

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ	ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES
<i>Мягков Л.Л., Сивачев С.М., Стрижов Е.Е., Чирский С.П.</i> Топологическая оптимизация поршня высокофорсированного дизеля	3 <i>Myagkov V.V., Sivachev S.M., Strizhov E.E. and Chirsky S.P.</i> Topological optimization of high-powered engine piston
<i>Плескачевский Ю.Г., Дружинин П.В., Шерстнёв А.В.</i> Бинарный рабочий цикл — новое техническое решение в ДВС	11 <i>Pleskachevsky Yu.G., Druzhinin P.V. and Sherstnev A.V.</i> Binary cycle: innovative reciprocating engine concept
СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ	ENGINE SYSTEMS AND UNITS
<i>Галиев Р.К., Гаффаров Г.Г., Гаффаров А.Г., Коваленко С.Ю.</i> Обеспечение надежности газовых двигателей ПАО КамАЗ применением модернизированных турбокомпрессоров ТКР 7С-6	15 <i>Galiev R.K., Gaffarov G.G., Gaffarov A.G. and Kovalenko S.Yu.</i> Modernized turbocharger type TKP 7C-6 to enhance reliability of KAMAZ gas engines
<i>Циплёнкин Г.Е., Иовлев В.И.</i> Повышение эффективности работы двигателя на низких нагрузках за счет оптимизации системы наддува	20 <i>Tsyplenkin G.E. and Iovlev V.I.</i> Optimization of supercharge system to improve engine low-load efficiency
ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ	ENVIRONMENTAL ISSUES
<i>Пунда А.С., Гурьев Ю.Г.</i> Исследование рабочего процесса двухтактных двухтопливных судовых дизелей для крупнотоннажных морских судов	29 <i>Punda A.S. and Guriev Yu.G.</i> Combustion process in large two-stroke dual-fuel marine engines
<i>Федянов Е.А., Левин Ю.В., Шумский С.Н., Захаров Е.А.</i> Влияние добавок свободного водорода на экологические показатели роторно-поршневого двигателя	35 <i>Fedyanov E.A., Levin Yu.V., Shumsky S.N. and Zakharov E.A.</i> Free hydrogen addition to improve rotary engine environmental performance
НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ	ENGINE BUILDING NEWS
Совершенствование подшипников скольжения в системе коленвала поршневого двигателя (материалы конгресса СИМАС-2016)	39 Perfecting of shell bearings in engine crank train system (based on CIMAC-2016 papers)
ИНФОРМАЦИЯ	INFORMATION
Конференция	38 Conference
Рефераты статей	54 Synopsis

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

В.А. Шелеметьев	<i>техн. директор</i>	<i>ПАО «Коломенский завод», г. Коломна</i>
В.В. Коновалов	<i>генеральный директор</i>	<i>АО «Звезда-редуктор», Санкт-Петербург</i>
А.К. Лимонов	<i>гл. конструктор</i>	<i>АО РУМО, Нижний Новгород</i>
Е.И. Бирюков	<i>гл. конструктор</i>	<i>АО «Барнаултрансмаш», г. Барнаул</i>
В.М. Гребнев	<i>техн. директор</i>	<i>ОАО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково</i>
А.С. Куликов	<i>гл. констр. по двиг.</i>	<i>ПАО КамАЗ, г. Набережные Челны</i>
В.И. Федышин	<i>директор</i>	<i>ООО МПЦ «Марине», Санкт-Петербург</i>
А.П. Маслов	<i>вед. инж.-конструктор</i>	<i>ООО «ЧТЗ-Уралтрак», г. Челябинск</i>
А.С. Калюнов	<i>начальник ИКЦ</i>	<i>ООО НЗТА, г. Ногинск</i>

НИИ

Д.П. Ильющенко-Крылов	<i>гл. инженер</i>	<i>ЦНИИМФ, Санкт-Петербург</i>
В.А. Сорокин	<i>зав. отделом</i>	<i>ЦНИИМФ, Санкт-Петербург</i>
В.И. Ерофеев	<i>нач. отдела</i>	<i>I ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург</i>
В.В. Альт	<i>рук. науч. направления</i>	<i>ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск</i>
Ю.А. Микутенко	<i>президент</i>	<i>НПХЦ «Миакрон-Нортон», Санкт-Петербург</i>

ВУЗЫ

В.А. Марков	<i>зав. кафедрой Э-2</i>	<i>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва</i>
Н.Д. Чайнов	<i>проф. кафедры Э-2</i>	<i>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва</i>
В.А. Рыжов	<i>проф. кафедры ТМС и САПР</i>	<i>КИ фил. МПУ, г. Коломна</i>
Ю.В. Галышев	<i>зав. кафедрой двигателей</i>	<i>СПбПУ Петра Великого, ИЭТС, Санкт-Петербург</i>
М.И. Куколев	<i>проф. кафедры гидравлики</i>	<i>СПбПУ Петра Великого, ИСИ, Санкт-Петербург</i>
О.К. Безюков	<i>проф. кафедры ТК СДВС</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
А.А. Иванченко	<i>зав. кафедрой ДВС и АСЭУ</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
Л.В. Тузов	<i>проф. кафедры ТК СДВС</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
А.С. Пунда	<i>проф. кафедры ДВС и АСЭУ</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
В.К. Румб	<i>проф. кафедры ДВС и АСЭУ</i>	<i>ГМТУ, Санкт-Петербург</i>
А.В. Смирнов	<i>нач. кафедры Д и ТУ</i>	<i>ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург</i>
В.О. Сайданов	<i>проф. кафедры Д и ТУ</i>	<i>ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург</i>
А.А. Обозов	<i>профессор кафедры ТД</i>	<i>БГТУ, г. Брянск</i>
А.В. Разуваев	<i>профессор кафедры ЯЭ</i>	<i>БИТИ фил. ФГАОУ МИФИ г. Балаково</i>

Издатель журнала — ООО «ЦНИДИ-Экосервис», Санкт-Петербург.

