Расчетное и экспериментальное определение локальных величин контактного давления в сопряжении деталей поршня среднеоборотного дизеля типа ЧН 26/26.

Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Оболонный И.В., Стрижов Е.Е. МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

An Experimental Measurement and Numerical Calculation of Contact Pressure in a Composite Piston of a Mid-speed Diesel Engine

Chainov N.D., Myagkov L.L., Obolonniy I.V., Strizhov E.E. Bauman Moscow State Technical University

B настоящее время подавляющее большинство поршней среднеоборотных дизелей имеет составную конструкцию. Это обусловливает необходимость учета в расчетной модели теплового и механического взаимодействия деталей поршня. Сложность экспериментального определения давления в сопряжении деталей контактного затрудняет верификацию В математических моделей. статье применяемых описана методика экспериментального определения локальных величин контактного давления в деталей составного поршня среднеоборотного сопряжении дизеля, обусловленных затяжкой резьбовых соединений при сборке. Также рассмотрена методика расчетного определения локальных величин контактного давления в сопряжении головки и тронка составного поршня. Представлено сравнение экспериментальных и расчетных результатов и их анализ.

<u>Ключевые слова:</u> среднеоборотный дизель, составной поршень, контактное давление.

В настоящее время в среднеоборотных дизелях чаще всего применяются составные поршни. Составная конструкция позволяет, во-первых, выполнить верхнюю и нижнюю части поршня из разных материалов. Верхняя часть поршня – головка, включающая в себя огневое днище, жаровый и уплотнительный пояса – выполняется из жаропрочной стали. Нижняя часть (тронк), в зависимости от степени форсировки двигателя, может быть выполнена как из алюминиевого сплава, так и из стали или чугуна. Такая

конструкция позволяет противостоять высоким тепловым и механическим нагрузкам на головку поршня, ограничивая увеличение массы поршня за счет тронка.

Применение составной конструкции также позволяет выполнить развитые полости охлаждения в головке поршня, применив циркуляционное или инерционное масляное охлаждение.

На рис. 1 показана типичная конструкция составного поршня среднеоборотного дизеля на примере поршня дизеля типа ЧН 26/26. Головка 1 изготовлена из стали 20ХЗМВФ. Тронк 2 выполнен из алюминиевого сплава АК4-1. Головка и тронк скреплены четырьмя стальными шпильками 3. Затяжка шпилек осуществляется гайками 5, контактирующими с тронком через втулки 4. Поршень имеет инерционное масляное охлаждение. Масло подводится посредством канала в шатуне, через центральное отверстие поступает в головку поршня.



Рис. 1. Составной поршень среднеоборотного дизеля типа ЧН 26/26.

1 – головка; 2 – тронк; 3 – шпилька; 4 – втулка; 5 – гайка.

Особенностью составной конструкции является наличие термоупругого взаимодействия между соприкасающимися деталями поршня. Процесс

теплопередачи между головкой и тронком характеризуется термическим сопротивлением контакта. На практике часто пользуются проводимостью контакта – величиной, обратной термическому сопротивлению.

Термическое сопротивление контакта обусловлено тем, что фактическая площадь соприкосновения деталей много меньше номинальной – вследствие наличия на контактирующих поверхностях микро- и макронеровностей. Проводимость контакта обычно представляют в виде двух слагаемых – проводимости мест фактического контакта и проводимости межконтактных зазоров. При этом фактическая площадь контакта оказывает наибольшее влияние на проводимость. Фактическая же площадь контакта в основном зависит от шероховатости поверхностей, их твердости и нормальной нагрузки, т.е. – контактного давления [1].

При моделировании ТНДС составной конструкции в трехмерной постановке не следует пренебрегать неравномерностью распределения контактного давления по контактной поверхности. Алгоритм численного моделирования ТНДС с учетом локальных величин контактного давления подробно описан в работе [2]. На первом шаге моделирования необходимо определить распределение контактных давлений, возникающих при затяжке шпилек в ходе сборки поршня.

Рассмотрим расчетное определение локальных величин контактного давления от монтажных нагрузок на примере поршня среднеоборотного дизеля типа ЧН 26/26. Расчет производится методом конечных элементов с помощью программного комплекса ANSYS 15.0 в трехмерной упругой постановке.

Трехмерная расчетная модель (см. рис. 2) соответствует конструкции, представленной на рис. 1. Дополнительно введен поршневой палец и верхняя головка шатуна с частью стержня. Плоскость среза стержня служит для закрепления модели. Палец и верхняя головка шатуна, а также гайка и втулка объединены между собой с целью упрощения расчетной модели. Расчетная схема приведена на рис. 3.



Рис. 2. Трехмерная модель для расчета контактных давлений от

монтажной нагрузки



Рис. 3. Расчетная схема составного поршня.

