верхнього поясу та використання теплоізоляційного покриття.

Список літератури:

1. Третьяк Е.И. Оценка возможности улучшения топливной экономичности судового дизеля 6СН26/34 при тепловой защите гильзы цилиндров // Е.И. Третьяк, Б.Л. Гоцкало, О.С. Кинжалов // Двигатели внутреннего сгорания. – 1986. – №45. – с.33–39. 2. Третьяк Е.И. Определение пределов регулирования тепло-вого состояния гильзы цилиндра судового дизеля 6СН26/34 при ограниченном теплоотводе // Е.И. Третьяк, Б.Л. Гоцкало // Двигатели внутреннего сгорания. – 1989. – №49. – с.80–84. 3. Третьяк Е.И. Оптимальное конструирование с помощью ЭВМ гильз цилиндров дизелей по заданным техническим требованиям // Е.И. Третьяк // Двигатели внутреннего сгорания. – 1993. – №10. – с.54–64. 4. Шеховцов А.Ф. Тепловое и напряженно-деформированное состояние гильзы цилиндра быстроходного дизеля при нестационарных нагрузках // А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонтаровский, Ф.И. Абрамчук // Двигатели внутреннего сгорания. – 1993. – №10. – с.9–22. 5. Шеховцов А.Ф. Исследование напряженного состояния эмалевых покрытий деталей двигателей внутреннего сгорания // А.Ф. Шеховцов // Двигатели внутреннего сгорания. 1974. – №19. – с.108–120. 6. Технология эмали и защитных покрытий: учебн. пособие / под ред. Л.Л. Брагиной, А.П. Зубехина. – Харьков НТУ «ХПИ»; Новочеркасск: ЮРГТУ

(НПИ). 2003. – 484с.

Bibliography (transliterated):

1. Tretyak Ye. I., Gockalo B.L., Kinzhalov O.S. (1986), Estimation of the possibility of improving the fuel efficiency of the marine diesel 6СН26 / 34 with thermal protection of the cylinder sleeve [Ocenka vozmozhnosti uluchsheniya toplivnoj ehkonomichnosti sudovogo dizelya 6СН26/34 pri teplovoj zashchite gil'zy cilindrov], Internal Combustion Engines [Bulletin of the National Technical University "KhPI"], Kharkov, NTU "KhPI", no. 45, pp. 33–39. 2. Tretyak Ye. I., Gockalo B.L. (1989), Determination of the limits of regulation of the thermal state of the cylinder liner cylinder 6СН26/34 ship diesel with limited heat removal, [Opredelenie predelov regulirovaniya teplovogo sostoyaniya gil'zy cilindra sudovogo dizelya 6СН26/34 pri ogranichenom teplotovode], Internal Combustion Engines, [Bulletin of the National Technical University "KhPI"], Kharkov, NTU "KhPI", no. 49, pp. 80–84. 3. Tretyak Ye. I. (1993) Optimum design with the help of computers of cylinder liners of diesel engines with specified specifications [Optimal'noe konstruirovaniye s pomoshch'yu EHVМ gil'z cilindrov dizelej po zadannym tekhnicheskim trebovaniyam], Internal Combustion Engines [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkov, NTU "KhPI", no. 10, pp. 54–64. 4. Shekhovcov A.F., Gontarovskij P.P., Abramchuk F.I. (1993). Thermal and stress-strain state of the cylinder liner of a high-speed diesel engine under nonstationary stresses [Teplovoe i napryazhenno deformirovannoe sostoyaniye gil'zy cilindra bystrohodnogo dizelya pri nestacionarnykh napryazheniyah], Internal Combustion Engines [Bulletin of the National Technical University "KhPI"], Kharkov, NTU "KhPI", no. 10, pp. 9–22. 5. Shekhovcov A.F. (1974), Investigation of the stressed state of enamel coatings of internal combustion engine parts [Issledovaniye napryazhennogo sostoyaniya ehmalovykh pokrytij detalej dvigatelej vnutrennego sgoraniya], Internal Combustion Engines, [Bulletin of the National Technical University "KhPI"], Kharkov, NTU "KhPI", no.19, pp. 108–120. 6. Braginoj L.L., Zubekhina A.P. (2003), Technology of enamel and protective coatings [Tekhnologiya ehmal'i i zashchitnykh pokrytij: uchebn. posobie], Kharkov NTU «HPI»; Novocherkassk: YURGTU (NPI), 484p.

Надійшла до редакції 01.06.2018 р.

Триньов Олександр Володимирович – кандидат технічних наук, доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна, e-mail: atrinev@gmail.com.

Бугайцов Руслан Юрійович – студент кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна, e-mail: ru.bugaycov@mail.ru.

ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРОВОЙ ГИЛЬЗЫ СРЕДНЕОБОРОТНОГО СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

А.В. Тринёв, Р.Ю. Бугайцов

Проведенное расчетное исследование базируется на результатах длительных экспериментальных исследований теплового состояния цилиндрической гильзы среднеоборотного судового дизеля 6СН26/34, которые проводились на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» в 80-х годах под руководством проф. Е.И. Третьяка. Проблемой судовых дизелей такой конструкции было значительное переохлаждение гильзы, что, в свою очередь, ухудшало условия смазки в сопряжении гильза-поршень, вследствие завышенной вязкости моторного масла. Оптимизация теплового состояния предусматривала достижение определенного температурного профиля по рабочей поверхности гильзы, такого, при котором можно минимизировать затраты на трение, поддерживая вязкость масла в определенных пределах. Проведенные экспериментальные исследования подтвердили возможность практического решения указанной проблемы.

