

фектов, но на даній стадії досліджень не відомо при яких комбінаціях розмірів дефектів будуть найбільш небезпечні зони. Далішнє напрямлення досліджень передбачає побудову рівнянь регресії та розрахунок міцнісних характеристик при перехідних процесах роботи двигача для різних типорозмірів дислоцированих дефектів.

Список літератури:

1. Алехин В.И. Компьютерно-интегрированное моделирование литейных процессов в автомобильных поршнях на основе конструкторско – технологической методики проектирования деталей ДВС / В.И. Алехин, А.В. Белозуб, А.П. Марченко, О.В. Акимов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – №2. – С.101-104. 2. Алехин В.И. Моделирование теплового и напряженно-деформированного состояния поршня с учетом дислоцированных дефектов усадочного характера / В.И. Алехин, О.В. Акимов, А.В. Белозуб, А.П. Марченко // Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск: Машинознавство та САПР. – 2010. – №19. – С. 12-18. 3. Белозуб А.В. Исследование температурного поля поршня. / А.В. Белозуб, А.Г. Щербина, А.А. Зотов, Ю.А. Гусев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2002.

Вып. 31. – С. 120-123. 4. Белозуб А.В. Исследование термонапряженного состояния поршня. / А.В. Белозуб, В.А. Байков, А.И. Бицюра, Ю.А. Гусев, А.Г. Щербина, А.С. Стрибуль. // Високи технології в машинобудуванні. Зб. наук. праць НТУ „ХПІ”. – 2002. – Вып. 1 (5). – С. 32 – 35. 5. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов В.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение, 1979. – 222 с. 6. Процессы в перспективных дизелях / Под редакцией А.Ф. Шеховцова.-Х.: Изд-во Основа; при Харьк. ун-те, 1992.-352 с. 7. Чайнов Н.Д. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко, А.Н. Краснокутский; под ред. Н.Д. Чайнова. – М.: Машиностроение, 2008. 495 с. 8. Абрамчук Ф.И. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев и др.; под ред. А.Ф. Шеховцова. – К.: Техника, 1992. 272 с. 9. Пылёв В.А. Автоматизированное проектирование поршней быстроходных дизелей с заданным уровнем длительной прочности: Монография. – Харьков: Изд. центр НТУ «ХПИ», 2001. – 332с. 10. Серенсен В.П. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие/ С. В. Серенсен, В. П. Козаев, Р. М. Шнейдерович; под ред. С.В. Серенсена. – М.: Машиностроение, 1975. 488 с. 11. Троценко В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов : справочник в 2 т. / [сост. В.Т. Троценко, Л.А. Сосновский] – Киев : Наукова думка, 1987-. – Т2. – 1987.- 1302+XXXVI с.

УДК 621. 43. 016

О.В. Триньов, канд. техн. наук, В.Т. Коваленко, канд. техн. наук, А.Т. Тихоненко, канд. техн. наук, О.М. Клименко, магистр, Д.А. Куртов, студ.

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ВИПУСКНИХ КЛАПАНІВ ШВИДКОХІДНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ ПРИКЛАДАННІ МЕХАНІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

В умовах експлуатації деталі клапанного вузла, зокрема випускні клапани, зазнають дію значних змінних механічних навантажень, прикладання яких відбувається при високих температурах в камері згоряння (КЗ) двигуна. На рівень механічних навантажень впливає, насамперед, значення максимального тиску в циліндрі двигуна, а також інерційні навантаження в момент посадки клапана на сідло. Певний внесок у виникнення додаткових механічних навантажень можуть внести відхилення від номінальних розмірів в спряженнях «сідло-клапан», «стрижень клапана-напрямна втулка», допущені при виготовленні та збиранні деталей клапанного вузла.

Детальний аналіз даних тривалої експлуатації дизелів СМД в роботі [1] показав, що типовими дефектами випускних клапанів, навіть при умовах порівняно низьких термічних навантажень (моделі

СМД-15, $p_e = 0,62$ МПа), були їх обриви: в зоні спряження стрижня з тарілкою та в зоні проточки під сухариками. Як зазначалося в роботі [1], основними факторами, що призводили до виникнення зазначених дефектів, є механічні напруження під дією інерційних і газових навантажень, а також дійсні умови спряження клапанів з напрямною втулкою і сідлом. Такі умови визначаються, головним чином, вибором величини діаметрального зазору в холодному стані δ між стрижнем клапана та напрямною втулкою, його змінами при роботі двигуна при нагріванні та закладеним в конструкцію клапанного вузла биттям опорної фаски клапана відносно осі напрявної втулки. Величина зазору δ , згідно відомим рекомендаціям, задається в залежності від діаметру стрижня клапана d і складає $\delta \approx 0,01d$. Як відомо також, зазор δ в значній мірі впливає на працездатність клапана через тепловід-

