

- В повышении топливной экономичности на 6-8%;
- В снижении эмиссии выбросов, шума и вибраций;
- В снижении поступательно-движущихся масс на 25-35%.

Повышенные механические свойства гранульных композитов достигаются значительным измельчением зерна в гранулах, свойствами границ раздела по гранулам, отличными от таковых для известных композитов, введением наноразмерных частиц.

Литература:

1. Untersuchung mit Ventilen aus Leichtbau- Werkstoffen. MTZ Motortechnische Zeitschrift 60 (1999) 9, p. 590-603.

2. Massereduzierung an Bauteilen des Kurbeltriebs. MTZ Motortechnische Zeitschrift 67 (2006) 04, p. 254-261.

3. Москвичев Ю.П., Панин В.И., Агеев С.В., Аладьин А.В. Заготовка многокомпонентного конструкционного материала. Заявка № 2010121362 с приоритетом от 27 мая 2010г.

4. Г.М. Кузьмичева. Теория плотнейших шаровых упаковок и плотных шаровых кладок: Московская государственная академия тонкой химической технологии им. М.В. Ломоносова. М. 2000, 37с.

5. Москвичев Ю.П., Панин В.И., Агеев С.В., Аладьин А.В. Легкий клапан двигателя внутреннего сгорания из композиционного жаропрочного материала на основе титана и его интерметаллидов и способ его изготовления. Заявка № 2010121365, с приоритетом от 27 мая 2010г.

6. V.I. Panin, V.B. Udovichenko, N.D. Chainov, L.L. Myagkov. "Design, Calculation and Testing of Composite Connecting Rod for Internal Combustion Engine". Proceedings of the 4th International Conference ATA-MAT'94 "Structural Materials and Processes for the Transportation Industry", Oct. 5-7, 1994, Torino (Italy), p.p. 327-340.

7. V. Panin, Y. Burakov, A. Volkov, N. Chainov, L. Myagkov. "Internal Combustion Engine Valve: Construction and Manufacturing Mean Using the Alloys Based on Titanium". Proceedings of the SETC'97 "Small Engine Technology Conference", Yokohama, Japan, October 27 to 31, 1997, paper No.: 123.

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ КАРТЕРА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА

В.С. Мурзин (ООО ГСКБ «Трансдизель»); **В.А. Романов, С.Б. Сапожников, Н.А. Хозенюк** (Южно-Уральский государственный университет)

Непрерывно растущий уровень производительности и ресурсов доступных в инженерной практике вычислительных средств в сочетании с интенсивно развивающимися программными САЕ (Computer-aided engineering) и САД (Computer-aided design) продуктами выступают объективной предпосылкой появления новых подходов к дальнейшему совершенствованию таких сложных машиностроительных конструкций, как современные двигатели внутреннего сгорания. Расчетная оценка напряженно-деформированного состояния картера дизельного двигателя по-прежнему остается одной из наиболее сложных и трудоемких вычислительных задач. По этой причине создание расчетной модели картера предполагает ее тесную привязку к решаемой инженерной проблеме, когда за счет тщательного выбора упрощающих допущений удастся снижать запросы к требуемым вычислительным ресурсам, и получать возможность выполнения количественных оценок по

ограниченному кругу вопросов. От того, в какой мере приходится прибегать к упрощающим допущениям, зависит универсальность расчетной модели, диапазон вопросов, доступных для обсуждения с использованием этой модели, а в конечном итоге – совокупное качество и конкурентоспособность проектируемых объектов.

Одним из направлений расширения возможностей расчетных экспериментов для совершенствования конструкции современных двигателей внутреннего сгорания является технология FSI (Fluid-Structure Interaction analysis), позволяющая объединить современные расчетные средства механики жидкости и газа, теплофизики и механики деформируемого твердого тела.

В работе обсуждаются модель и результаты расчетных экспериментов, выполненных для картера четырехцилиндрового рядного дизельного двигателя ЧН 13/15 промышленного трактора. Целью численных экспериментов является анализ влияния конструктивных особенностей рубашки охлаждения на напряженно-деформированное состояние картера с учетом составляющих как от теплового, так и от силового нагружений.

Расчетное определение теплового состояния картера дизельного двигателя требует использования взаимодействующих между собой нестационарных тепловых моделей движущегося горячего газа в камерах сгорания, окружающих камеры сгорания деталей и охлаждающей жидкости. Строгое определение нестационарных тепловых полей по всему объему двигателя потребовало бы вычислительных затрат, неоправданных для решения текущих инженерных задач. В данной работе использована стационарная модель, ориентированная на расчет той составляющей температуры, относительно которой в каждом цикле совершаются периодические изменения. К основным вопросам, ответы на которые призвана дать такая расчетная модель, в первую очередь относятся анализ равномерности охлаждения каждого цилиндра и выявление зон возможных локальных перегревов.

