

В.И. Алёхин, асп., А.В. Белозуб, канд. техн. наук, О.В. Акимов, д-р техн. наук

МОДЕРНИЗАЦИЯ МЕТОДОЛОГИИ РАСЧЕТА ДЕТАЛИ ПОРШНЯ НА ПРОЧНОСТЬ В МЕСТАХ ДИСЛОКАЦИИ ДЕФЕКТОВ УСАДОЧНОГО ХАРАКТЕРА

Представленная публикация является продолжением цикла исследований, посвященных проблеме обеспечения надежной работы и технического совершенства литых деталей поршней бензиновых двигателей внутреннего сгорания, выполняемых в рамках внедрения методологии расчета на усталостную прочность с учетом дислоцированных усадочных дефектов.

В предыдущих публикациях [1-4] данного цикла были определены и выполнены следующие шаги подготовки начальных условий для разработки методологии:

- с помощью моделирования литейных процессов в пакете программ LVM Flow были определены места дислокации усадочных дефектов;
- создана геометрическая модель поршня с дислоцированными дефектами;
- с использованием универсального расчётного программного комплекса ANSYS проведено моделирование теплового и напряженно-деформированного состояния (НДС) поршня без учета возможных дефектов усадочного характера («плотной детали») и с дислоцированием их в твердотельную модель, с учетом начальных и граничных условий, представленных в работах [3,4];
- получены напряжения в обусловленных

зонах «плотной детали» и с дислоцированными дефектами усадочного характера.

Из-за многократных циклических изменений нагрузочных и скоростных режимов двигателей надежность поршней зависит от сопротивления усталостному разрушению материала в различных напряженных сечениях. На сегодняшний день методология расчета прочностных характеристик поршней ДВС широко представлена в фундаментальных работах Костина А.К., Шеховцова А.Ф., Чайнова Н.Д., Абрамчука Ф.И., Пылёва В.А. [5-9], но для полной оценки детали поршня необходимо проведение серии дополнительных сравнительных расчетов. В данной публикации на базе конструкторско-технологического проектирования проведена модернизация существующей методологии расчета прочностных характеристик деталей поршней с дислоцированием усадочных дефектов. Выполненная модернизация расчетов прочностных характеристик поршня в части учета дислокации усадочных дефектов и их размеров, проводилась в рамках численного научного эксперимента с использованием, в качестве инструментария, комплекса ANSYS. Для постановки полнофакторного 2⁴ эксперимента (табл. 1) были использованы следующие исходные данные:

Таблица 1. Схема подготовки данных полнофакторного эксперимента

№ деф.	№ эксперимента															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
X1	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-
X2	+	+	-	-	+	+	-	-	+	+	-	-	+	+	-	-
X3	+	+	+	+	-	-	-	-	+	+	+	+	-	-	-	-
X4	+	+	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-

- места дислокации литейных дефектов, которые были взяты из результатов моделирования детали поршня ВАЗ 21083-1004015 и 2105-1004015 в ИКС LVM Flow, описанных и наглядно представленных в [1]. В частности, места в теле бобышки под пальцевым отверстием (фактор X1), в теле бобышки над пальцевым отверстием (фактор X2), в сечении скругления корпуса поршня к днищу (фак-

тор X3), и в теле днища поршня под камерой сгорания (для поршней с камерой сгорания) (фактор X4). Исходя из характера рассредоточения рассмотренных дефектов в теле детали, согласно данным макроанализа, представленным на рис. 1 и в результате моделирования литейных процессов, было предложено использовать два типоразмера рассматриваемых дефектов Ø0,3 и 1,3 мм;

- создана конечно-элементная модель поршня с дислоцированными дефектами [2];



Рис. 1. Результат макроанализа поршня с дефектами усадочного характера в днище поршня (данные ОАО «АВТРАМАТ»)

- начальные и граничные условия для моделирования НДС были применены согласно методике, предложенной ранее А.В. Белогубом и др. [3,4];

- в качестве переменных напряжений в детали поршня приняты значения давления газов в цилиндре за один цикл работы двигателя, а в качестве термических - стационарные напряжения, возникающие при номинальной мощности и номинальной частоте вращения коленчатого вала;

- возникающие, в результате моделирования, напряжения в местах дислокации дефектов, было принято контролировать в точках максимального значения напряжений рис. 2.