ведення від його стрижня. В той же час зі зменшенням δ напруження в зоні спряження стрижня і тарілки зростають від перекосів при посадці клапана на сідло і можуть досягати значень, близьких до межі втоми. Перекоси осі клапана відносно осі прямої втулки і механічні напруження, які при цьому виникають, залежать також від геометричної форми самої тарілки, яка визначає її жорсткість. Зі зменшенням жорсткості тарілки згинальні напруження в стрижні клапана зменшуються, але при цьому, як доводять автори [1, 2], збільшується зношення опорних фасок сідла і клапана.

Вирішення наведеного переліку проблем, які пов'язані з механічними напруженнями у випускних клапанах швидкохідних дизелів, можливе на основі вузлової математичної моделі нестационарного теплового і напружено-деформованого стану клапанного вузла.

Зростання рівня форсування сучасних швидкохідних дизелів супроводжується одночасним підвищенням як експлуатаційних температур деталей клапанного вузла, так і механічних навантажень, зокрема максимального тиску в циліндрі. Враховуючи те, що зі зростанням температури механічні властивості переважної більшості жароміцних клапанних сталей суттєво погіршуються, детальний аналіз механічної складової у формуванні напружено-деформованого стану випускних клапанів можна вважати актуальним як з точки зору отримання теоретичних узагальнень, так і практичних результатів.

Метою проведеного розрахунково-експериментального дослідження було уточнення математичної моделі теплонапруженого стану клапанного вузла, визначення ролі механічної складової у виникненні можливих дефектів випускних клапанів при зростанні рівня форсування.

Проведені дослідження включали широке коло питань, пов'язаних з уточненням схеми закріплення клапана при розв'язанні задачі механіки, визначенням впливу геометричної форми тарілки клапана, механічних властивостей клапанних сталей на напружено-деформований стан клапана при прикладанні механічних навантажень та інших. Були поставлені також досліди, які мали за мету уточнення самої експериментальної методики визначення деформацій і напружень з використанням тензометрії. Зупинимось на окремих отриманих результатах.

Експериментальні дослідження з визначення

впливу тиску газів на напружено-деформований стан випускних клапанів проводилися на безмоторному стенді, основним елементом якого був складений корпус, що імітує головку циліндрів, містить оброблені поверхні під опорну фаску клапана та його стрижень, має достатню жорсткість. В корпусі розміщується досліджуваний клапан, препарований тензодатчиками, встановленими на тарілці клапана в напрямках дії найбільших складових напруженого стану, а саме колових та радіальних. Тензодатчик встановлювався також на самому корпусі поблизу опорної фаски для контролю деформацій і відповідних напружень в осьовому напрямку. Зі сторони тарілки клапана корпус герметично закривається фланцем зі штуцером. Корпус в зборі підключається до гідравлічної системи вантажопоршневого манометричного стенду. Механічне навантаження клапана, яке моделює дію газових сил, створюється тиском масла в гідравлічній системі вантажопоршневого стенду. Детальний опис моделюючої установки наведено в роботі [3].

Безмоторний експеримент з тензометрії клапана, як складова частина всього дослідження, мав за мету уточнення схеми закріплення клапана при розв'язанні задачі механіки напружено-деформованого стану на основі методу скінчених елементів (МСЕ). При цьому результати тензометрії можна використовувати для уточнення математичних моделей як окремих деталей, наприклад клапана, так і клапанного вузла в цілому. Геометрична модель клапанного вузла, яка використовується в подальшому для побудови скінченоелементної математичної моделі, максимально відтворена в конструкції складеного корпусу, яка показана на рис.1.

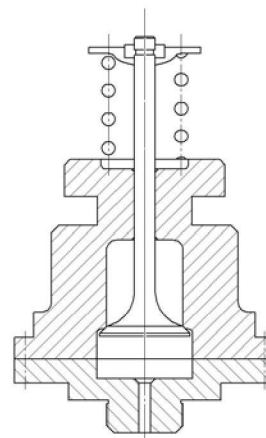


Рис. 1. Геометрична модель клапанного вузла

Для визначення деформацій було використано вимірювач статичних деформацій ИСД-3 зі зрівноваженою мостовою схемою та з вимірюванням нульовим методом [3].