Журнал издается при поддержке Военного института (инженерно-технического) — ВИ(ИТ) Военной академии материально-технического обеспечения (ВА МТО), Санкт-Петербург.

Журнал «Двигателестроение» включен в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук.

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:

05.02.00 — Машиностроение и машиноведение

05.04.00 — Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

05.14.00 — Энергетика

Электронные версии журнала (2005–2018 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (www.elibrary.ru) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

Выпускающий редактор Н.А. Вольская
Редактор инф. отдела Г.В. Мельник
Ст. редактор О.Д. Камнева
Верстка — А.В. Вольский

Сдано в набор 01.06.2018
Подписано в печать 20.06.2018
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 23. Тираж 700 экз.
Цена договорная

Почтовый адрес редакции журнала:
ООО «ЦНИДИ-Экосервис», 191123, Санкт-Петербург, а/я 65

Тел.: +7 (921) 956-31-94
+7 (812) 719-73-30

E-mail: ecology@rdiesel.ru
www.rdiesel.ru

**ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ**

Типография «Светлица»
Лиц. ПД № 2-69-618, 196158,
Санкт-Петербург, Московское шоссе, 25, 215

© Журнал «Двигателестроение». 2018. № 2 (272)

ТОПОЛОГИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПОРШНЯ ВЫСОКОФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ

*Л.Л. Мягков, к.т.н., доцент кафедры, С.М. Сивачев, аспирант,
Е.Е. Стрижов, инженер, С.П. Чирский, к.т.н., доцент кафедры
Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана*

Рассмотрены современные материалы и технологические процессы производства поршней для дизельных двигателей с различной степенью форсировки. Показано, что поршень с наиболее оптимальной конструкцией может быть изготовлен с помощью аддитивных технологий, получение трехмерной модели такой конструкции возможно за счет применения методов топологической оптимизации (ТО). Приведен обзор микро- и макроструктурных методов непрерывной ТО деталей, а также примеры их применения для поршней двигателей внутреннего сгорания. Предложен альтернативный метод ТО, основанный на расчете коэффициента запаса усталостной прочности деталей. Представлены результаты применения данного метода для стального поршня высокофорсированного дизеля, которые дают представление о наиболее рациональном распределении материала в поршне с точки зрения восприятия механической нагрузки.

Введение. Постоянное повышение среднего эффективного давления рабочего цикла транспортных дизелей, направленное на улучшение их экологических, экономических и мощностных показателей, приводит к росту температуры и давления рабочих газов внутри цилиндра. Данные параметры более совершенного с точки зрения термодинамики рабочего процесса становятся причиной увеличения термических и механических напряжений в поршне, что безусловно сказывается на его ресурсе. С другой стороны, существуют тенденции к уменьшению массы поршня с целью снижения нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма и уменьшению высоты жарового пояса для сокращения вредного объема над первым компрессионным кольцом. Очевидно, что при этом прочностные и жесткостные характеристики конструкции должны оставаться на высоком уровне. В связи с этим повышение надежности поршней при удовлетворении указанных противоречивых требований к ним представляет собой актуальную задачу, стоящую перед отраслью двигателестроения. Решением данной проблемы является разработка новых материалов



и технологических процессов производства поршней, а также развитие методов их топологической оптимизации (ТО) с одновременным совершенствованием методов математического моделирования теплового и напряженно-деформированного состояния.

Современные материалы и технологии изготовления поршней. Эксплуатация поршней при максимальном давлении цикла до 200 бар и температуре кромки камеры сгорания (КС) до 400 °С стала возможной благодаря созданию алюминиевого сплава системы Al-Si-Cu-Ni-Mg с повышенной термоусталостной прочностью [1]. Увеличение содержания меди и никеля, а также переход на заэвтектические сплавы (с массовой долей кремния больше 13 %) позволили повысить предел термомеханической выносливости материала при $t = 350$ °С практически в 2 раза. При более высоких температурах и том же уровне давлений широкое применение нашли составные поршни со стальной головкой и алюминиевой юбкой. В связи с тем что за последние 15–20 лет максимальное давление сгорания в дизельных двигателях достигло 250 бар, возникла необходимость в разработке более прочных цельнометаллических стальных поршней [2]. Поскольку высоколегированные стали отличаются плохими литейными свойствами, такие поршни изготавливаются ковкой, что усложняет формирование

кольцевого канала охлаждения в их головке. Тем не менее были найдены следующие технические решения: горячее деформирование зоны поршневых колец [2]; соединение головки и корпуса с помощью сварки трением [3]; приваривание лазерной сваркой верхней части головки [4]; установка двух пружинных металлических пластин под галереей охлаждения [5].

Стальной поршень имеет более оптимальную форму по сравнению с алюминиевым (рис. 1). Основные элементы его конструкции спроектированы так, чтобы непосредственно воспринимать определенную нагрузку: на опоры 1, соединяющие головку с корпусом, передается сила давления газов; на перемычки 2, связывающие юбку с бобышками — боковая сила. Механические характеристики хромомолибденовой стали 42CrMo4 [6] позволяют разделить уплотняющий и опорный пояса, что снижает массу поршня и уменьшает теплоотвод в юбку.

Дальнейшее совершенствование конструкции поршня приобретает актуальность в связи с быстрым развитием аддитивных технологий, таких как SLM (Selective Laser Melting — селективное лазерное плавление), DMLS (Direct Metal Laser Sintering — прямое металлическое лазерное спекание), SLS (Selective Laser Sintering — селективное лазерное спекание) [7] и прямое лазерное выращивание. К примеру, компанией Federal-Mogul (США) была подана патентная заявка, согласно которой литая (либо ковкая) головка поршня посредством сварки трением соединяется с тронком, изготовленным по DMLS-технологии [8].