Расчеты выполнены в междисциплинарной постановке FSI, когда собственно конструкционному расчету механики деформируемого твердого тела (structural analysis) предшествует решение задачи механики жидкости и газа CFD (Computational Fluid Dynamics). Использован метод конечных элементов, реализованный в пакете прикладных программ Ansys v 12.1.

Модель CFD задачи включает твердотельные домены картера и гильз цилиндров, потоковый домен охлаждающей жидкости и четыре газовых домена, в которых локализованы области тепловыделения (рис. 1).

Основными упрощающими допущениями CFD модели являются:

1. Игнорирование тактового характера движения газа в газовых доменах и последовательности воспламенения топливной смеси в отдельных цилиндрах. Течение газа в каждом из газовых доменов принято независимым и стационарным с известным массовым расходом и температурой на входе.

2. В каждом из четырех газовых доменов в верхней трети цилиндрической области, ограничиваемой гильзой цилиндра, располагается источник тепла известной мощности, полученной на основании заявленной мощности двигателя и его к.п.д. Мощность источников тепла в цилиндрах одинакова.

3. Граничные условия по поверхностям, отличным от поверхностей контакта доменов, соответствуют граничным условиям III-го рода с известными коэффициентами теплоотдачи и температурой окружающей среды.

Часть расчета, отвечающая за силовое нагружение, выполнена для сочетаний газовых сил, а также усилий, передающихся на картер со стороны коленчатого вала и поршней с дискретизацией 5 градусов поворота коленчатого вала.

Численное моделирование для режима максимальной мощности выполнено на восьмипроцессорной вычислительной системе и потребовало использования 24 Гб оперативной памяти.

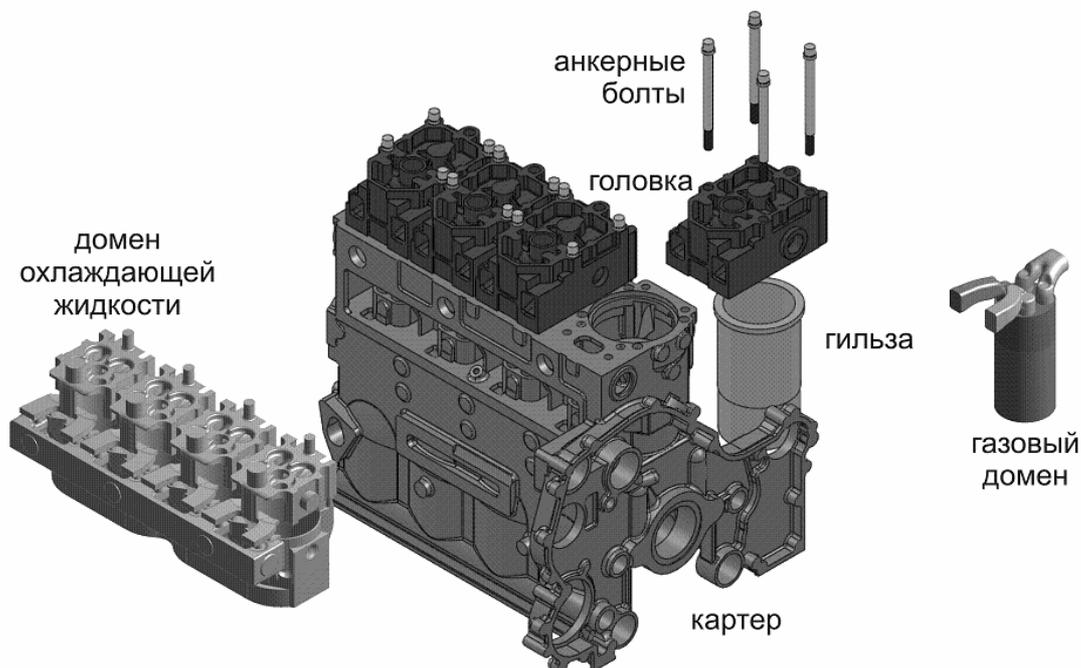
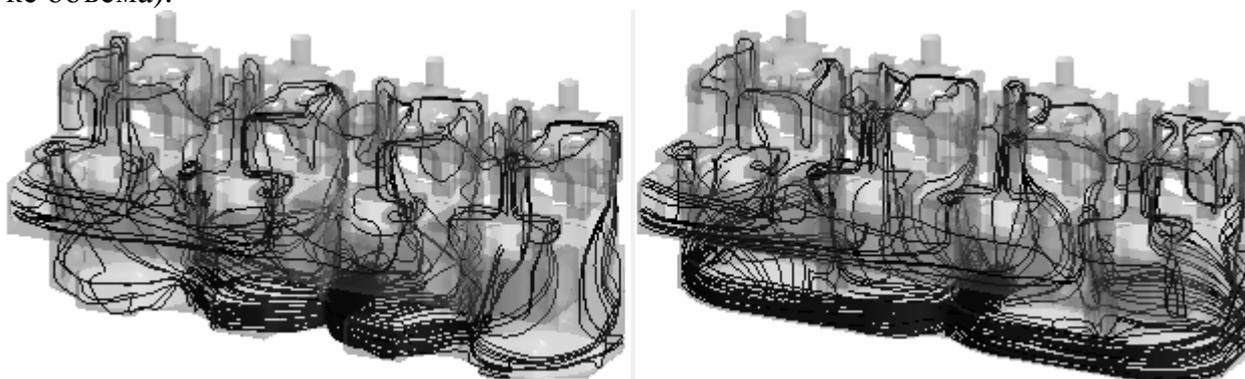


