

Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 621.436

Исследование напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра высокофорсированного дизеля

Л.Л. Мягков, Н.С. Маластовский, Л.Н. Дьякова, А.С. Блинов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Thermal stress analysis of a high performance diesel engine cylinder head

L.L. Myagkov, N.S. Malastowskiy, L.N. D'yakova, A.S. Blinov

Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation.



e-mail: mll-08@mail.ru

i Разработка и совершенствование методов расчета деталей двигателей, образующих камеру сгорания, в условиях роста тепловой и механической напряженности вследствие интенсификации рабочего процесса продолжает оставаться актуальной задачей, представляющей научный и практический интерес. Рассмотрена уточненная методика определения теплонапряженного состояния крышки цилиндра. Задача решена в сопряженной постановке с учетом гидродинамики жидкости в полостях охлаждения, а также в условиях согласования температур на поверхностях контакта с клапанами. Выполнен анализ полученных результатов по неравномерности напряжений, предложен вариант модификации конструкции. Предложенный в результате исследования вариант позволил получить более рациональную силовую схему крышки цилиндра, обеспечивающую значительно меньший уровень напряжений, и одновременно осуществить другой способ подвода охлаждающей жидкости.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, теплообмен, гидродинамика, методика расчета, крышка цилиндра, конструкция.

i Intensification of working processes in internal combustion engines require the development and improvement of methods for calculating thermal and mechanical stresses in combustion chamber parts. A refined method for determining the thermal stress state of a cylinder head is considered. A coupled problem is solved taking into account fluid dynamics in cooling cavities and temperature matching on the valve contact surfaces. The obtained results are analyzed, the stress intensity is checked for uniformity, the modifications of the structure are proposed. The suggested rational structure of the cylinder head provides a much lower level of stresses and an alternative way of liquid coolant supply.

Keywords: internal combustion engine, heat transfer, fluid dynamics, design procedure, cylinder head, structure.

В современном двигателестроении наблюдается устойчивая тенденция к повышению мощностных показателей двигателей, в первую очередь, за счет интенсификации рабочего процесса. В настоящее время ряд компаний активно разрабатывают двигатели с высоким значением среднего эффективного давления p_e порядка 30...40 бар. В частности, в работе [1] проведена модификация стандартного двигателя до значения $p_e = 40$ бар, при этом максимальное давление в цилиндре достигает 365 бар. Вследствие этого вопрос обеспечения надежности деталей, воспринимающих основные тепловые и механические нагрузки, приобретает большое значение.

Крышка цилиндра — одна из наиболее сложных деталей двигателя. Это обусловлено тем, что она выполняет несколько различных функций: замыкает силовую схему блока цилиндров, обеспечивает требуемые параметры газообмена и соответствующий уровень закрутки заряда (что немаловажно в крупногабаритных двигателях), а также отводит часть тепла в систему охлаждения от камеры сгорания. Поэтому совершенствование расчетных методик и критериев оценки работоспособности в условиях роста удельных нагрузок на крышку представляет значительный интерес.

Один из важнейших аспектов моделирования напряженно-деформированного состояния (НДС) крышки цилиндра — определение гра-

ничных условий, которое может быть выделено в отдельные вычислительные задачи по оценке температурного поля крышки цилиндра и гидродинамики жидкости в полостях охлаждения. В этом случае совокупность проводимых расчетов и связи между ними можно представить обобщенной блок-схемой, приведенной на рис. 1.

Цель работы — оценка возможности форсирования двигателя типа ЧН 26,5/31 [2] по уровням температур и напряжений крышки цилиндра в приведенной постановке (см. рис. 1) до $p_e = 35$ бар.

Соответствующие характеристики рабочего процесса получены из расчета термодинамического цикла в программном комплексе (ПК) Дизель-РК [3]. При этом важный показатель механической напряженности двигателя — максимальное давление цикла составило $p_z = 300$ бар из условия сохранения приемлемых экологических и экономических параметров [4].

Математическая модель. Определяющие уравнения для рассмотренной последовательности расчетов относятся к законам сохранения механики сплошной среды.

При моделировании гидродинамики потока используются следующие уравнения относительно давления и осредненной скорости для несжимаемой жидкости u_i :



Рис. 1. Обобщенная блок-схема расчета крышки цилиндра

- уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial x_i} = 0; \quad (1)$$

- уравнение Навье — Стокса в форме Рейнольдса

$$\frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial t} + \mathbf{u}_j \frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \mathbf{p}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ji} - \tau_t). \quad (2)$$

Здесь τ_{ji} — составляющие тензора вязких напряжений; τ_t — дополнительно возникающие касательные напряжения, определяемые в соответствии с SST-моделью турбулентности [5].

Интерес представляет неизотермическая задача течения жидкости (для расчета конвективного коэффициента теплоотдачи), когда дополнительно решается уравнение сохранения тепловой энергии:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \mathbf{T}}{\partial t} + \mathbf{u}_j \frac{\partial \mathbf{T}}{\partial x_j} = \\ = \frac{1}{\rho C_p} \frac{\partial}{\partial x_j} (q_\Sigma) + \frac{\nu}{C_p} \left(\frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \mathbf{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial x_j}, \end{aligned} \quad (3)$$

где второе слагаемое в правой части — работа диссипативных сил вязкости; q_Σ — скорость переноса тепла, связана с локальным градиентом температуры для турбулентного течения соотношением

$$q_\Sigma = \left(\lambda + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial \mathbf{T}}{\partial x_j}. \quad (4)$$

Здесь λ и C_p — теплопроводность и теплоемкость охлаждающей жидкости; μ_t , Pr_t — турбулентная вязкости и турбулентное число Прандтля соответственно.