Главным преимуществом технологий послойного выращивания металлических изделий является возможность производства деталей сложной формы с внутренними полостями. В частности, в бобышках под поршневой палец могла бы быть размещена решетчатая структура с высокой жесткостью и малым весом [9]. Кроме того, при

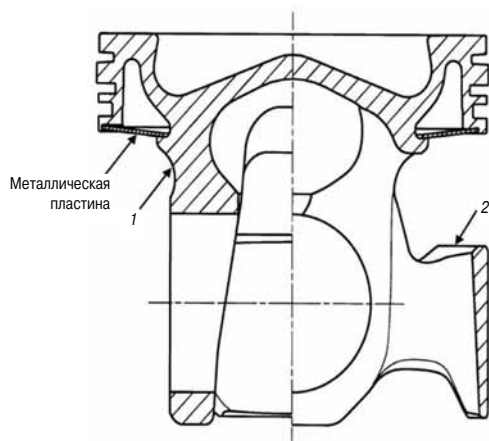


Рис. 1. Конструкция ковкого стального поршня фирмы Mahle [5]

проектировании деталей, выращенных лазерным плавлением (спеканием) порошка, технологические особенности производства могут практически не приниматься во внимание, что позволяет конструкторам сосредоточиваться на функциональных свойствах изделия. Данное обстоятельство дает толчок развитию алгоритмов оптимизации конструкций, одними из которых являются алгоритмы ТО.

Обзор методов ТО. Оптимизация конструкции бывает трех видов: оптимизация размеров, формы и топологии (структуры) [10]. В первом случае имеет место лишь изменение размеров конструкции, во втором — как размеров, так и формы определенных элементов (например, внутренних отверстий), в третьем же наблюдается полное изменение структуры проектируемой области (рис. 2).

В зависимости от рассматриваемого объекта выделяют два типа ТО: дискретная для составных конструкций и непрерывная для сплошных изделий (рис. 3). Дискретная оптимизация заключается в определении оптимального количества структурных элементов, их наилучшего расположения (взаимной ориентации) и соединения друг с другом. Непрерывная оптимизация состоит в поиске наиболее рациональной формы внешних и внутренних границ, а также необходимого числа полостей с учетом заданных целевых функций [11]. Поскольку базовые детали двигателя в основном представляют собой цельные конструкции, то для их оптимизации следует применять алгоритмы непрерывной ТО.

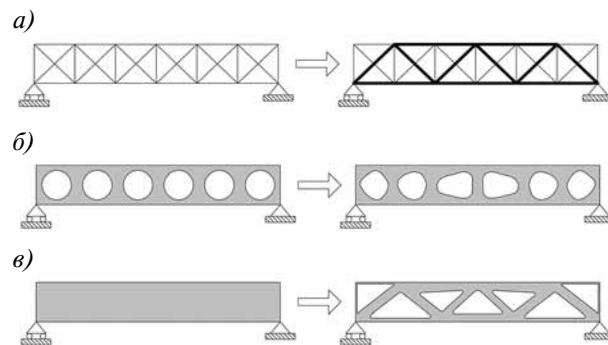


Рис. 2. Виды оптимизации конструкции [10]: а — оптимизация размеров; б — оптимизация формы; в — топологическая оптимизация

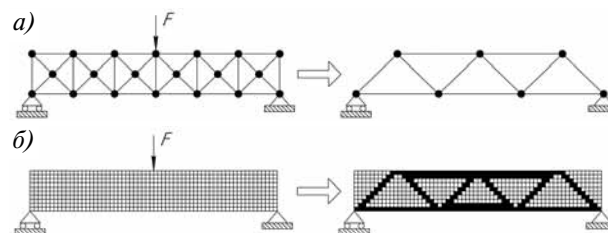


Рис. 3. Дискретная (а) и непрерывная (б) топологическая оптимизация шарнирно опертой балки [12]



Рис. 4. Классификация методов ТО [11]

Методы непрерывной ТО делятся на микроструктурные (материальные) и макроструктурные (геометрические) (рис. 4). При использовании микроструктурных методов целью оптимизации является нахождение такой структуры, которая давала бы оптимальное значение целевой функции с учетом заданного количества материала. Предполагается, что оптимизированная конструкция заключена в исходных границах детали, то есть в процессе оптимизации происходит только удаление материала из ее объема без изменения внешних границ. Чаще всего используется фиксированная структурированная сетка конечных элементов (КЭ), свойства которых отражают взаимосвязь между жесткостью и плотностью материала. Конструктивным параметром оптимизации выступает относительная плотность КЭ, за счет чего определяется, должен ли каждый элемент содержать материал или нет. Результатом ТО является грубое описание внешних и внутренних границ детали, которое служит основой для последующей оптимизации ее формы [11].

В рамках описанного выше «микрподхода» к оптимизации вводятся специальные модели материала: «отверстие в ячейке», композитные

структуры и SIMP-модель. Эффективные механические свойства первых двух структур определяются методами математического осреднения (Mathematically Based Homogenization Method), размазывания (Smear-Out Method) и квазивыпукления (Quasiconvexification). Модель твердой изотропной микроструктуры со штрафным фактором (SIMP — Solid Isotropic Microstructure with Penalty) реализуется с помощью метода периметра (Perimeter Method), метода наложения локального ограничения на градиент плотности материала (Local constraint on gradient of material density) и метода фильтрации (Filtering techniques).