Рис. 1. Элементы CFD модели расчета теплового состояния картера дизельного двигателя

Обсуждаемая расчетная модель картера использована для анализа целесообразности внесения изменений в геометрию рубашки охлаждения картера экспериментального двигателя, пробные запуски которого сопровождались задирами поршней крайних цилиндров. Рассмотрено несколько вариантов модификации рубашки охлаждения. Итоговый вид модифицированной и исходной рубашек, характер изменения потоков охлаждающей жидкости показан на рис. 2 а, б (на рис. 2 плотность линий тока пропорциональна расходу жидкости в рассматриваемой точке объема).



а) исходный вариант

б) модифицированный вариант

Рис. 2. Общий вид пространственной области, занимаемой охлаждающей жидкостью для двух вариантов исполнения картера и линии тока охлаждающей жидкости

Сравнение тепловых полей в установившемся состоянии дает основания сделать вывод о том, что модификация рубашки охлаждения позволяет существенно сблизить тепловые состояния гильз разных цилиндров, кроме того, заметно выравниваются тепловые деформации по высоте каждого цилиндра.

Выполненные расчетные эксперименты показали, что внесение изменений в геометрию рубашки охлаждения сопровождается уменьшением градиентов температур, что в свою очередь сопровождается снижением величин тепловых напряжений. Для картера рассмотренного двигателя наиболее нагруженными тепловыми напряжениями элементами конструкции картера как исходного, так и модифицированного вариантов, оказались перегородки между цилиндрами. На рис. 3 показаны распределения первых главных напряжений в одной из перегородок. Графики построены для двух взаимно перпендикулярных направлений. Сплошной линией показан исходный вариант рубашки охлаждения, штриховая и пунктирная линии соответствуют модифицированному варианту рубашки охлаждения при разных диаметрах отверстий, соединяющих рубашки картера и головок. Снижение максимальных тепловых напряжений в результате модификации рубашки охлаждения составляет не менее 60%.

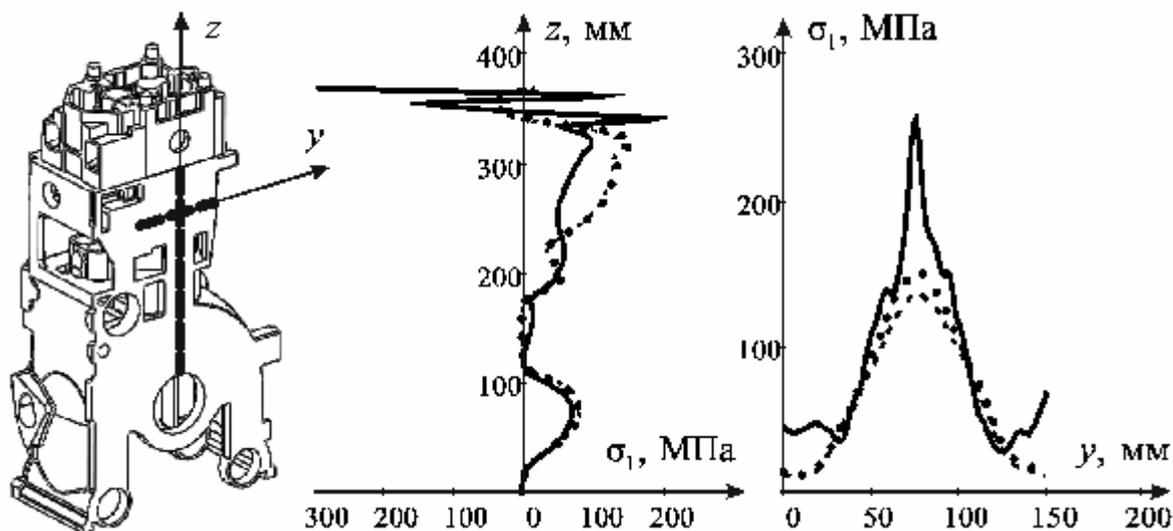


Рис. 3. Тепловые напряжения в картере вблизи области наибольших значений первых главных напряжений (пояснения в тексте)