З метою вдосконалення методики проведення безмоторного експерименту, як зазначалося, крім вирішення питань, пов'язаних з уточненням математичної моделі, було проаналізовано також вплив на результати вимірювання деформацій бази тензодатчика l .

В експерименті для такого аналізу були вибрані тензодатчики серії КФ4П1-5-200-Б-12, константові, з базою $l = 5$ мм, коефіцієнтом тензочутливості $k = 2,09 \pm 0,01$ і тензодатчики серії КФ4П1-1,5-100-Б-12, $l = 1,5$ мм, $k = 2,07 \pm 0,01$. Порівняльний аналіз проводився на серійному клапані дизеля СМД-18Н (матеріал клапана – сталь 4Х9С2). Тензодатчики встановлювалися за схемою, представленою на рис. 2. Для закріплення датчиків на клапані в контрольних зонах було застосовано органічний клей холодного затвердіння ціакрин ЕО

[3]. Чотири контрольні датчики (1-4), як показано на схемі, встановлюються на тарілці клапана, а один компенсаційний (5) – на стрижні.

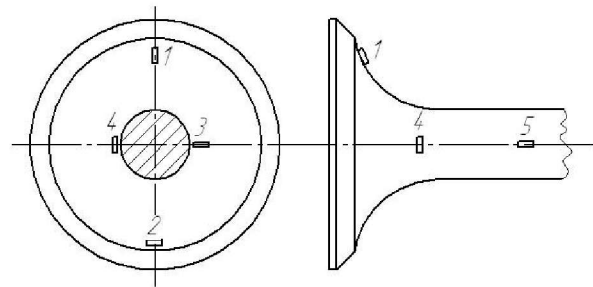


Рис. 2. Схема розміщення тензодатчиків

В таблиці 1 для порівняння представлені значення відносних деформацій ε в контрольних зонах 1 і 2 серійного суцільного клапана, для знаходження яких були застосовані тензодатчики з різними значеннями параметра l .

Таблиця 1. Відносні деформації $\varepsilon \times 10^5$ в контрольних зонах серійного випускного клапана дизеля СМД-18Н при використанні тензодатчиків серії КФ4П1

База, l , мм	№ зони	Навантаження, МПа								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
5	1	-3	-7	-10	-13	-17	-21	-24	-27	-31
	2	-1	-2	-3	-4	-4	-5	-5	-6	-6
1,5	1	-4	-6	-9	-12	-15	-18	-21	-24	-28
	2	-1	-2	-3	-3	-4	-4	-4	-5	-5

Таким чином, для варіанта суцільного клапана, зменшення бази тензодатчика від 5 до 1,5 мм у вибраному діапазоні навантажень на тарілку клапана практично не вплинуло на результати дослідів.

Результати безмоторного експерименту підтвердили коректність вибраної схеми закріплення клапана для задачі механіки. Зокрема, при моделюванні напружено-деформованого стану клапана, як окремої деталі, може бути запропонована схема, яка представлена на рис. 3.

При такій схемі клапан представляється закріпленим по опорній фасці, що забезпечується завданням переміщення $U_{II} = 0$ в місцевій системі координат, зв'язаної з опорним скінченим елементом. На основі загальних підходів до вирішення контактних задач, викладених, наприклад, в роботі [4], до розгляду введено контактний прошарок S_k , який може бути достатньо тонким і жорстким. До нього прикладені двосторонні кінематичні зв'язки,

які виключають можливість відставання клапана від сідла (рівносильно виникненню додатних складових напруженого стану) по нормалі \bar{n} , але допускають переміщення клапана по дотичній $\bar{\tau}$ (сили тертя або ж нульові дотичні напруження в зоні контакту).

Зі сторони КЗ клапан навантажено тиском газів в циліндрі, який змінюється в залежності від режиму навантаження. Зі сторони верхнього торця до клапана прикладено розтягуюче сумарне зусилля від клапанних пружин, віднесене до одиниці площі верхнього торця. Проведені МСЕ-розрахунки напружено-деформованого стану варіантів клапанів, зокрема серійного і з внутрішньою порожниною (порожнистого) з вибраною схемою закріплення, дали розбіжність з результатами безмоторного експерименту в межах 10-15%, що можна вважати цілком задовільним.