В макроструктурных методах твердые материалы рассматриваются исключительно как сплошные, не имеющие каких-либо пустот. При этом ТО выполняется в сочетании с оптимизацией формы и сетка КЭ не является фиксированной, а перестраивается при изменении границ проектируемой области. В рамках данного подхода топология твердого тела может быть изменена двумя способами: наращивания/удаления материала или включения в конструкцию отверстий. Согласно первому способу оптимальная структура представляет собой подмножество допустимой области, которое можно получить,

добавляя или удаляя материал из проектной зоны. К развитию этого направления относятся модель листа переменной толщины (Variable Thickness Sheet Model), метод формы (Shape-method), моделирование биологического роста (CAO — Computed Aided Optimization/SKO — Soft Kill Option), эволюционная структурная оптимизация (ESO — Evolutionary Structural Optimization), двунаправленная эволюционная структурная оптимизация (BESO — Bidirectional Evolutionary Structural Optimization), методы функций плотности материала (Material Density Functions Method) и метаморфического развития (Metamorphic Development Method). Второй способ предполагает итерационное размещение отверстий («пузырей») в определенных точках расчетной области, при этом на каждой итерации отверстия и переменные границы непрерывного тела одновременно подвергаются процедуре оптимизации формы. Данный способ представлен методами пузырьков (Bubbles) и топологической чувствительности (Topological Sensitivity) [11].

Из описанных выше методов широкое распространение получила SIMP-модель, или метод переменной плотности (Variable Density Approach). Данная модель предполагает изменение относительной плотности сплошного материала от 0 (ненужный объем) до 1 (необходимый объем), что в физической интерпретации эквивалентно материалу с различной степенью пористости в менее и более нагруженных зонах детали. Между параметрами жесткости и плотности материала принимается степенная зависимость [10]:

$$E_{ijkl}(x) = \rho(x)^p \cdot E^0_{ijkl}, \quad (1)$$

где $E_{ijkl}(x)$ и E^0_{ijkl} — матричные формы записи фиктивного тензора упругости и тензора упругости исходного материала соответственно ($i, j, k, l = 1, 2, 3$); $\rho(x)$ — функция плотности материала; p — штрафной фактор, $p > 1$.

Функция плотности материала в (1) имеет следующий вид:

$$\rho(x) = x \cdot \rho^0, \quad (2)$$

где x — относительная плотность КЭ, $0 < x \leq 1$; ρ^0 — фактическая плотность материала.

Значение штрафного фактора определяет склонность относительной плотности принимать одно из своих предельных значений [11]. На рис. 5 приведена зависимость модуля Юнга от плотности материала с коэффициентом Пуассона $\nu = 1/3$ при значении штрафного фактора $p = 3$.

Процедура оптимизации сводится к минимизации целевой функции (массы, объема, энергии деформации) при условии выполнения заданных ограничений (например, перемещений контрольных точек детали), при этом параметром оптимизации является плотность КЭ. Результат

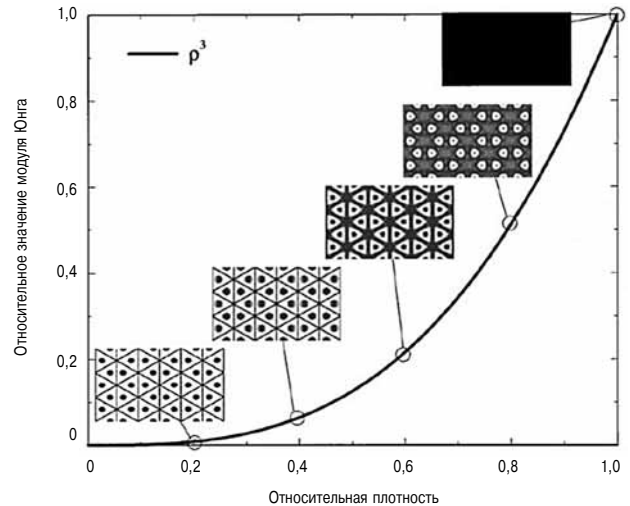


Рис. 5. Пористые микроструктуры, реализующие свойства SIMP-модели [11]

данной процедуры — поле относительной плотности материала со значениями от 0 до 1, при визуализации которого задается нижняя граница плотности. Зоны со значениями плотности ниже этой границы не отображаются, следовательно, они считаются неэффективными и подлежат удалению.

В настоящий момент алгоритмы ТО реализованы во многих коммерческих программах, таких как OptiStruct (Altair), Tosca (DS Simulia), MSC-Nastran (MSC Software), Genesis (VR&D), Creo (PTC), PLM Software (Siemens), Inspire (SolidThinking) [12] и ANSYS Mechanical. Это способствует их быстрому внедрению в различные области науки и техники, в том числе и в двигателестроение. Например, в [13] метод переменной плотности был применен для оптимизации поршня с плоским днищем. В поршне было выделено три области (огневое днище, юбка и область между ними), которые оптимизировались независимо друг от друга. Для расчета первой зоны прикладывались силовые и тепловые граничные условия (ГУ), а для двух остальных — только силовые ГУ, в результате масса поршня уменьшилась на 12,5 %. Аналогичное исследование было проведено в [14], где оптимизируемой областью была выбрана зона бобышек под поршневой палец. Были установлены нижние и верхние пределы для значений перемещений узлов по горизонтальной и вертикальной образующей боковой поверхности поршня, а также всех узлов в отверстии под поршневой палец. После оптимизации удалось достичь уменьшения массы поршня на 26 %. В [15] при ТО стального поршня четырехтактного мотоциклетного двигателя в качестве ограничения задавалась требуемая жесткость поверхности днища поршня и опорной поверхности юбки. Авторами проводились три

процедуры ТО поршня, соответствующие трем расчетным случаям: нагружению от максимального давления сгорания (рис. 6, а), от сил инерции в верхней мертвой точке (ВМТ) (рис. 6, б) и от боковой силы (рис. 6, в). Новая твердотельная модель (рис. 6, г) поршня была построена за счет объединения полученных независимо друг от друга результатов.