1 – головка; 2 – тронк; 3 – шпилька; 4 – гайка; 5 – поршневой палец; 6 – верхняя головка шатуна; 7 – стержень шатуна Заданы две контактных пары – между головкой и тронком поршня, а также между втулкой и тронком поршня. Взаимодействие между шпилькой и головкой поршня, пальцем и тронком поршня не рассматривается.

Силы затяжки каждой из четырех шпилек полагаются равными между собой. Поэтому модель имеет две вертикальных плоскости симметрии. Одна из них проведена через ось поршневого пальца, вторая перпендикулярна ей.

Затяжка шпильки моделируется при помощи встроенной функции Pretension. В качестве нагрузки задается осевое усилие затяжки шпильки. Расчет силы затяжки *F*₀ производится по зависимости [3]:

$$F_0 = \frac{T_{\kappa\pi}}{k_{\kappa\pi}},\tag{1}$$

где $T_{\kappa\pi}$ – крутящий момент, приложенный к ключу, $H \cdot M$; d – диаметр резьбы, м; $k_{\kappa\pi}$ – коэффициент, зависящий от состояния поверхностей тронка и гайки, и определяется соотношением [3]:

$$k_{\rm \tiny KJ} = 0,16 \cdot P + 0,5 \cdot f_{\rm p} + f_{\rm \tiny T} \cdot R_{\rm \tiny T}, \qquad (2)$$

где P – шаг резьбы, м; f_p и f_r – коэффициенты трения соответственно в резьбе и на торце гайки; R_r – приведенный радиус трения, м. Последний может быть определен, как [3]:

$$R_{\rm T} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2},\tag{3}$$

где D – наружный диаметр опорной поверхности гайки, м; d_0 – диаметр отверстия в тронке под крепежную шпильку, м.

Для известной силы затяжки растягивающие напряжения в стержне шпильки могут быть определены аналитически [3]:

$$\sigma_0 = \frac{4 \cdot F_0}{\pi \cdot d_1^2},\tag{4}$$

где *d*₁ – диаметр стержня шпильки, м.

На рис. 4 показана расчетная схема с геометрическими размерами для расчета силы затяжки шпильки. Коэффициенты трения в резьбе и по торцу приняты равными соответственно 0,16 и 0,11 согласно рекомендациям [4]. Геометрические размеры и момент на ключе взяты из технической документации на поршень.

В результате расчета по зависимостям (1) – (3) величина силы затяжки составила 5,5·10⁴ Н. Соответствующая данной силе затяжки величина растягивающих напряжений в стержне шпильки при расчете по зависимости (4) составила 408 МПа.



Рис. 4. Расчетная схема для определения силы затяжки шпильки

Конечно-элементная сетка для расчета представлена на рис. 5. Число элементов – порядка 764 тыс., количество узлов – порядка 390 тыс. Вблизи контактных поверхностей средний размер элемента составляет 1 мм.



Рис. 5. Конечно-элементная сетка вблизи контактных поверхностей



Рис. 6. Растягивающие напряжения в шпильке

Оценка адекватности моделирования затяжки проводилась по величине расчетных растягивающих напряжений в стержне шпильки. Средняя величина растягивающих напряжений в стержне шпильки составила 410 МПа. Результаты численного моделирования растягивающих напряжений в шпильке показаны на рис. 6.

На рис. 7 представлены результаты расчета локальных величин контактного давления. Максимальная величина контактного давления

составила 144,7 МПа, минимальная – порядка 0,1 МПа. Результаты аналитического расчета и численного моделирования сведены в таблице 1.



Рис. 7. Результат расчета контактных давлений от монтажной нагрузки (ось поршневого пальца расположена горизонтально)

Таблица 1. Результаты расчетов.

	Аналитический	Численный	\$ 0/2
	расчет	расчет	0,70
Растягивающие напряжения в стержне	408	410	0.5
шпильки, МПа	100	410	0,5
Макс. контактное давление, МПа	-	144,7	-

В целях верификации математической модели определения локальных контактных давлений в составном поршне на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ был проведен натурный эксперимент. В ходе эксперимента проведено измерение контактных давлений в сопряжении тронка и головки поршня среднеоборотного дизеля типа ЧН 26/26 (Д-49). Эксперимент проводился на серийном поршне с использованием оригинальных крепежных деталей. Детали поршня показаны на рисунках 8 и 9.



Рис. 8. Тронк поршня



Для определения величин контактного давления использовалась специальная пленка Fujifilm Prescale [5]. Принцип действия пленки основан на разрушении микрокапсул с красящим пигментом при приложении давления. На величину давления указывает интенсивность цвета пленки. Принцип действия пленки показан на рис. 10.