При расчете температурного поля крышки цилиндра следует учитывать, что высокие тепловые нагрузки могут привести к переходному режиму теплообмена, характеризующемуся наличием как конвективной составляющей, так и составляющей, возникающей за счет кипения жидкости в полостях охлаждения. Это оказывает существенное влияние на интенсивность теплоотдачи и требует использования дополнительных соотношений для характеристик кипения. В большинстве опубликованных работ предлагается аддитивный подход к определению результирующих величин тепловых нагрузок. Здесь используется подход, описанный в [6, 7], где выделяются следующие слагаемые:

- конвективный теплоперенос для зон, не занятых пузырьками $q_{\text{конв}}$;
- испарение для пузырьков $q_{\text{исп}}$;

- конвективный теплообмен вследствие перемешивания пузырьков в тепловом пограничном слое q_q ;

$$q_w = q_{\text{конв}} + q_{\text{исп}} + q_q. \quad (5)$$

Теплоотдача при кипении ($q_{\text{исп}} + q_q$) в значительной мере определяется температурой охлаждаемой поверхности, что позволяет использовать итерационный алгоритм решения, в котором в качестве критерия сходимости принимается приращение температуры. Данный алгоритм применительно к двигателям внутреннего сгорания был реализован в работах [8–10].

Задача определения НДС решается в перемещениях. Компоненты тензора напряжений должны удовлетворять условиям равновесия

$$\frac{\partial \sigma_{ji}}{\partial x_j} + \rho F_i = 0, \quad (6)$$

а компоненты тензора деформаций связаны с перемещениями шестью соотношениями Коши:

$$\epsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right). \quad (7)$$

Замыкается система уравнений соотношениями для изотропного упругого материала (закон Гука относительно деформаций):

$$\begin{cases} \epsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)] + \alpha_t T; \\ \epsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)] + \alpha_t T; \\ \epsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)] + \alpha_t T; \\ \gamma_{xy} = \tau_{xy}/G; \\ \gamma_{yz} = \tau_{yz}/G; \\ \gamma_{zx} = \tau_{zx}/G. \end{cases} \quad (8)$$

Разрешающая конечно-элементная формулировка для моделирования НДС крышки цилиндра может быть получена на основе вариационных принципов.

Моделирование гидродинамики жидкости в системе охлаждения. Поскольку исследуется V-образный двигатель, можно отдельно рассматривать каждый ряд, состоящий из шести цилиндров. Необходимо отметить, что в этом двигателе реализовано индивидуальное охлаждение каждого цилиндра, характерное для крупных судовых и тепловозных двигателей. Крышки цилиндра двигателя комбинированные с промежуточным днищем и со сверленными каналами к седлам выпускных клапанов.

Для численного моделирования в ПК ICEM построена конечно-элементная сетка, включающая 80 млн ячеек. Расчет проводился на рабочей станции Intel Xeon E5-2690 V2 (10 ядер, 256 ГБ оперативной памяти) в ПК ANSYS CFX. Затрачиваемое на решение время при такой конфигурации оборудования составило 70 ч.

Полученные результаты показали, что расход охлаждающей жидкости по цилиндрам двигателя равномерен, при этом разница между первым и последним цилиндрами в ряду равна 3,5 %.

Распределение жидкости по цилиндрам

Номер цилиндра	1	2	3	4	5	6
Доля от суммарного расхода, %	17,9	17,4	16,8	16,6	15,9	15,3

Течение жидкости в полости охлаждения крышки носит неорганизованный характер (рис. 2, а). Поток, сталкиваясь с промежуточным днищем, отделяющим нижнюю, прилегающую к теплоотдающей поверхности крышки, полость от верхней, включается в вихревое движение, теряет скорость (рис. 2, б), и как следствие, уменьшается приток жидкости к межклапанной области с образованием зон застоя.

Интенсивность движения в районе перемычек клапанов и стакана под форсунку определяется наличием перепускного канала в верхнюю часть полости крышки. Наиболее высокие скорости наблюдаются в области выхода каналов под охлаждение седел в основную полость (перемычка между выпускными клапанами), а