На кафедре Э2 «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана был разработан альтернативный метод ТО, основанный на расчете усталостной прочности деталей. Метод реализован на языке APDL (ANSYS Parametric Design Language) [16], который встроен в программный комплекс ANSYS. Данный алгоритм можно отнести к группе микроструктурных методов непрерывной ТО, так как в его основе лежит принцип «включения/выключения» КЭ, составляющих объем детали. «Выключение» КЭ происходит за счет обнуления его матрицы жесткости. Блок-схема алгоритма представлена на рис. 7.

Правило, по которому элемент может быть «выключен», базируется на расчете механической

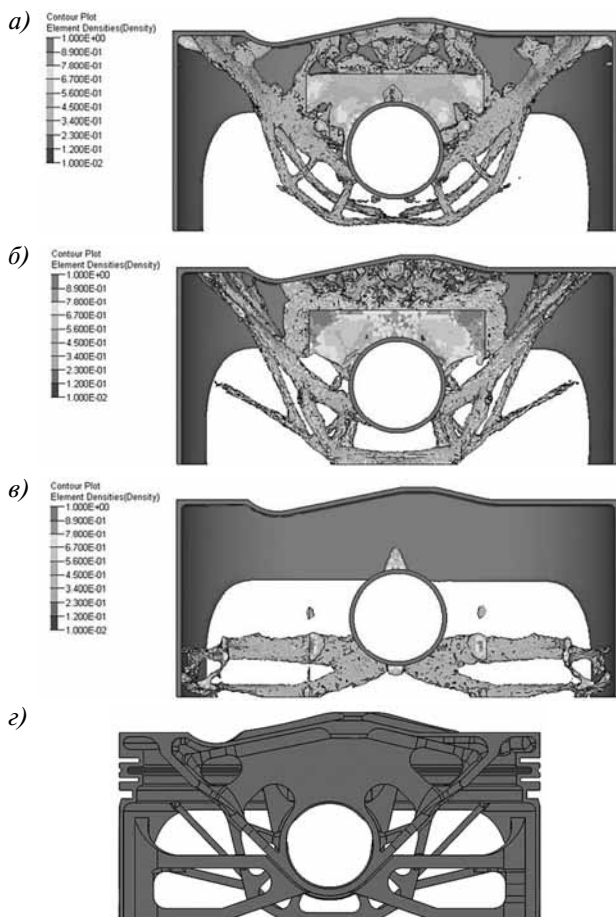


Рис. 6. Структура стального поршня с относительной плотностью выше 0,4 [15]:

а) — случай максимального давления сгорания; б) — случай продвки; в) — случай действия боковой силы; г) — твердотельная модель поршня после интерпретации результатов

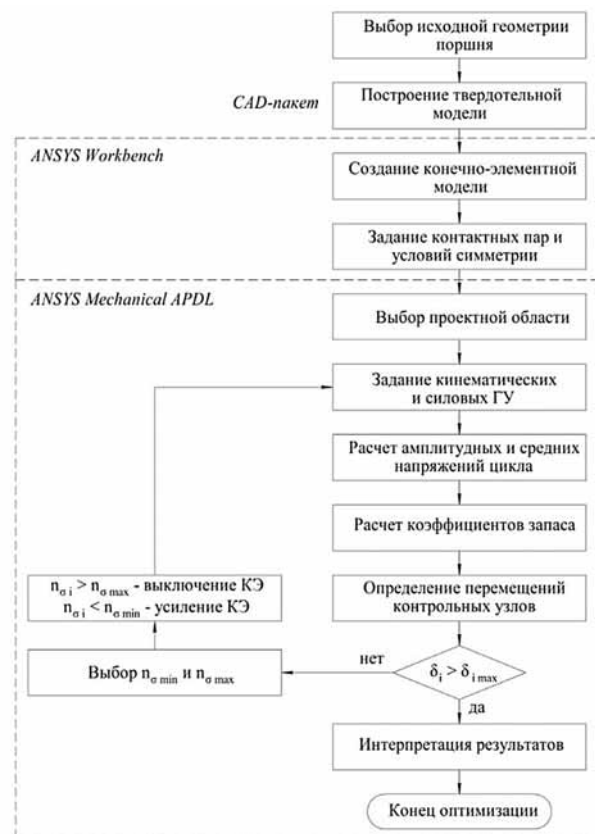


Рис. 7. Блок-схема алгоритма

выносливости материала. Для каждого КЭ определяется коэффициент запаса циклической прочности $n_{\sigma i}$, после чего рассчитываются перемещения контрольных узлов δ_i . Если перемещения не превышают допустимые значения $\delta_{i \max}$, происходит выключение КЭ с $n_{\sigma i} > n_{\sigma \max}$ и усиление КЭ посредством включения соседних элементов с $n_{\sigma i} < n_{\sigma \min}$. В процессе оптимизации значение $n_{\sigma \max}$ постепенно снижается, а величина $n_{\sigma \min}$ приравнивается к минимально допустимому коэффициенту запаса, за счет чего достигается плавное пере-строение геометрии поршня.

Таким образом, в данном алгоритме целевой функцией является масса детали, конструктивным ограничением выступает жесткость заданных элементов конструкции, а параметром оптимизации — коэффициент запаса КЭ.

С помощью описанного выше метода была оптимизирована крышка цилиндра среднеоборотного дизельного двигателя [17], а также получена и запатентована конструкция его поршня [18].