В качестве решателя для моделирования в ANSYS принят критерий наибольших касательных напряжений, согласно III теории прочности:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

Данный критерий прочности был выбран исходя из рекомендаций [10], а так же простоты его выявления в мультимедийной среде комплекса ANSYS.

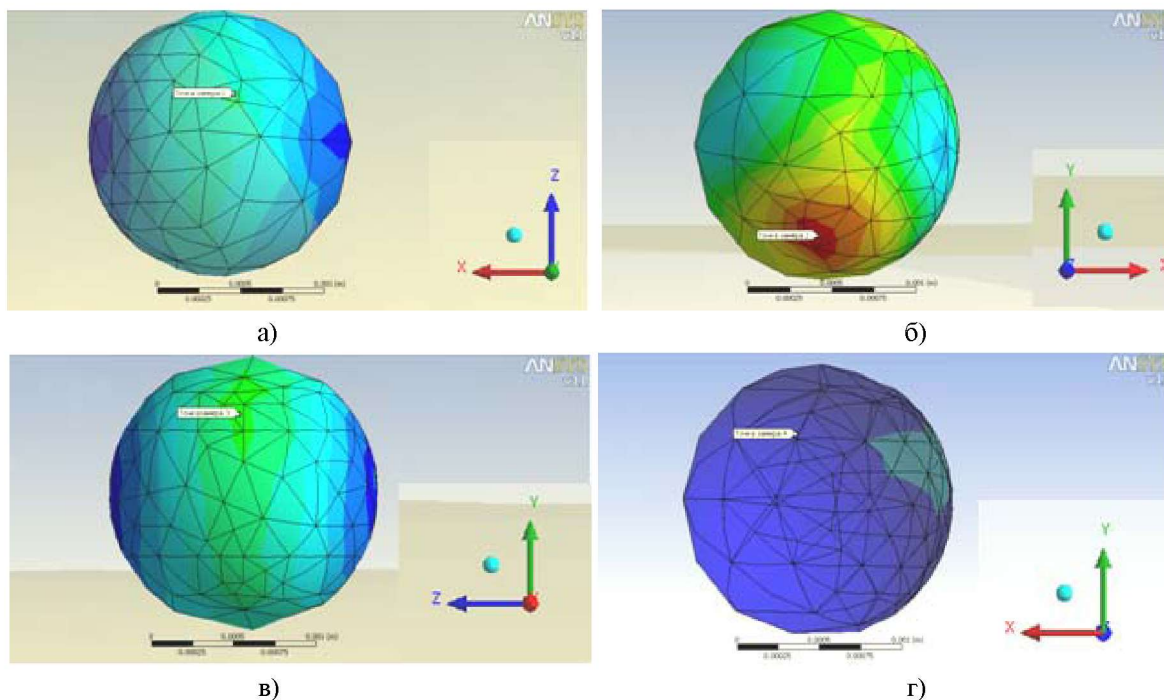


Рис. 2. Точки определения значений в соответствующих дислоцированных дефектах
а) дефект X1 б) дефект X2 в) дефект X3 г) дефект X4

Далее в выбранных точках контролировались максимальные и минимальные значения возникающих напряжений, рассчитывались значения амплитуды напряжений (τ_a), среднего напряжения (τ_m) и коэффициенты асимметрии цикла R по общепринятым формулам [10].

В таблице 2 показаны результаты выполненных расчетов.