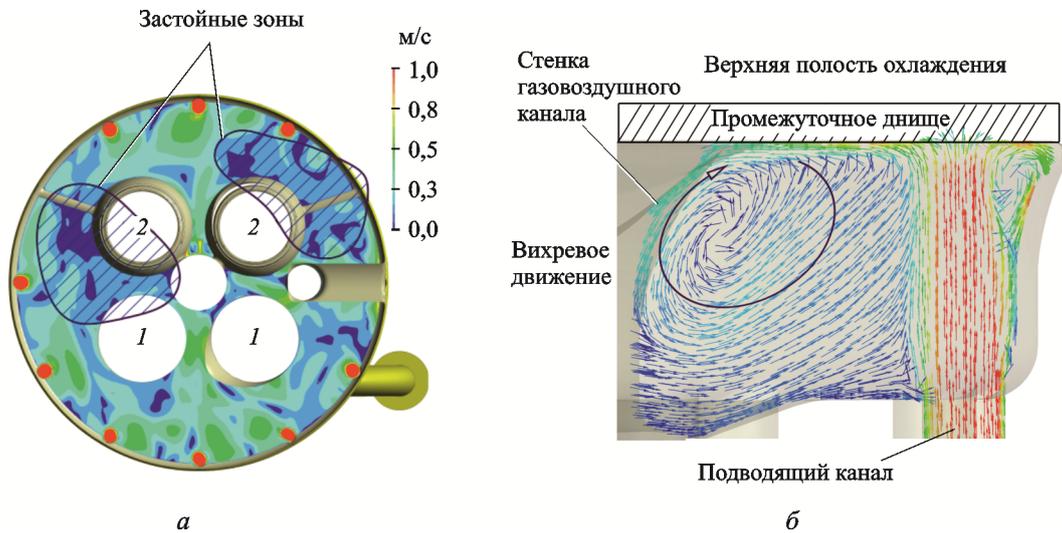


Рис. 2. Поле скоростей жидкости в крышке цилиндра: а — на расстоянии 15 мм от теплоотдающей поверхности; б — линии тока жидкости в области водоподводящего отверстия; 1 — впускной канал; 2 — выпускной канал

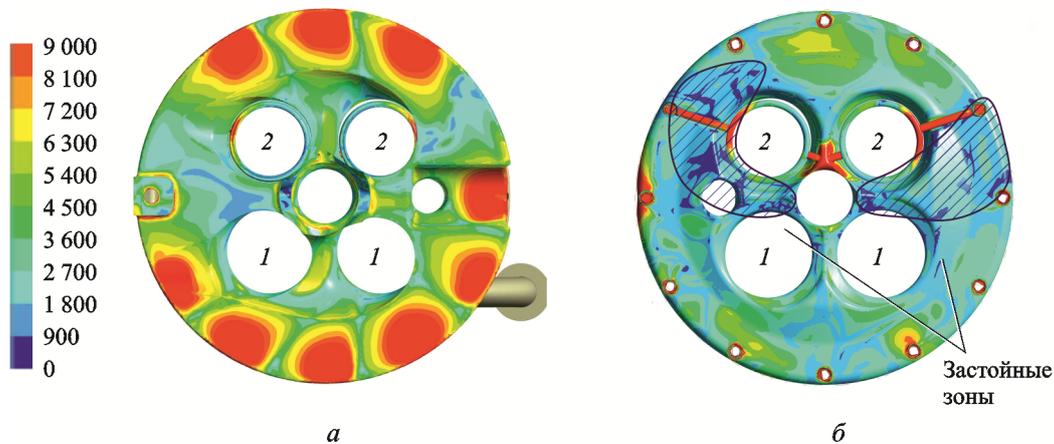


Рис. 3. Коэффициент теплоотдачи: а — по промежуточному днищу; б — по теплоотдающей поверхности крышки; 1 — впускной канал; 2 — выпускной канал

наименьшая скорость движения — в перемычке между выпускным и впускным клапаном, а также на периферии выпускного клапана (см. рис. 2, а).

На основании полученных данных можно сопоставить воспринимаемую тепловую нагрузку с характером движения жидкости в крышке, так как интенсивность конвективного теплообмена в значительной мере определяется полем скоростей. Высокие значения коэффициента теплоотдачи получены на промежуточном днище — $\sim 7\,000 \dots 9\,000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ (рис. 3, а). Зонам с низкой скоростью движения жидкости соответствуют невысокие значения коэффициента теплоотдачи — $\sim 1\,500 \dots 2\,000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ (рис. 3, б).

Расчет теплового состояния крышки цилиндра. Учет локальности коэффициента теплоотдачи по охлаждаемой поверхности совместно с использованием модели кипения, основанной на разделении теплового потока, позволяют внести уточнения в решение задачи нахождения температурного поля крышки цилиндра двигателя. Однако наряду с этим важную роль играет адекватное определение условий теплообмена по остальным поверхностям крышки, а также взаимное влияние температурных полей сопряженных деталей — седел клапанов и клапанов. В этой связи задача согласования температурных полей деталей должна быть решена путем замены условий действительного контакта условными величинами результирующих температур фасок впускных и выпускных клапанов, также подобранных итерационно [11]. Таким образом, на стадии определения температурного поля крышки цилиндра последова-

тельно реализуются два итерационных алгоритма.

Основные этапы определения граничных условий по газоздушным каналам и камере сгорания приведены в различных работах, например в [9]. Для математического моделирования теплового состояния деталей используется конечно-элементная модель, включающая в себя порядка 16 млн элементов. Результатами расчета являются температурные поля сопряженных деталей (рис. 4).

Максимальная температура по седлам соответствует впускным клапанам и составляет $431 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 4, б). Седла выпускных клапанов нагреваются в меньшей степени, так как являются охлаждаемыми. Предельные температуры самих клапанов составляют $529 \text{ }^\circ\text{C}$ для впускного и $631 \text{ }^\circ\text{C}$ для выпускного. Наибольшее значение температуры исследуемой крышки составляет $425 \text{ }^\circ\text{C}$ в области перемычки между впускным клапаном и впускным каналом (рис. 4, а). Это можно объяснить различными факторами, в частности, интенсивностью воспринимаемой нагрузки со стороны камеры сгорания, низкой теплопроводностью материала неохлаждаемых седел клапанов, а также наличием застойных зон на ответных охлаждаемых поверхностях (см. рис. 3, б).