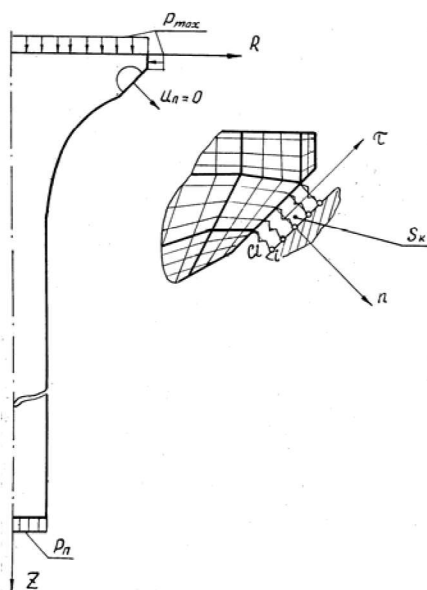


Рис. 3. Завдання ГУ задачі механіки

Підтвердивши коректність схеми закріплення клапана на експериментальному етапі дослідження, в розрахунковій його частині представилося можливим проаналізувати вплив конструктивних факторів на напружено-деформований стан при прикладанні як лише механічних, так і лише термічних навантажень. При розрахунковому моделюванні використовувалася вісесиметрична математична модель напружено-деформованого стану випускного клапана дизеля СМД (програмне забезпечення «KROK», розробник ПМаш НАН України). Розглядалися, в тому числі, варіанти клапанів серійного і порожнистого на режимі номінальної потужності дизеля ($n = 1800 \text{ хв}^{-1}$, $N_e = 73,6 \text{ кВт}$, $p_e = 0,773 \text{ МПа}$). Механічна складова напружено-деформованого стану клапана і найбільш напруженої його частини – тарілки залежить від рівня прикладеного до тарілки тиску газів, який приймався постійним і рівним максимальному на даному режимі $p_z = 9,1 \text{ МПа}$. При розв’язанні задачі теплопровідності були використані ГУ, розроблені на основі проведених моторних досліджень дизеля СМД-18Н (4СН12/14) [5].

При проведенні розрахункового аналізу розглядалися інтенсивності напружень σ_i та компоненти тензора напружень: σ_R - радіальні, σ_z - осьові, σ_θ - колові, τ_R - дотичні. Для порівняльного аналізу були вибрані найбільш напружені зони (точки) 1-4 тарілки клапана, показані на рис. 4.

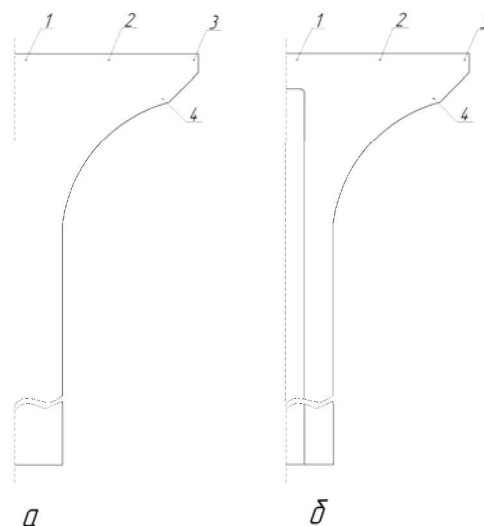


Рис. 4. Розрахункові перетини дослідних варіантів клапанів

a – серійний суцільний; б – порожнистий

Результати розрахункового дослідження для серійного та порожнистого варіантів клапанів зведено в таблиці 2. Випускний клапан дизеля зазнає складне навантаження, зумовлене нерівномірним температурним полем і складною геометрією меридіонального перетину. Слід зазначити, що температурне поле серійного клапана, від якого залежать термопружні напруження, є типовим для випускних клапанів швидкохідних дизелів. При цьому рівень температур тарілки клапана достатньо високий, досягає $720 - 750 \text{ }^\circ\text{C}$, що свідчить про недостатнє тепловідведення через сідло серійного клапана. При цьому термопружні напруження, якщо оцінювати їх по інтенсивностям σ_i , далекі від критичних на даному режимі ($\sigma_b = 200 \text{ МПа}$ при $t = 700 \text{ }^\circ\text{C}$). Серед компонентів тензора напружень переважають колові і радіальні. Тарілка клапана стиснута до центру, максимальні напруження спостерігаються в центрі тарілки, а також безпосередньо на опорній фасці (зона 4). Роль механічних напружень, порівнюючи з чисто термічними, суттєва по всім компонентам тензора напружень і для всіх контрольних зон, однак при цьому не змінюється положення зон максимальних напружень. Максимальні напруження (по всім компонентам) зосереджені в центрі тарілки і на самій опорній фасці. Слід також відзначити, що прикладення механічного навантаження може позитивно вплинути на рівень сумарних напружень в зоні опорної фаски (точка 4), так як термічні і механічні напруження мають різний знак (“-” – стискаючі, “+” – розтягуючі).