Дальнейший расчет заключался в определении предельных напряжений $\tau_{\max \text{ пр.}}$ в местах дислоцированных дефектов, в зависимости от асимметрии цикла:

$$\tau_{\max \text{ пр.}} = \tau_{-1} + (1 - \psi_r) \times \tau_m$$

где τ_{-1} - коэффициент выносливости материала поршня (AK12M2MгH) при симметричном цикле, его значения в зависимости от температуры и числа циклов нагружений (10^7 циклов) были найдены из

справочных данных [11]; ψ_τ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла, вы-

численный из уравнения диаграммы предельных амплитуд по Гудману ($\psi_\tau = \tau_{-1} / \tau_b$).

Таблица 2. Результаты значений напряжений цикла соответствующих дислоцированным дефектам

№ эксперимента	τ_{max} в зонах дефекта, МПа				τ_{min} в зонах дефекта, МПа			
	X1	X2	X3	X4	X1	X2	X3	X4
1	30	74	36	7	11	66	24	5,94
16	13	39	19	11	4,3	33	14,7	4,8
-//-	τ_a , МПа				τ_m , МПа			
	X1	X2	X3	X4	X1	X2	X3	X4
1	9,35	3,75	5,95	0,5	20	70	30	6,48
16	4,50	2,8	2,25	3,35	8,8	36	17	8,15
-//-	R							
	X1	X2	X3	X4				
1	0,37	0,90	0,67	0,85				
16	0,32	0,85	0,77	0,42				

Выражение для определения коэффициентов запаса прочности для каждого исследуемого дислоцированного дефекта было представлено в виде:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \times k_\tau + \psi_m \times \tau_m}$$

Результаты численного расчета τ_{max} и связанных с ним параметров представлены в сводной таблице 3.

Выражение для определения коэффициентов запаса прочности для каждого исследуемого дислоцированного дефекта было представлено в виде:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \times k_\tau + \psi_m \times \tau_m}$$

Таблица 3. Расчетные значения параметров прочности для принятых шагов эксперимента в зависимости от коэффициента асимметрии

№ эксперимента	Полученные данные	τ_{-1} , МПа	τ_b , МПа	ψ_τ	$\tau_{max пр.}$, МПа	n_τ
		1	X1	149	335	0,44
X2	149		335	0,44	188	4,27
X3	146		335	0,44	162	7,46
X4	149		335	0,46	153	43,5
16	X1	149	335	0,44	154	17,7
	X2	149	335	0,44	169	7,9
	X3	146	335	0,46	155	14,6
	X4	149	335	0,44	154	21,3

Полученные результаты расчета максимальных напряжений меньше предельно допустимых,

но в местах X2 при максимальном размере дефектов коэффициент запаса наименьший.

Предложенная модернизация методологии расчета прочностных характеристик литых поршней ДВС состоит из следующих этапов:

- определение, путем моделирования и с помощью статистических данных, параметров дефектов, получаемых при изготовлении литых деталей;
- дислоцирование данных дефектов в 3D модель детали;
- моделирование теплового и напряженно-деформированного состояния детали с заданными начальными и граничными условиями;
- определение полученных в результате моделирования значений напряжений, исходя из существующих критериев прочности;
- проведение расчета прочностных характеристик по приведенным в статье формулам, взятым из существующих технических справочников;
- оценка полученных результатов в сравнении их с рекомендуемыми допустимыми значениями прочности и разработка конструкторско-технологических рекомендаций.

Расчет на прочность, такого рода, является детерминистическим и сводится к вычислению предельных напряжений, запасов прочности. Предлагаемая методология расчета не является достаточной из-за ограниченного объема экспериментальной информации о прочности, но является необходимой для технического расчета параметров литых деталей ДВС.

Следует сделать вывод, что значения напряжений зависят от размеров дислоцированных де-

фектов, но на даній стадії досліджень не відомо при яких комбінаціях розмірів дефектів будуть найбільш небезпечні зони. Даліше 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 згорання (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-