Пленка А СССССССССССССССССССССССССССССССССССС	РЕТ-основание Слой формирова- ния цвета Слой проявки цвета РЕТ-основание
	— РЕТ-основание Слой формирова- ния цвета — Спой проязки цвета

Рис. 10. Принцип работы пленки Prescale

Существует несколько видов пленки с различными диапазонами измеряемого давления. Диапазоны измерения давления показаны на рис. 11. Технические характеристики приведены на рис. 12.

	Диапазон давлений [МПа] 1 МПа = 10,2 кгс/кв.см²							Designed		
Тип плонки (кол)	0.05	0.2	0.5 0.6	2.5	10	50	130	300	Размер пленки	Тип
тип пленки (код)		29	73 87	363	1,450	7,250	18,850	43,500	плина (мм) х	ТИП
			Диапаз	он давлени	ій [psi] 1	psi = 6895	5 Па		длина (мм)	
Сверхвысокое давление (HHS)									270 × 12	Однолистовой
Высокое давление (HS)									270 × 12	Однолистовой
Среднее давление (MS)									270 × 12	Однолистовой
Среднее давление (MW)									270 × 12	Двухлистовой
Низкое давление (LW)									270 × 12	Двухлистовой
Сверхнизкое давление (LLW)									270 × 6	Двухлистовой
Ультрасверхнизкое давление (LLLW)									270 × 5	Двухлистовой
Чрезвычайно низкое давление (4LW)									310 × 3	Двухлистовой
Примечание: Буква W в коде продукта соответствует двухлистовому типу пленки, буква S — однолистовому тип										

Рис. 11. Типы пленок Prescale

Характеристики		
	Однопленочный вариант (W)	Однопленочный вариант (S)
Точность	±10% или меньше (данные получен 23°С, 65% сравнительной влажнос	ны с помощью денситометра при ти)
Рекомендованная температура при эксплуатации	20°C ~ 35°C (68°F–95°F) ¹	
Рекомендованная влажность при эксплуатации	35% ~ 80% сравнительной влажнос	сти ²
Толщина	100µm	100µm × 2

Рис. 12. Характеристики пленок Prescale

Для измерения величин давления использовалась пленка двух типов – MS (диапазон измерения давлений 10 – 50 МПа) и HS (диапазон измерения давлений 50 – 130 МПа). Пленка Prescale была закреплена на контактной поверхности тронка поршня. Фото тронка с установленной пленкой и схема расположения пленки показаны соответственно на рис. 13 и 14.

Обработка результатов производится путем сканирования пленки и обработки отсканированного материала с помощью специализированного программного обеспечения. Величина давления определяется по насыщенности цвета пленки [5].



Рис. 13. Тронк поршня с нанесенной пленкой

Рис. 14. Схема расположения пленки на

тронке

Затяжка шпилек производилась В соответствии технической с Крутящий документацией поршень. на момент контролировался ключом и составлял 150 H·м. Перед проведением динамометрическим измерений (до установки пленки) проведено три сборки и разборки поршня с целью обмятия микронеровностей. После установки пленки и сборки поршень выдержан в собранном состоянии в течение 30 минут.



Рис. 15. Результаты эксперимента

Обработка результатов эксперимента проведена представителями компании Fujifilm. Результаты эксперимента показаны на рис. 15. Анализ результатов показал удовлетворительное совпадение качественной картины распределения контактных давлений с расчетом. В таблице 2 представлено

сравнение результатов численного моделирования и эксперимента в точках, находящихся в радиусе 20-30 мм от соединительных шпилек.

Номер	Координ	наты, мм	Контактное давление, МПа		S 0/		
точки	Х	Y	Эксперимент	Расчет	0, %		
A16	-64,5	73,3	93,6	84,8	9		
A17	-54,2	65,7	52,0	51,4	1,1		
A18	-80,5	53,8	62,4	55,3	11,3		
A19	-74,6	48,6	51,4	42,3	17,7		
A20	-67,1	42,8	50,0	29,6	40,8		

Таблица 2. Сравнение расчетных и экспериментальных результатов

Значительное расхождение результатов в точках A19 и A20 объясняется тем, что измеренная величина давления находится вблизи нижней границы предела измерения данного типа пленки.

Результаты эксперимента показали адекватность расчетной модели и допустимость ее использования при расчетах ТНДС составных поршней среднеоборотных дизелей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Попов В.М. Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. М., «Энергия», 1971. 216 с. с ил.
- Стрижов Е.Е. Особенности моделирования температурного поля составного поршня форсированного среднеоборотного дизеля. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2011, №9, стр. 23 – 36.
- Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроит. Специальностей вузов. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.: ил.

- Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.: ил.
- 5. Пленка Prescale для оценки распределения оказываемого давления. URL: <u>https://www.fujifilm.eu/ru/produkty/promyshlennye-produkty/plenka-prescale-dlja-ocenki-dlja-izmerenija-raspredelenija-davlenija/plenka-prescale-dlja-ocenki-raspredelenija-okazyvaemogo-davlenija</u> (дата обращения 19 января 2017).