Таким образом, температуры при заданной степени форсирования двигателя достигают критических значений. Однако, например, в работе [12] отмечается, что профилирование полостей охлаждения позволяет снизить значение максимальной температуры крышки цилиндра на $25 \dots 30 \text{ }^\circ\text{C}$. В этом смысле оптимизация проточной части крышки цилиндра также является актуальной задачей [13]. Можно отме-

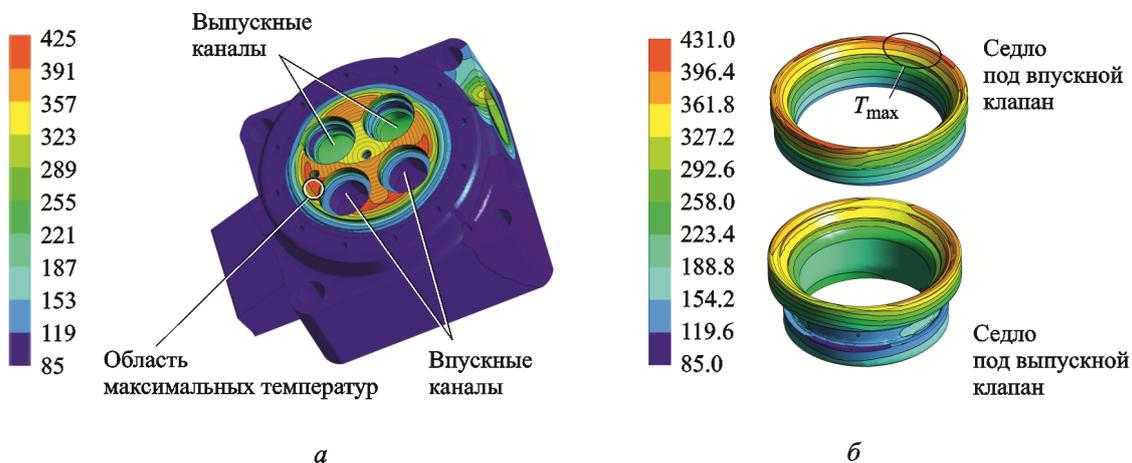


Рис. 4. Температурные поля деталей:
а — крышка цилиндра двигателя; б — седла клапанов

тить работу [1], где переход на конструкцию со сверленными каналами в днище при уровне форсирования $p_e = 35$ бар позволил достичь максимальных температур около 380 °С.

Расчет НДС крышки цилиндра. Расчет выполнялся на основании данных об условиях механического нагружения с учетом напряжений, возникающих за счет неравномерности температурного поля. В рамках моделирования оценивался уровень интенсивности напряжений в элементах детали на основании которого далее могли быть решены задачи о герметичности газового стыка и термомеханической выносливости [14, 15]. В предлагаемой работе основной целью являлась оценка максимальных напряжений.

Моделирование выполнялось на основе 3-мерной конечно-элементной модели сборки втулки, крышки цилиндра и блока с прокладкой газового стыка (рис. 5, а). Замыкание силовой схемы происходило по четырем шпилькам.

Отсутствие плоскостей симметрии и наличие контактных поверхностей с нелинейным описанием обуславливает необходимость использования метода подмоделирования для обеспечения приемлемой точности решения. Метод заключается в выделении отдельной области крышки с измельченной расчетной сеткой и заданием кинематических граничных условий по поверхностям «разъема».

Для исследуемой сборки подмоделирование применяется для части крышки цилиндра, непосредственно прилегающей к камере сгорания (рис. 5, б-в).

Обе конечно-элементные модели состоят из 800 тыс. элементов (рис. 5, в). В качестве условий нагружения использовались следующие: температурное поле крышки цилиндра, максимальное давление рабочего цикла $p_z = 300$ бар и монтажные усилия затяжки силовых шпилек 600 кН. Каждый расчет выполнялся за 18 ч на рабочей станции Intel Xeon E5-2690 V2 (10 ядер, 256 Гб оперативной памяти). Результатами рас-



Рис. 5. Расчетные геометрические модели сборки:

а — полная расчетная модель; б — подмодель нижней части крышки цилиндра с клапанами; в — расчетная сетка крышки в районе форсунки (Ф); 1 — впускной канал; 2 — выпускной канал

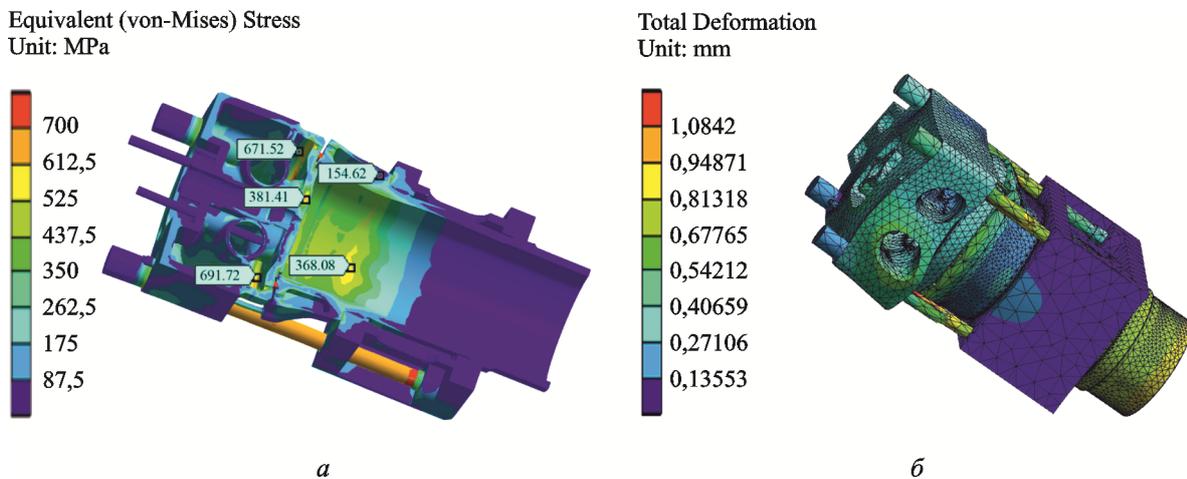


Рис. 6. НДС крышки цилиндра в сборе:

а — интенсивность напряжений в сборочном узле; б — суммарные деформации (×100)

чета являются поля напряжений и деформаций деталей, образующих исследуемую сборку (рис. 6).

На огневой стороне днища крышки имеют место сжимающие напряжения, которые в районе межклапанной перемычки впускных каналов достигают значения 554 МПа, а для перемычки выпускных клапанов — 495 МПа (рис. 7, а). Растягивающие напряжения в зоне переливных отверстий для охлаждающей жидкости составляют ~250 МПа. По днищу крышки цилиндра со стороны охлаждения максимальные сжимающие напряжения характерны для зоны сопряжения наружной стенки с днищем (рис. 7, б). Со стороны выхода газоздушных каналов, где крышка цилиндров более податлива (рис. 6, б), их максимальное значение достигает 705 МПа.

Максимальные напряжения получены на периферии крышки цилиндра со стороны охлаждения, а не в межклапанных перемычках на огневой поверхности, как обычно [15]. Это свидетельствует о преобладающей роли монтажных нагрузок, возросших вследствие форсирования двигателя и необходимости обеспечения герметичности газового стыка.

Для подтверждения данного предположения выполнен расчет НДС крышки в условиях действия только монтажных нагрузок. Порядок проведения расчета и конечно-элементная сетка остались без изменений. Распределение интенсивности напряжений приведено на рис. 8. В ранее выделенных на рис. 7 зонах на периферии крышки со стороны охлаждения максимальные сжимающие напряжения несколько возрастают до 733 МПа.

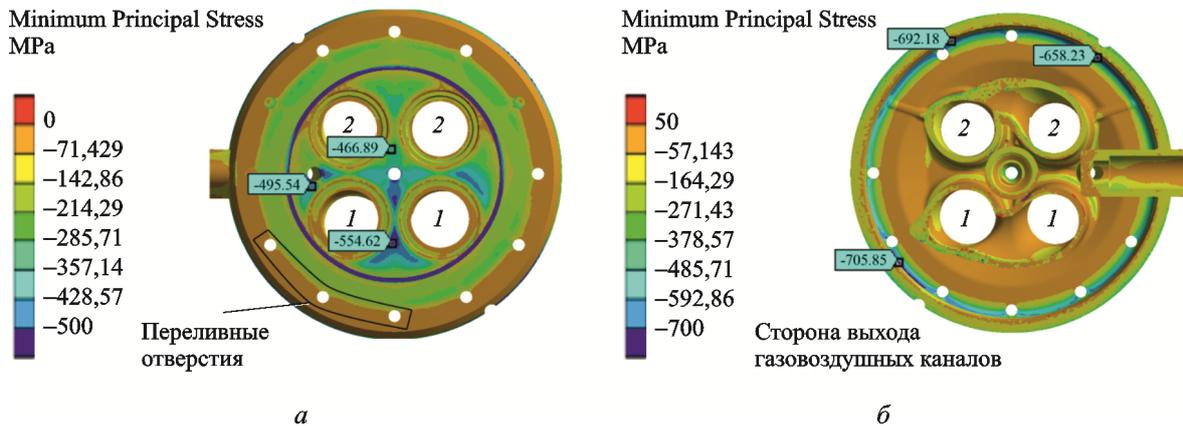


Рис. 7. Главные минимальные напряжения:

а — со стороны огневой поверхности днища; б — со стороны охлаждаемой поверхности; 1 — впускной канал; 2 — выпускной канал

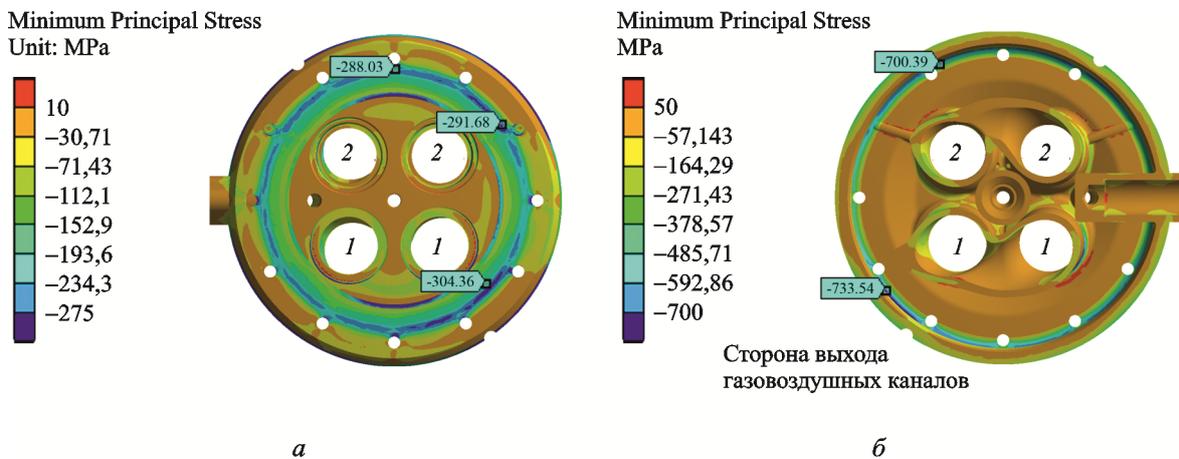


Рис. 8. Главные напряжения (при монтажных нагрузках):