Оптимизация стального поршня. В данной работе была поставлена цель установить наиболее рациональную конструкцию стального поршня высокофорсированного дизеля с диаметром цилиндра 130 мм. Двигатели данной размерности в шестицилиндровом рядном исполнении часто устанавливаются на грузовые автомобили, для

которых характерны высокие нагрузки в течение длительного времени.

Важно подчеркнуть, что при применении алгоритма для оптимизации поршня исключается из рассмотрения его тепловое состояние и принимается во внимание только механическое нагружение. Иными словами, делается попытка получить наиболее оптимальную конструкцию с точки зрения восприятия нагрузки от давления газов, боковой силы и сил инерции.

Поскольку алгоритм не предусматривает добавление КЭ, исходная твердотельная модель была построена исходя из максимально возможных размеров поршня. Для получения наиболее адекватных деформаций расчет производился в сборе с поршневым пальцем и шатуном. Также был предусмотрен зазор в соединении этих деталей и заданы контактные пары. Для уменьшения времени вычислений рассчитывалась не вся сборка шатунно-поршневой группы, а лишь ее четвертая часть с приложенными условиями симметрии (рис. 8).

Материалом поршня была выбрана жаропрочная сталь 20Х3МВФ, которая является релаксационностойкой и широко применяется для изготовления головок поршней форсированных дизелей.

Конечно-элементная модель (КЭМ) поршня была сгенерирована преимущественно из 8-узловых шестигранных элементов, при этом общее количество КЭ составило 244 тысячи, а их средний размер — 1 мм. Элементы, принадлежащие узлам огневого днища поршня, его боковой поверхности и отверстия в бобышке, а также все КЭ поршневого пальца и шатуна,

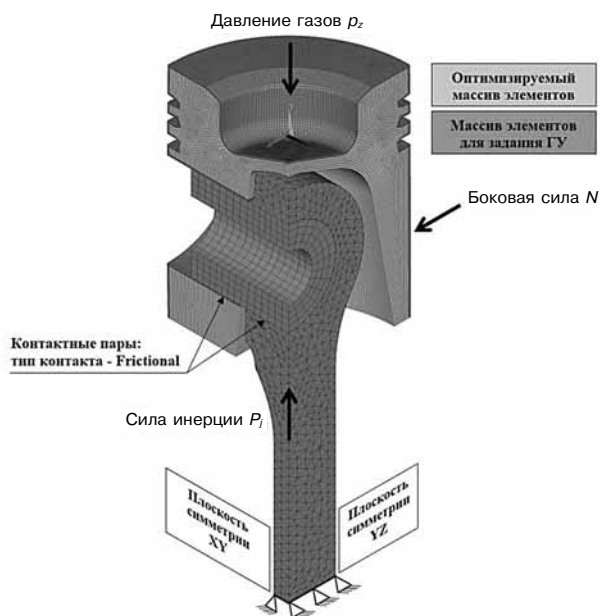


Рис. 8. КЭМ сборки шатунно-поршневой группы и граничные условия для расчета

были выделены в отдельный массив, который не подвергался оптимизации, а служил для задания ГУ.

Для расчета коэффициента запаса использовались две расчетные схемы, соответствующие режиму номинальной мощности. В первом случае рассматривался такт рабочего хода, когда на поршень действуют сила давления горячих газов и силы инерции. Для того чтобы расчетная схема была наиболее консервативной, давление рабочего тела было принято равным максимальному давлению сгорания $p_z = 30$ МПа. Кроме того, была добавлена боковая сила N , рассчитанная исходя из максимального угла отклонения шатуна β_{\max} . Второй расчетный случай соответствовал такту газообмена, при котором существенной нагрузкой на поршень являются лишь силы инерции (табл. 1).

В первом приближении можно принять, что поршень подвержен только многоциклового усталости, возникающей из-за действия на него высокочастотного механического нагружения от сил давления газов, боковой силы и сил инерции. В этом случае для оценки ресурса детали применяется коэффициент запаса усталостной прочности, который определяется как отношение предела выносливости материала к амплитуде напряжений, скорректированной с учетом асимметрии цикла и реальных условий работы детали [19, 20]:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{m\sigma}\varepsilon_{ps}}\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m}, \quad (3)$$

где σ_{-1} — предел выносливости материала при симметричном цикле; k_{σ} — эффективный коэффициент концентрации напряжений; $\varepsilon_{m\sigma}$ — масштабный фактор; ε_{ps} — коэффициент влияния состояния поверхностного слоя; ψ_{σ} — коэффициент влияния асимметрии цикла; σ_a и σ_m — амплитудное и среднее значение напряжений за цикл соответственно.

Поскольку расчет методом конечных элементов позволяет получить локальные значения напряжений, эффективный коэффициент концентрации напряжений k_{σ} в (3) был принят равным 1. В связи с тем что разброс значений шероховатости на различных поверхностях поршня достаточно велик и отсутствуют данные о влиянии реальной рабочей среды (топливовоздушной смеси, ма-

Таблица 1

Расчетные нагрузки на поршень

Расчетный случай	p_z , МПа	N , кН	Ускорение в ВМТ, м/с ²
Такт рабочего хода	30	107	4000
Такт газообмена	—	—	4000

сляного тумана) на процесс зарождения трещины, правильно рассчитать фактор влияния состояния поверхностного слоя $\epsilon_{п\sigma}$ не представляется возможным; принимаем $\epsilon_{п\sigma} = 1$. Кроме того, кажется необоснованным выбор масштабного фактора в зависимости от характерного размера детали, так как предсказать, будут ли толщины стального поршня меньше или больше диаметра стандартного образца для испытаний на выносливость, достаточно сложно ($\epsilon_{м\sigma} = 1$).