Таблиця 2. Інтенсивності і компоненти тензора напружень в контрольних зонах серійного клапана ($n = 1800 \text{ хв}^{-1}$, $N_e = 73,6 \text{ кВт}$)

№ зони	Термічне навантаження					Механічне навантаження				
	σ_R ,	σ_Z ,	σ_o ,	τ_R ,	σ_i ,	σ_R ,	σ_Z ,	σ_o ,	τ_R ,	σ_i ,
	МПа	МПа	МПа	МПа	МПа	МПа	МПа	МПа	МПа	МПа
1	-26,6	-0,1	-26,3	0,4	26,3	-43,1	-9,1	-42,6	-0,2	33,5
2	-29,6	-0,2	-16,6	0,3	26,2	-52,5	-9,2	-50,4	0,4	39,8
3	-1,1	-0,6	0,3	0,8	1,9	-8,7	-9,1	-27,1	0,1	15,2
4	49,3	42,7	98,9	6,4	54,3	-75,3	-73,7	-83,2	-43,2	6,1

Порожністі конструкції випускних клапанів досліджувалися раніше, наприклад в роботах [6, 7], але, головним чином, у зв'язку з використанням натрієвого охолодження клапана. Для розв'язання задачі теплопровідності задавалися ГУ, розроблені для математичної моделі серійного клапана [5] і доповнені умовами по внутрішній порожнині клапана. При цьому для замкнутої порожнини приймався нульовий тепловий потік $q = 0$.

Наявність замкнутої порожнини в стрижні клапана призводить до незначного (в середньому на 8 - 10%) зростання температур в найбільш нагрітих частинах тарілки порожнистого клапана у порівнянні з серійним, але при цьому спостерігається зменшення температурних градієнтів як в радіальному, так і в осьовому напрямках, зумовлене внутрішньою порожниною. Колові і радіальні термічні напруження, а також осьові механічні, відіграють вирішальну роль у формуванні напружено-деформованого стану порожнистого клапана. Введення порожнини помітно позначається лише в зоні опорної фаски клапана, практично витримуються співвідношення між механічними і термічними складовими напружень. Механічне навантаження відіграє помітну роль не лише в досягненні певного рівня сумарних напружень, але й впливає на їх знак.

Висновки

Проведені експериментальні та розрахункові дослідження підтвердили суттєву роль механічної складової у формуванні напружено-деформованого стану випускного клапана, а також необхідність ретельного обґрунтування вибраної схеми закріплення клапана для задачі механіки з залученням

також і експериментальних методів, наприклад безмоторної тензометрії.

Аналіз напружено-деформованого стану клапана, як окремої деталі, з використанням відповідної математичної моделі на стаціонарних режимах навантаження та отримані значення термічних і механічних напружень, які далекі від критичних, не пояснюють виникнення типових дефектів в експлуатації. Повний аналіз впливу конструктивних параметрів клапанного вузла та експлуатаційних факторів на рівень механічних і термічних напружень в деталях вузла можливий на основі нестационарної вузлової моделі.

Список літератури:

1. Балуок Б. Надежность механизма газораспределения быстроходных дизелей. / Б. Балуок, А.Божко – М.: «Машиностроение», 1979. - 160 с. 2. Еременко Б.С. Аналитическое и экспериментальное определение жесткости тарелки клапана и ее влияние на износ гнезда головки цилиндров. / Б.С. Еременко, И.Л. Рудерман // Двигатели внутреннего сгорания. – 1969. – №11. – с. 97-104. 3. Триньов О.В. Оцінка механічних напружень у випускних клапанах методами тензометрії / О.В. Триньов, В.Т. Коваленко, С.В. Обозний, В.П. Куць, О.М. Клименко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. - №2. – с.74-77. 4. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / [А.Н. Подгорный, П.П. Гонтаровский, Б.Н. Куркач и др.]. – К. – Знание, 1989. – 232 с. 5. Тринев А.В. Оценка влияния геометрии тарелки клапана на теплонапряженное состояние выпускных клапанов автотракторного дизеля / А.В. Тринев, А.Н. Авраменко, И.А. Москалев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. - №1. – с. 75-80. 6. Теория двигателей внутреннего сгорания. Под ред. проф. д-ра техн. наук Н.Х.Дьяченко. – Л., 1974. - 532 с. 7. Костин А.К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. Справочное пособие. / А.К. Костин, В.В. Ларионов, А.И. Михайлов – Л., 1979. – 222 с.