а — со стороны охлаждаемой поверхности; б — со стороны огневой поверхности; 1 — впускной канал; 2 — выпускной канал

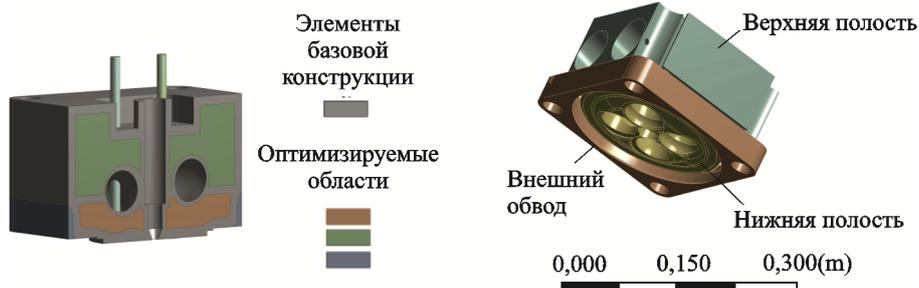


Рис. 9. Геометрия крышки цилиндра для оптимизации конструкции

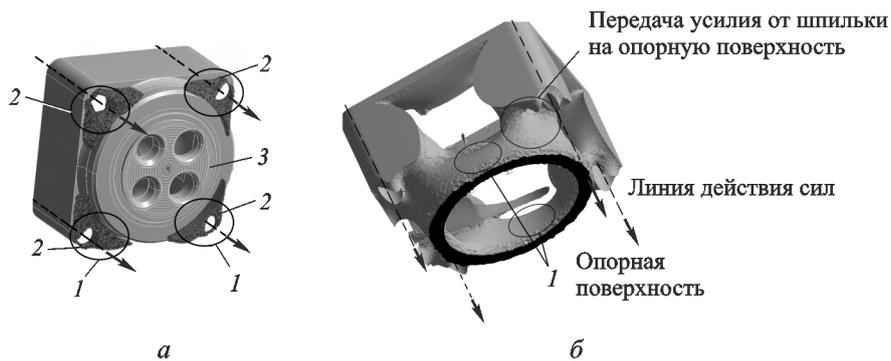


Рис. 10. Силовая схема крышки цилиндра:

a — внутренние обводы (1 — поддерживающие элементы — зона перехода в нижнюю часть крышки; 2 — оставленные элементы; 3 — опорная поверхность); *б* — каркас крышки из оставленных элементов (1 — поддерживающие элементы для равномерности давления в газовом стыке)

Следует отметить, что существующая силовая схема не является работоспособной. Одним из путей совершенствования конструкции может быть выбран метод топологической оптимизации, в частности, метод «рождения — смерти» элементов, основанный на обнулении матрицы жесткости элементов, для которых выполняются предварительно заданные условия (например $\sigma_{\text{экв}}^{ei} < \sigma_{\text{допуст}}$), после чего происходит пересчет НДС детали с «оставшимися» элементами.

Для дальнейшей оптимизации к первоначальной конструкции добавлены области, которые оптимизированы путем удаления ненагруженных элементов (рис. 9). Основным силовым фактором являются монтажные нагрузки. За предельно допустимое эквивалентное напряжение принято значение 150 МПа. В процессе расчета выполнено 24 итерационных цикла включения/выключения элементов.

В результате расчета исходная модель была дополнена поддерживающими элементами: в областях перехода верхней части крышки цилиндра в нижнюю (рис. 10, *a*), а также элементами, обеспечивающими передачу усилия затяжки на опорную поверхность гильзы цилиндра через прокладку газового стыка. Анализируя полученные данные, следует отметить, что рост

напряжений на периферии крышки цилиндра определяется изгибающим моментом в днище, возникающим от действия затяжки шпилек относительно поверхности газового стыка. В этой

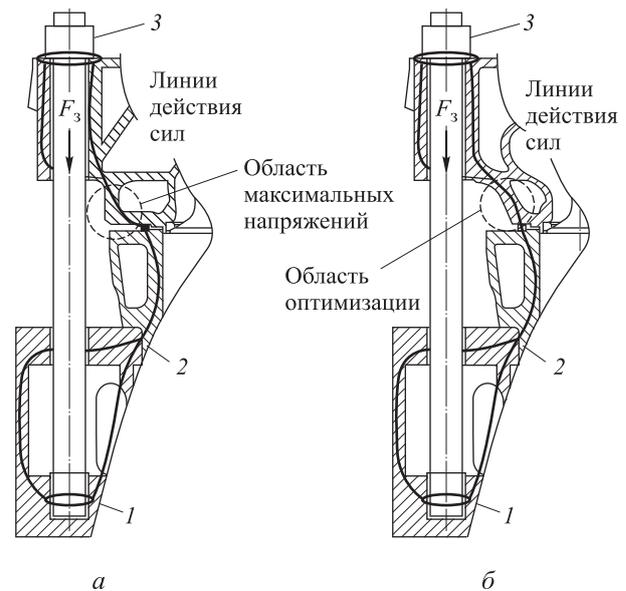


Рис. 11. Крышка цилиндра:
a — базовый вариант конструкции;
б — модифицированный вариант конструкции;
 1 — блок цилиндра; 2 — гильза цилиндра;
 3 — крышка цилиндра