Коэффициент влияния асимметрии цикла и предел усталостной прочности стали 20Х3МВФ определяются на основании ГОСТ 25.504–82:

$$\Psi\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 870 = 0,194 \approx 0,2; \quad (4)$$

$$\sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001 \cdot \sigma_B) \cdot \sigma_B = (0,55 - 0,0001 \cdot 870) \cdot 870 = 403 \text{ МПа}, \quad (5)$$

где σ_B — предел прочности.

С учетом вышеприведенных выкладок и принятых допущений формула (3) для расчета коэффициента запаса циклической прочности принимает следующий вид:

$$n_\sigma = \frac{403}{\sigma_a + 0,2\sigma_m}. \quad (6)$$

Поскольку напряженное состояние КЭ в поршне многосное, амплитудные напряжения σ_a рассчитываются в соответствии с энергетической теорией Мизеса [21]:

$$\sigma_a = \frac{1}{\sqrt{2}} \times \quad (7)$$

$$\times \sqrt{(\sigma_{xa} - \sigma_{ya})^2 + (\sigma_{ya} - \sigma_{za})^2 + (\sigma_{za} - \sigma_{xa})^2 + 6(\tau_{xya}^2 + \tau_{yza}^2 + \tau_{xza}^2)},$$

где σ_{xa} , σ_{ya} , σ_{za} и τ_{xya} , τ_{yza} , τ_{xza} — нормальные и касательные компоненты амплитудного напряжения соответственно.

Средние напряжения цикла σ_m определяются как:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \quad (8)$$

где σ_{\max} и σ_{\min} — наибольшее и наименьшее значения максимального главного напряжения соответственно.

Максимально допустимые перемещения узлов боковой поверхности поршня и отверстия под поршневой палец были получены из расчета напряженно-деформированного состояния поршня того же типоразмера.

В программном комплексе ANSYS Mechanical APDL для оптимизации структуры поршня было выполнено 10 итераций, после которых была достигнута минимально возможная жесткость его конструкции. Распределение коэффициентов запаса усталостной прочности в полученной модели приведено на рис. 9.

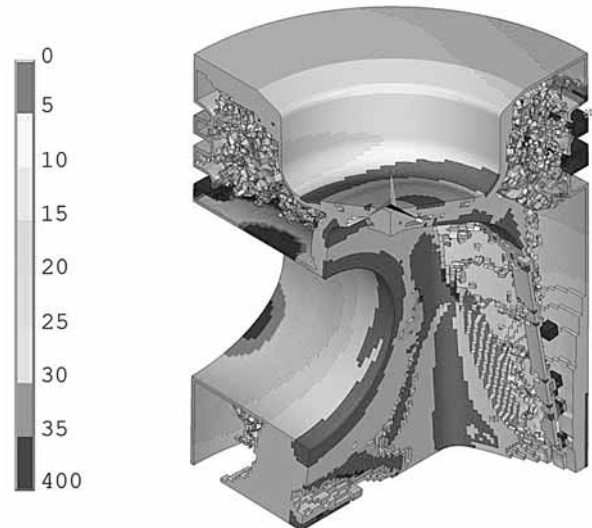


Рис. 9. Распределение коэффициентов запаса усталостной прочности по структуре поршня

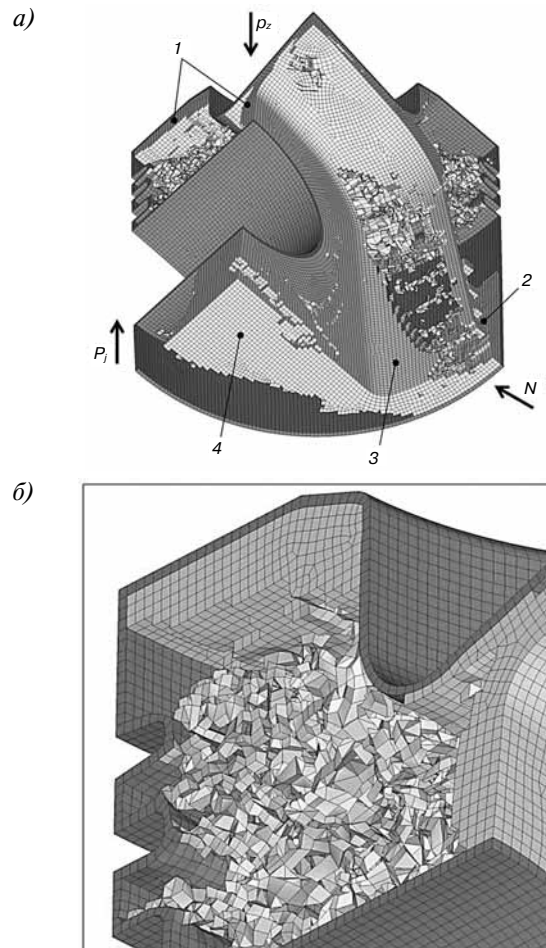


Рис. 10. Силовые элементы поршня (а) и решетчатая структура под его огневом днищем (б)

Основная доля нагрузки от давления газов в оптимизированном поршне воспринимается зонами 1, поддерживающими огневое днище поршня (рис. 10, а). Утолщенная часть юбки 2

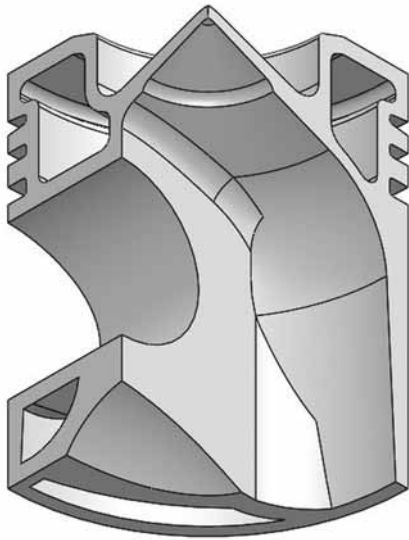


Рис. 11. Твердотельная модель оптимизированного поршня

воспринимает боковую силу и через перемышку 3 передает усилие на ребро 4. Нижняя часть ребра 4 несет нагрузку от инерционных сил. Как видно из рис. 10, б, в зоне галереи охлаждения под огневым днищем поршня формируется решетчатая структура. На основе полученного

массива КЭ была построена твердотельная модель поршня (рис. 11), которая в 2 раза легче исходной геометрии.