Выполнение силового расчета картера показало, что максимальное по картеру значение первых главных напряжений достигается в перегородке между первым и вторым цилиндрами в момент времени, когда давления газа во втором цилиндре максимальны. Локализация области максимальных напряжений от силового нагружения в исходной конструкции картера совпала с расположением области максимальных тепловых напряжений. Показано, что конструктивные изменения, связанные с модернизацией рубашки охлаждения, понижают несущую способность картера при действии рассмотренной системы нагрузок.

С целью снижения напряжений при совместном тепловом и силовом воздействиях были выполнены расчеты нескольких вариантов усиления картера с модифицированной рубашкой охлаждения. Показано, что снижение суммарных напряжений достигается в результате конструктивных изменений в рамках компромисса между повышением эффективности охлаждения цилиндров и головок двигателя – с одной стороны, и рациональной компоновкой картера с позиции его работы как силового каркаса – с другой стороны.

Таким образом, разработана конечноэлементная модель системы корпусных элементов дизельного двигателя жидкостного охлаждения, позволяющая решать связанные задачи определения теплового состояния элементов конструкции и прочностного расчета. Дальнейшее развитие модели возможно в направлении

уточнения силовой нагруженности картера путем учета смазочного слоя подшипников при оценке усилий взаимодействия коленчатого вала с картером, сравнительной оценки циклической прочности конструкции и других практически важных направлениях.

Выполненная работа демонстрирует широкие возможности, предоставляемые CAD/CAE системами, объединенными, например, в рамках CALS-технологий (Continuous Acquisition and Life cycle Support), широко применяемых за рубежом при проектировании и сопровождении современных двигателей внутреннего сгорания.

Работа выполнена при поддержке федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы.

О НЕКОТОРЫХ МОДЕЛЯХ СТРУКТУРЫ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ СИГНАЛОВ ПОРШНЕВЫХ МАШИН

Науменко А.П. (Научно-производственный центр «Динамика»)

Математическое описание структуры виброакустического (ВА) сигнала, полученного с определенных узлов поршневой машины (ПМ) с учетом канала формирования и распространения ВА колебаний, является диагностической моделью. Такая модель позволяет произвести селекцию информативных диагностических признаков неисправностей и дефектов.

Обобщенная модель структуры ВА сигнала [3, 4, 5], возбуждаемого различными источниками в ПМ, построена с учетом наличия и взаимодействия трех основных источников возбуждения ВА колебаний в объекте, которые идентифицируются по типам возбуждаемых колебаний – свободных затухающих, вынужденных незатухающих, случайных широкополосных и узкополосных колебаний. С целью формирования алгоритмов постановки диагноза по параметрам ВА сигнала инвариантных к конструкции машин и механизмов необходимо на основе обобщенной модели разработать частные модели структуры ВА сигнала конкретной неисправности или дефекта.

Неуравновешенность движущихся и вращающихся масс является источником сил инерции F_g вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс, центробежных сил инерции и моментов этих сил, которые в общем случае описываются следующим образом [1, 4, 5]:

$$F_g(t) = F_1 \sin(\Omega_1 t) . \quad (1)$$

где Ω_1 – частота вращения неуравновешенной массы.

Примечание: Далее параметр t (время) опущен для упрощения представления формул.

С учетом представления [3, 5] можно записать:

$$\text{полигармонические воздействия} - F_{g\Sigma} = F_g(0,5 + F_n h_n^g) + F_s(0,5 + F_s h_s^g) , \quad (2)$$

$$\text{стохастические воздействия} - F_{n\Sigma} = F_n(0,5 + F_s h_s^n) + F_n(0,5 + F_g h_g^n) , \quad (3)$$

$$\text{ударные воздействия} - F_{s\Sigma} = F_s(0,5 + F_n h_n^s) + F_s(0,5 + F_g h_g^s) , \quad (4)$$

где F_s – импульсные (ударные) вынуждающие воздействия (напр., взаимодействие зубчатых пар, соударения в зубчатой муфте) в общем случае, представляются в виде последовательности импульсов заданного вида; F_n – шумовые силы, возникающие вследствие трения контактирующих деталей или газогидродинамики, ко-