С целью повышения технико-экономических показателей судового дизеля в данном расчетном исследовании поставлены задачи разработки математической модели теплонапряженного состояния цилиндрической гильзы, ее уточнения на основе указанных экспериментальных исследований, разработки практических рекомендаций по оптимизации температурного состояния гильзы.

Приведен анализ публикаций по тематике исследования, в частности работ проф. Е.И. Третьяка, подробно анализируются особенности задания граничных условий задачи теплопроводности для расчетных вариантов. В частности, предложено ограничить охлаждение гильзы только локальным охлаждением ее верхнего пояса. Для выравнивания температур по высоте гильзы предложено также нанесение теплоизоляционного эмалевого слоя на нижней части гильзы. Теплонапряженное состояние гильзы анализируется с использованием метода конечных элементов.

OPTIMIZATION OF THE THERMAL STATE OF THE CYLINDER SLEEVE OF THE MEDIUM-ROTATION MARINE DIESEL ENGINE

A.V.Trinev, R.Yu.Buhaitsov

The calculation study is based on the results of long-term experimental studies of the thermal state of a cylindrical sleeve of the middle-speed marine diesel 6CHN26 / 34, which were carried out at the Department of DVS NTU "KhPI" in the 80s under the guidance of prof. Ye. I. Tretyak. The problem of marine diesel engines of this design was a significant supercooling of the liner, which, in turn, worsened the lubrication conditions in the liner-piston coupling, due to the increased viscosity of the engine oil. Optimization of the thermal state provided for the achievement of a certain temperature profile along the working surface of the liner, such that it is possible to minimize friction costs while maintaining the viscosity of the oil within certain limits. The carried out experimental studies confirmed the possibility of practical solution of this problem.

In order to improve the technical and economic parameters of the ship's diesel engine, this design study sets the task of developing a mathematical model for the heat-stressed state of a cylindrical sleeve, its refinement on the basis of these experimental studies, and the development of practical recommendations for optimizing the temperature condition of the sleeve.

The analysis of publications on the research subjects, in particular, the works of prof. E.I. Tretyak, the features of specifying the boundary conditions of the heat conduction problem for design options are analyzed in detail. In particular, it has been proposed to limit the cooling of the liner only by local cooling of its upper belt. To equalize the temperatures along the height of the sleeve, it is also proposed to apply a heat-insulating enamel layer on the lower part of the sleeve. The heat-stressed state of the sleeve is analyzed using the finite element method.

УДК 621.431.7

DOI: 10.20998/0419-8719.2018.2.08

А.Ю. Яковенко

МЕТРОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГИСТРАЦИИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМАХ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЕЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ КОМБИНИРОВАННОГО ДАТЧИКА

Представлена методика гармонического анализа метрологических характеристик записи нестационарных процессов. Использован метод Фурье в приложении к задачам обработки данных, в графической и табличной форме. Коэффициенты Фурье вычислены при помощи приближенного метода интегрирования с использованием формул прямоугольников. Разработан алгоритм и программа, адаптированные к измерению параметров топливоподачи дизелей. Программная реализация имеет широкий спектр опций, обеспечивающий оптимальный интерфейс и форму представления результатов анализа. Проведено исследование амплитудно-частотных параметров измерительной системы на базе комбинированного преобразователя давления топлива. В качестве преобразователя использован конструктивный элемент топливной аппаратуры судового среднеоборотного дизеля. Давление топлива в ТНВД записывалось двумя датчиками: базовым традиционной конструкции и опытным. Проведены безмоторные испытания в диапазоне частот вращения, перекрывающих эксплуатационные режимы двигателя. Экспериментальные данные обработаны в среде разработанного пакета. Определены амплитудно-частотные характеристики измерительной системы в сравнении комбинированного и базового преобразователя давления топлива. Произведено дискретное преобразование Фурье с выводом результата в виде графика амплитуд спектральных составляющих на экран и для визуального контроля обратное преобразование Фурье также с выводом графика функции на экран. Установлено, что система с комбинированным преобразователем имеет параметры близкие к базовому варианту на всех режимах за исключением дробного впрыскивания.

Введение

Одним из основных процессов, определяющих все эксплуатационные характеристики дизелей, является впрыскивание топлива. В области его мониторинга остаются нерешённые задачи, связанные с высокой динамичностью процессов, их периодичностью и метрологической сложностью контроля топливоподачи.

Основным параметром, определяющим качество регистрации динамических процессов, является частотная характеристика.

Для её расчёта строится гармонический ряд, аппроксимирующий кривую процесса. Наиболее

употребительный инструмент частотного анализа – метод Фурье.

Амплитудно-частотный анализ записи рабочих процессов дизелей измерительными системами различной конфигурации позволяет дать оценку достоверности информации и обеспечить корректировку полученных данных при наличии погрешностей.

Развитие средств диагностики двигателей внутреннего сгорания идёт в направлении контроля рабочего процесса по индикаторной диаграмме [1-3]. При записи индикаторной диаграммы оптимальным было бы расположение датчика давления заподлицо со стенкой камеры сгорания, но в усло-