Необходимо отметить, что результаты данной оптимизации дают качественную картину напряженности конструкции поршня и не могут служить для окончательного выбора его геометрии. Для создания адекватного количественного критерия оптимизации данный расчет должен быть дополнен тепловым нагружением от контакта с рабочим телом, картерными газами, охлаждающим маслом и гильзой цилиндра.

Выводы. Современная тенденция перехода на более прочные стальные поршни требует разработки более легких конструкций, получение которых активно ведется методами ТО. Изготовление таких сложных конструкций с тонкостенными, пористыми и решетчатыми структурами становится возможным благодаря аддитивным технологиям производства.

Предлагаемый в работе метод ТО, основанный на расчете усталостной прочности деталей, был успешно применен к стальному поршню. Полученные результаты позволили модифицировать его базовую модель исходя из условий минимальной массы и ограничений по жесткости.

Литература

1. Barnes S.J., Lades K. The Evolution of Aluminium Based Piston Alloys for Direct Injection Diesel Engines // SAE Technical Paper Series. 2002. № 2002-01-0493. P. 1–7.
2. KS Mono-Block Steel Pistons for Commercial Truck Applications // Официальный сайт компании Rheinmetall Automotive AG. URL: <https://www.rheinmetall-automotive.com/en/brands/kolbenschmidt/small-bore-pistons/pistons-for-commercial-vehicle-engines/brochures/>.
3. Rudnev V., Loveless D., Ribeiro C., Boomis J. Unleashing a Superior Induction-Heating Design with Computer Modeling // Industrial Heating. 2009. Vol. 76. Issue 8. P. 43–47.
4. Gabriel D., Hettich T. TopWeld® Steel Piston for High Speed Diesel Engines // SAE Technical Paper Series. 2015. № 2015-01-1723. P. 1–5.
5. Kemnitz P., Maier O., Klein K. Monotherm, a New Forged Steel Piston Design for Highly Loaded Diesel Engines // SAE Technical Paper Series. 2000. № 2000-01-0924. P. 1–9.
6. Pistons and Engine Testing. MAHLE GmbH, ed., MTZ, 2012.
7. ASTM Standard F2792, Standard Terminology for Additive Manufacturing Technologies. 2013. URL: <http://www.astm.org/Standards/F2792.htm>.
8. Заявка на патент: US 2014/0299091 A1. Piston Made Using Additive Manufacturing Techniques: — Federal-Mogul. — 0299091; Заявл. 04.04.14; Опубл. 09.10.14 (Поршень, изготовленный с применением аддитивных технологий).
9. Copeland C., Reyes Belmonte M., Drummond H., Hopkins G., Schmieder A., Bredda S.W., Akehurst S. Improving Heat Transfer and Reducing Mass in a Gasoline Piston Using Additive Manufacturing // SAE Technical Paper Series. 2015. № 2015-01-0505. P. 1–9.
10. Bendsoe M.P., Sigmund O. Topology Optimization: Theory, Methods and Applications. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2003. 370 p.
11. Eschenauer H., Olhoff N. Topology Optimization of Continuum Structures: A Review // ASME Applied Mechanics Reviews. 2001. Vol. 54, №. 4. P. 331–390.
12. Saadlaoui Y., Milan J.-L., Rossi J.-M., Chabrand P. Topology Optimization and Additive Manufacturing: Comparison of Conception Methods Using Industrial Codes // Journal of Manufacturing Systems. 2017. Vol. 43. P. 178–186.
13. Zhao J., Du F., Yao W. Structural Analysis and Topology Optimization of a Bent-Bar-Frame Piston Based on the Variable Density Approach // Proceedings of the ASME 2014 Dynamic Systems and Control Conference. 2014. P. 1–7.
14. Du F., Tao Z. Study on Lightweight of the Engine Piston Based on Topology Optimization // Advanced Materials Research. 2011. Vols. 201–203. P. 1308–1311.
15. Barbieria S.G., Giacomina M., Mangeruga V., Mantovani S.A Design Strategy Based on Topology Optimization Techniques for an Additive Manufactured High Performance Engine Piston // Procedia Manufacturing. 2017. Vol. 11. P. 641–649.
16. Theory Reference for the Mechanical APDL and Mechanical Applications. Release 12.0. ANSYS Inc. 2009. 1190 p.
17. Мягков Л.Л., Маластовский Н.С., Дьякова Л.Н., Блинов А.С. Исследование напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра высокофорсированного дизеля // Известия высших учебных заведений. — М.: Машиностроение, 2015. № 2 (659). — С. 42–52.
18. Патент на полезную модель № 159516 РФ. Поршень среднеоборотного дизельного двигателя внутреннего сгорания / Н.С. Маластовский, Л.Л. Мягков, И.В. Оболонный, В.И. Панин, Е.Е. Стрижов. Опубл. 10.02.2016, Бюл. № 4. — 2 с.
19. Гусев А.С. Сопротивление усталости и живучесть конструкций при случайных нагрузках. — М.: Машиностроение, 1989. 248 с.
20. Козаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. — М.: Машиностроение, 1977. 232 с.
21. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести: учебник для вузов / Н.Н. Малинин. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1975. — 398 с.