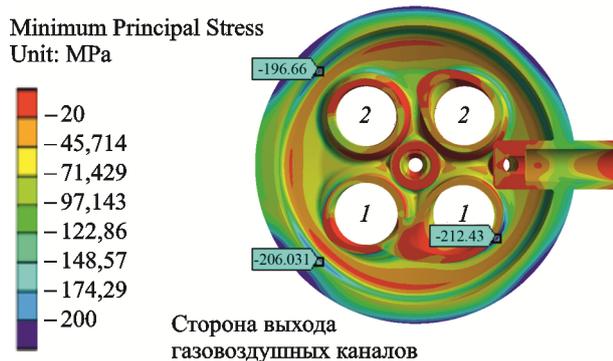


Рис. 12. Главные минимальные напряжения σ_3 для измененной конструкции:
1 — впускной канал; 2 — выпускной канал

связи целесообразно пересмотреть конструкцию детали, как показано на рис. 11, а.

Была предложена измененная конструкция (рис. 11, б) для которой также проведено моделирование НДС от монтажных нагрузок. В результате максимальные значения сжимающих напряжений по периферии крышки со стороны охлаждения не превысили значения 230 МПа (рис. 12).

Изменения в конструкции позволяют использовать схему горизонтального подвода

охлаждающей жидкости к полостям крышки, что по результатам работы [13] более предпочтительно. Такая схема может быть реализована за счет промежуточной втулки. Подобные конструкции применяются для судовых двигателей известных производителей MAN и Sultzer [16].

Выводы

1. Рассмотренный алгоритм расчета позволяет оценить широкий спектр факторов, оказывающих влияние на работоспособность исследуемой крышки цилиндра.

2. Моделирование теплонапряженного состояния конструкции под перспективные показатели рабочего процесса показало, что первоначальный вариант не обеспечивает приемлемый уровень температур и напряжений и требует внесения изменений.

3. Предложенный в результате исследования вариант позволил получить более рациональную силовую схему крышки цилиндра, обеспечивающую значительно меньший уровень напряжений, и одновременно осуществлять другой способ подвода охлаждающей жидкости.

Литература

- [1] Ruschmeyer K., Berndt B., Rulfs H. The Potential of Extremely High Cylinder Pressures in Diesel Engines. *MTZ industrial*, 2012, no. 8, pp. 64–71.
- [2] Рыжов В.А. Разработка дизелей нового поколения на Коломенском заводе. *Двигателестроение*, 2009, № 2, с. 18–20.
- [3] *DIESEL-RK is an engine simulation tool*. URL: www.diesel-rk.com (accessed 25 November 2014).
- [4] *Engine & emission technology online*. URL: www.dieselnet.com/ (accessed 29 November 2014).
- [5] Wilcox D.C. *Turbulence Modeling for CFD*. La Cañada Flintridge, DCW Industries, 2006. 515 p.
- [6] Kolev N. *Multiphase Flow Dynamics 2. Thermal and mechanical interactions*. Berlin, Springer, 2007. 692 p.
- [7] Kurul N., Podowski M. On the modeling of multidimensional effects in boiling channels. *Proceedings of the 27th National Heat Transfer Conference*. Minneapolis, 1991, pp. 301–314.
- [8] Маластовский Н.С. *Методика определения локальных граничных условий со стороны охлаждения при расчете температурных полей крышек цилиндров двигателей*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2011. 158 с.
- [9] Новенников А.Л. *Теоретические аспекты, методы и пути улучшения теплового состояния охлаждаемых деталей поршневых двигателей*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 1993. 213 с.
- [10] J.P. Kroes, C.W.M. van der Geld, E. van Velthooven. Modeling of nucleate boiling in engine cylinder head cooling ducts. *5th International Conference on Transport Phenomena in Multiphase Systems HEAT-2008*. Warsaw, 2008, pp. 79–84.

- [11] Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Маластовский Н.С. Методика расчета согласованных температурных полей крышки цилиндра с клапанами. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2012, № 7, с. 82–91.
- [12] Sorger H., Zieher F., Sauerwein U., Schöffmann W. Highly loaded cylinder heads in diesel and gasoline engines. Trends and Potentials. *MTZ*, 2008, vol. 69, no. 02, pp. 4–11.
- [13] Myagkov L.L., Strizhov E.E., Malastovskii N.S. Modeling of the Thermal State of the Diesel Cylinder Cover with Allowance for Liquid Flow in the Cooling Cavity. *Heat Transfer Research*, 2008, vol. 39, iss. 8, pp. 685–694.
- [14] Zieher F., Langmayr F., Jelatancev A., Wieser K. Thermal Mechanical Fatigue Simulation of Cast Iron Cylinder Heads. *SAE 2005 World Congress*, Detroit, 2005. 12 p.
- [15] Мягков С.П. *Повышение прочностной надежности крышек цилиндров транспортных дизелей*. Дис. ...канд. техн. наук. Москва, 2009. 166 с.
- [16] *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas turbine*. Ed. Woodyard D. Oxford, Elsevier, 2009. 905 p.

References

- [1] Ruschmeyer K., Berndt B., Rulfs H. The Potential of Extremely High Cylinder Pressures in Diesel Engines. *MTZ Industrial*, 2012, no. 8, pp. 64–71.
- [2] Ryzhov V.A. Razrabotka dizelei novogo pokoleniia na Kolomenskom zavode [New Generation of Kolomna Diesel Engines]. *Dvigatelistroenie* [Engine building]. 2009, no. 2, pp. 18–20.
- [3] *DIESEL-RK is an engine simulation tool*. Available at: www.diesel-rk.com (accessed 25 November 2014).
- [4] *Engine & emission technology online*. Available at: www.dieselnet.com/ (accessed 29 November 2014).
- [5] Wilcox D.C. *Turbulence Modeling for CFD*. La Cañada Flintridge, DCW Industries, 2006. 515 p.
- [6] Kolev N. *Multiphase Flow Dynamics 2. Thermal and mechanical interactions*. Berlin, Springer, 2007. 692 p.
- [7] Kurul N., Podowski M. On the modeling of multidimensional effects in boiling channels. *Proceedings of the 27th National Heat Transfer Conference*, Minneapolis, 1991, pp. 301–314.
- [8] Malastovskii N.S. *Metodika opredeleniia lokal'nykh granichnykh uslovii so storony okhlazhdeniia pri raschete temperaturnykh polei kryshek tsilindrov dvigatelei*. Diss. kand. tekhn. nauk [Methodology for determining the local boundary conditions on the part of the cooling in the calculation of the temperature fields engine cylinder heads. Cand. tech. sci. diss.]. Moscow, 2011. 158 p.
- [9] Novennikov A.L. *Teoreticheskie aspekty, metody i puti uluchsheniia teplovogo sostoiianiia okhlazhdaemykh detalei porshnevnykh dvigatelei*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Theoretical aspects, methods and ways to improve the thermal state of the cooled parts of piston engines. Dr. tech. sci. diss.]. Moscow, 1993. 213 p.
- [10] J.P. Kroes, C.W.M. van der Geld, E. van Velthooven. Modeling of nucleate boiling in engine cylinder head cooling ducts. *5th International Conference on Transport Phenomena in Multiphase Systems HEAT-2008*. Warszawa, 2008, pp. 79–84.
- [11] Chainov N.D., Miagkov L.L., Malastovskii N.S. Metodika rascheta soglasovannykh temperaturnykh polei kryshki tsilindra s klapanami [Method of calculation of temperature fields coordinated cylinder head with valves]. *Vestnik MGTU im. N.E. Bauman. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Mechanical Engineering]. 2012, no. 7, pp. 82–91.
- [12] Sorger H., Zieher F., Sauerwein U., Schöffmann W. Highly loaded cylinder heads in diesel and gasoline engines. Trends and Potentials. *MTZ*, 2008, vol. 69, no. 02, pp. 4–11.
- [13] Myagkov L.L., Strizhov E.E., Malastovskii N.S. Modeling of the Thermal State of the Diesel Cylinder Cover with Allowance for Liquid Flow in the Cooling Cavity. *Heat Transfer Research*, 2008, vol. 39, iss. 8, pp. 685–694.
- [14] Zieher F., Langmayr F., Jelatancev A., Wieser K. Thermal Mechanical Fatigue Simulation of Cast Iron Cylinder Heads. *SAE 2005 World Congress*, Detroit, 2005. 12 p.

- [15] Miagkov S.P. *Povyshenie prochnostnoi nadezhnosti kryshek tsilindrov transportnykh dizelei*. Diss. kand. tekhn. nauk [Increase strength reliability cylinder heads transport diesel engines. Cand. tech. sci. diss.]. Moscow, 2009. 166 p.
- [16] *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas turbine*. Ed. Woodyard D. Oxford, Elsevier, 2009. 905 p.

Статья поступила в редакцию 22.12.2014

Информация об авторах

МЯГКОВ Леонид Львович (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: mll-08@mail.ru).

МАЛАСТОВСКИЙ Николай Сергеевич (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

ДЬЯКОВА Людмила Николаевна (Москва) — старший преподаватель кафедры «Вычислительная математика и математическая физика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

БЛИНОВ Артем Сергеевич (Москва) — инженер НОЦ «Формула Студент». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Information about the authors

MYAGKOV Leonid L'vovich (Moscow) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Piston Engines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation).

MALASTOWSKIY Nikolay Sergeevich (Moscow) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Piston Engines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: abk-85@mail.ru).

D'YAKOVA Lyudmila Nikolaevna (Moscow) — Senior Lecturer of «Computational Mathematics and Mathematical Physics» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation).

BLINOV Artem Sergeevich (Moscow) — Engineer of REC «Formula Student». Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышел в свет учебник
Э.А. Гладкова, В.Н. Бродягина, Р.А. Перковского

«Автоматизация сварочных процессов»

Приведено описание основных элементов автоматизации сварочных установок. Даны принципы построения и примеры реализации современных систем управления оборудованием и процессами дуговой, контактной и электронно-лучевой сварки. Рассмотрены системы управления пространственным положением источника нагрева относительно линии стыка, автоматизированные комплексы с микроконтроллерами и ЭВМ для управления качеством сварного соединения, а также проблемы роботизации дуговой и контактной сварки.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru