

УДК 621.43

**Расчет теплового и напряженно-деформированного состояния
моноблока быстроходного судового дизеля**

Иванова Н.С., Мелешенко Н.Г., Чайнов Н.Д.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, ПАО «ЗВЕЗДА», Россия

**The Calculation of Thermal and Stress-strain State for the Monoblock of
High-speed Marine Diesel Engine**

Ivanova N.S., Meleschenko N.G., Chainov N.D.

Bauman MSTU, JSC «ZVEZDA», Russia

Снижение тепловой напряженности узла моноблок – гильза (цилиндр) высокооборотного судового двигателя 42ЧН16/17 с целью снижения расхода масла на угар и форсирования по P_z с сохранением ресурса. Достижение указанной цели связано с изучением на режиме номинальной мощности полей температур, относительных деформаций и напряжений с помощью математического моделирования на базе трехмерных (объемных) конечно-элементных моделей.

Ключевые слова: моноблок, гильза, овалы, математическая модель, перемещения, поле температур и напряжений, метод конечных элементов.

Reduced thermal stress assembly «monoblock - cylinder liner» of high-speed marine engine for reducing the oil consumption and forcing the engine. Temperatures fields, stress fields and displacements were investigated at a rated power mode. The study was based on the finite element method in three-dimensional statement.

Keywords: monoblock, cylinder liner, temperatures fields, stress fields, displacements, finite element method, mathematical model.

Данная статья посвящена исследованию тепловой напряженности моноблока дизеля 42СН16/17 мощностью 2950 кВт, $n = 2200$ об/мин. Использование моноблока позволяет избежать проблем, связанных с раскрытием газового стыка, т.к. головка блока цилиндров и сам блок представляют единую деталь.

Особенностью указанного дизеля является повышенное требование к массогабаритным показателям, связанное с особенностями его эксплуатации. По этой причине моноблок двигателя выполнен из легкого алюминиевого сплава АЛ4, но не обладающего высокой жесткостью. В работе подробно рассмотрено тепловое и напряженно-деформированное состояние узла моноблок-цилиндр (гильза), а также приведены альтернативные конструкции, позволяющие решить проблему недостаточной жесткости

Исследование деформаций гильз цилиндров от запрессовки и затяжки силовых шпилек

С целью максимального учета конструктивного исполнения данного узла решение выполнялось с использованием метода конечных элементов в пространственной контактной постановке задач стационарной теплопроводности и теории упругости.

В расчетах учитывалась зависимость физико-механических свойств материалов 38Х2МЮА-Ш (гильза цилиндра) и АЛ4 (моноблок) от температуры [1] (Таблица 1).

Таблица 1

Физико-механические свойства материалов

	Материал, свойства	Размерность в един.	Температура, °С				
			20	100	200	300	400
1	Сталь 38Х2МЮА-Ш						
	Модуль упруг-ти, Е	МПа	206000	20600	206000	198160	189333
	Коэфф. Пуассона, ν	-	0,27	0,27	0,27	0,27	0,27
	Коэфф. теплопровод ности, λ	ккал/(м*°К)	37,2	37,2	37,2	34,9	31,5
	Коэфф. линейного расширения, $\alpha \cdot 10^{-5}$	-	1.30	1.31	1.33	1,35	
	Предел прочности s_B	МПа	809	809	785	770	726
	Предел текучести, s_T	МПа	652	652	580	570	550
2	Алюминиевый сплав АЛ4						
	Модуль упругости, Е	МПа	71600	71200	68700	54000	-
	Коэфф. Пуассона, ν	-	0,3333	0,3333	0,3333	0,3333	-
	Коэфф.						-

	теплопр-ти, l	ккал/(м* ⁰ К)	173	176	181	192	
	Коэфф. линейного расширения , а 10 ⁻⁵	-	2,20	2,30	2,40	-	-
	Предел прочности, S _B	МПа	240	220	170	80	-
	Предел текучести, S _T	МПа	210	180	120	30	-

Твердотельная модель моноблока и 2-х опорной гильзы цилиндра, представлены на рисунке 1, построена по действующей чертежно-технической документации и последующее импортирование в ANSYS Workbench и генерация конечных элементов аппроксимационной сетки в среде Workbench (Рис. 2.), единой по геометрии как для задачи теплопроводности, так и задачи теории упругости. Задание граничных условий.

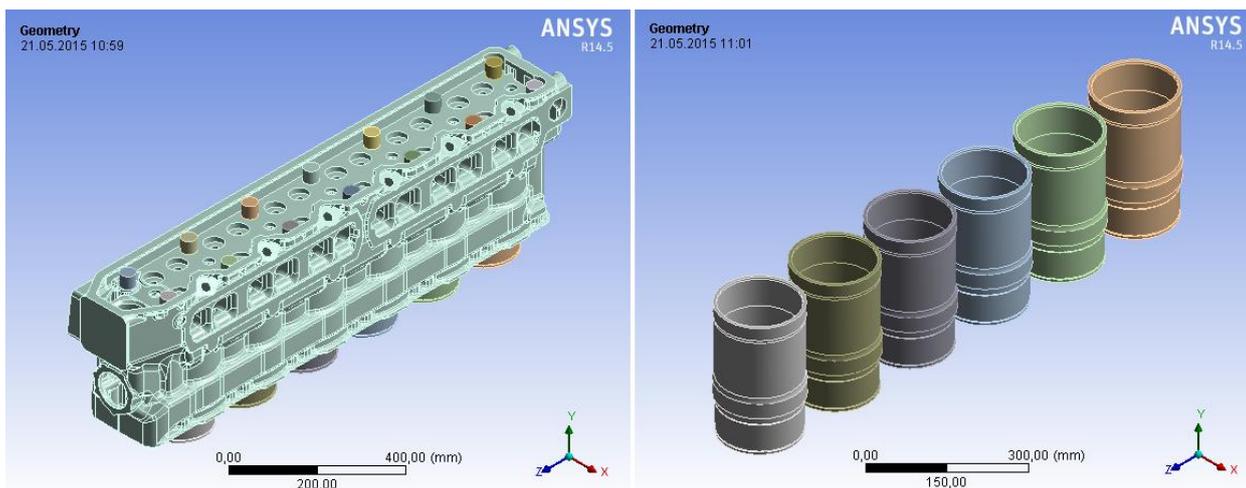


Рис. 1. Твёрдотельная модель моноблока и гильз цилиндров.

Натяги задавались в соответствие с действующей чертежной документацией в пределах поля допуска. Диаметральный натяг по верхнему поясу запрессовки гильзы 0,28 мм, по нижнему поясу 0,16 мм. Удлинение силовых шпилек от затяжки принято равным 1 мм.

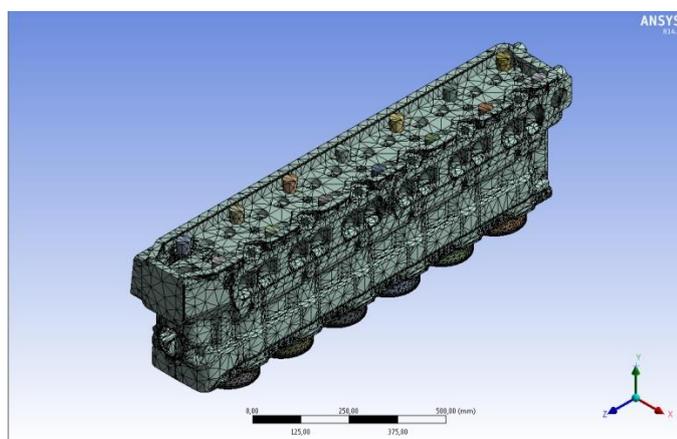


Рис. 2. Конечно-элементная модель.

Согласно техническим требованиям, допустимые овалы после запрессовки гильзы в блок и обжатия пакета должны быть: в верхнем поясе на размере 275^{+5} от нижней кромки гильзы не более 0,12 мм; в среднем поясе на размере 190 ± 5 не более 0,15 мм; в нижнем поясе на размере 105^{+5} не более 0,18 мм. Минимальные значения диаметра в зоне верхнего пояса в любом направлении не менее 159,72 мм; в среднем поясе в любом направлении не менее 159,93 мм; в зоне нижнего пояса в любом

направлении не менее 159,88 мм. Проверку минимальных значений диаметра производится после затяжки силовых шпилек моноблока. Результаты расчета приведены на рисунке 3. Здесь и далее деформированное состояние деталей в значительной степени масштабировано для лучшей наглядности характера деформаций.

Для оценки овалов выбраны узлы на контролируемых поясах для второй гильзы и получены их перемещения (Таблица 2).

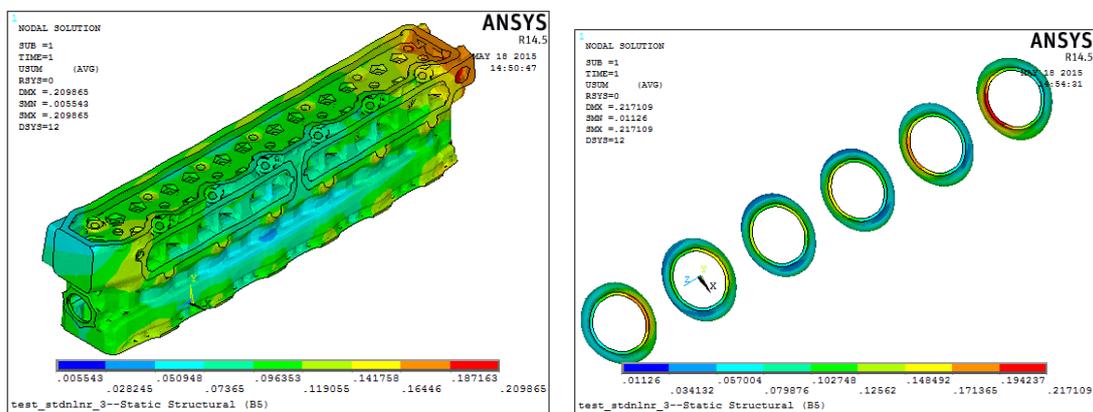


Рис. 3. Деформированное состояние моноблока и гильз (вид сверху) от затяжки и запрессовки.

Таблица 2

Перемещения узлов и овалы гильзы.

Пояс	Перемещения		Овалы, мм
	по оси X, мм	по оси Z, мм	
Верхний	-0,124	-0,252	0,128
Средний	0,117	-0,073	0,190
Нижний	0,006	-0,125	0,131

Исследование теплового состояния

Целью исследования теплового состояния моноблока с запрессованными в него двухпоронных гильз цилиндров являлось оценка работоспособности конструкции по критерию температуры наиболее

нагретых областей. Кроме того полученное температурное поле в качестве граничных условий использовалось для оценки напряженно-деформированного состояния узла на режиме номинальной мощности. Задача решалась в стационарной постановке [2]

Граничные условия со стороны газа были получены в программных комплексах Diesel-RK и Импульс. Максимальное давление цикла принято равным 10 МПа. Температурное поле гильзы цилиндров назначено согласно экспериментальным данным, полученным на режиме номинальной мощности работы двигателя, и представлено на рисунке 4. Дополнительно были заданы значения коэффициентов теплоотдачи и температуры охлаждающей жидкости в полостях моноблока. На входе в дизель принята температура 60 °С, температура на выходе из дизеля принята равной 80 °С, как максимально допустимая [3].

Задача стационарной теплопроводности решалась в контактной постановке. Значение коэффициента тепловой проводимости контакта «моноблок – гильза» составляло $K=4300$ Вт/(м²·К) [1].

Результаты расчета температурного поля и перемещений приведены для моноблока и гильз цилиндров на рис.1.10.

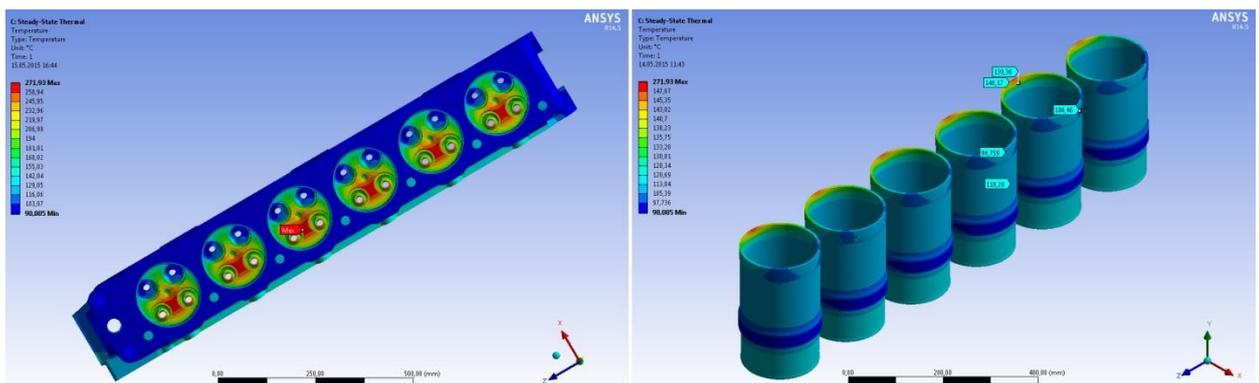


Рис. 4. Температурное поле моноблока и гильз на номинальном режиме работы дизеля.

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие
ВЫВОДЫ:

- максимальная температура моноблока, составляющая 272 °С, наблюдается на огневых поверхностях моноблока между выпускными клапанами (допускаемая температура для алюминиевых сплавов не должна превышать 350 °С [3]);

- со стороны выпускных клапанов материал моноблока в зоне верхнего уплотнительного пояса гильз цилиндров прогревается до 160...185 °С;

- максимальная температура гильз цилиндров составляет 160 °С и расположена на огневой поверхности гильзы вблизи верхней кромки; температура поверхности зеркала цилиндра в зоне контакта с первым компрессионным кольцом при его положении в ВМТ не превышает 150 °С; приведенные значения являются вполне допустимыми для нормального функционирования двигателя.

Исследование напряженно-деформированного состояния моноблока при запрессовке в него гильз цилиндров на режиме номинальной мощности

Задача решена в контактной постановке средствами программной среды ANSYS. Кинематические граничные условия закрепления конструкции иллюстрирует рисунок 5. Желтым цветом обозначены граничные условия запрещающие перемещения моноблока вдоль оси цилиндров, синим цветом обозначено условие жесткой заделки силовых шпилек, что соответствует установке узла на жестком картере.

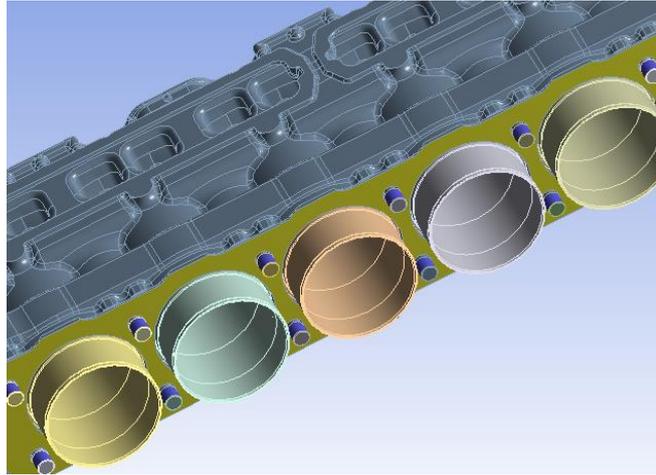


Рис. 5. Кинематические граничные условия.

Путем итерационного решения нелинейной задачи было найдено решение, результаты которого приведены на рисунках 6 и 7.

Данный характер деформации обусловлен тем, что моноблок нагрет неравномерно ввиду того, что со стороны выпуска температура значительно выше, чем со стороны впуска, что ведет к более интенсивному расширению материала с более нагретой стороны и, как следствие, изгибу.

Для оценки овалов была выбрана гильза второго цилиндра, ее деформированное состояние представлено на рисунке. Овалы гильзы приведены в Таблице 3.

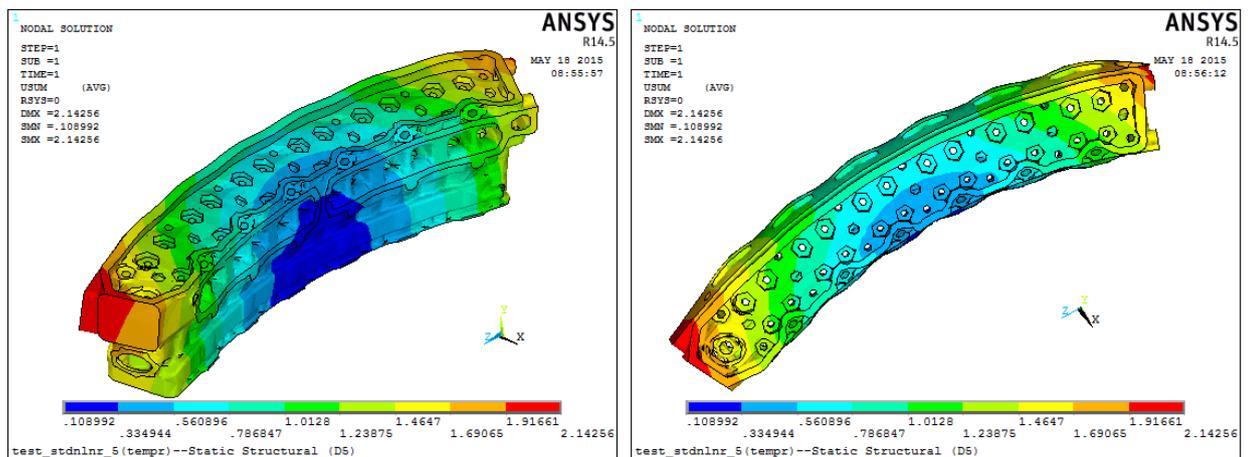


Рис. 6. Деформации моноблока.

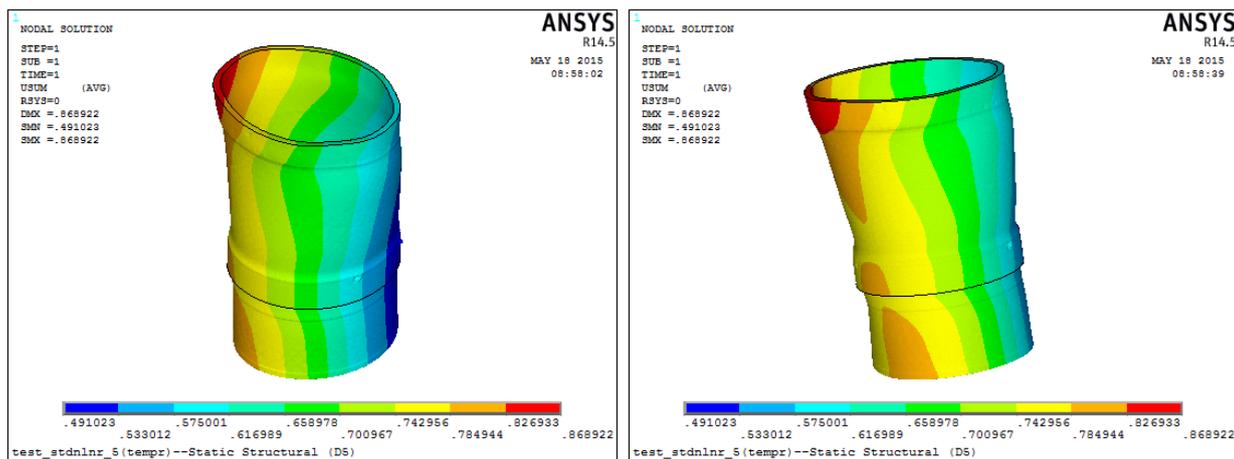


Рис. 7. Деформации гильзы второго цилиндра

Таблица 3

Перемещение узлов и овалы 2-й гильзы

Пояс	Перемещения		Овалы, мм
	по оси X, мм	по оси Z, мм	
Верхний	0,312	0,094	0,218
Средний	0,212	0,144	0,068
Нижний	0,113	-0,213	0,326

Способы решения проблемы

Из таблицы видно, что овалы гильзы достигают значительной величины, в связи с этим были исследованы альтернативные варианты конструкции: отдельно выполненные блок цилиндров и головка блока, а также моноблок, выполненный из высокопрочного чугуна. Описанные решения имеют свои достоинства и недостатки. Чугун обладает наибольшей жесткостью, чем алюминиевые сплавы, но при этом его плотность в 2,7 раза выше, что негативно сказывается на массо-габаритных характеристиках, но современные методы тонкостенного литья позволяют несколько облегчить конструкцию. Применение разделенной конструкции требует решения проблемы уплотнения газового стыка, который отсутствует в моноблоке.

Твердотельная и конечно-элементная модели чугунного моноблока с гильзами соответствует рисункам 1 и 2. Перемещения моноблока и гильзы представлены на рисунках 8 и 9. Перемещения и овалы гильзы представлены в таблице 4. Можно заметить, что овалы гильзы значительно уменьшились, как и изгибные перемещения моноблока. Подобное явление имеет благоприятное влияние на условия работы поршневых колец, уменьшает прорыв газов из подпоршневого пространства, снижает расход масла на угар, если его причиной является недостаточное уплотнение.

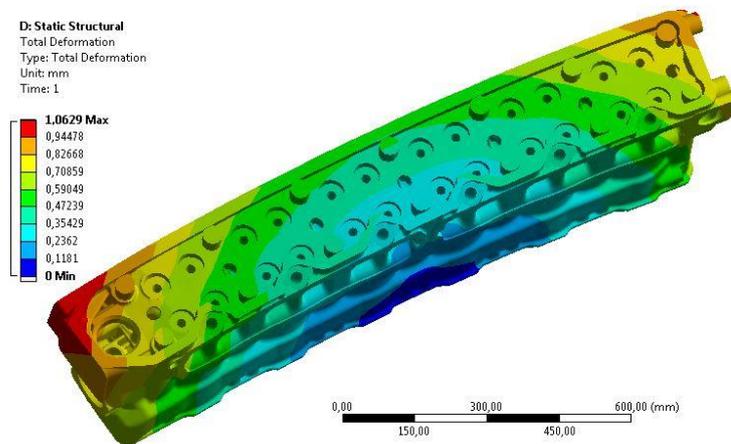


Рис. 8. Совместные перемещения узла

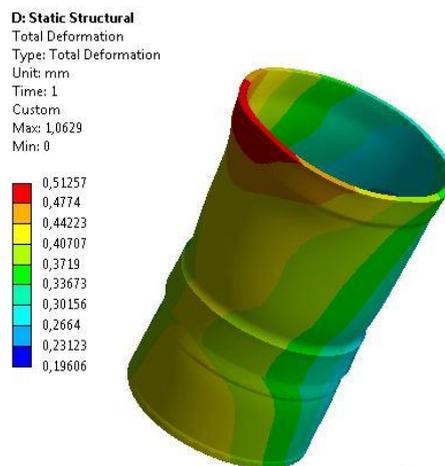


Рис. 9. Перемещения гильзы второго цилиндра.

Таблица 4

Перемещение узлов и овалы 2-й гильзы

Пояс	Перемещения		Овалы, мм
	по оси X, мм	по оси Z, мм	
Верхний	0,143	0,113	0,030
Средний	0,173	0,096	0,077
Нижний	0,116	0,234	0,118

Твердотельная модель разделенной конструкции представлена на рисунке 10. В данной конструкции гильза была заменена на буртовую. Конечно-элементная модель представлена на рисунке 11.

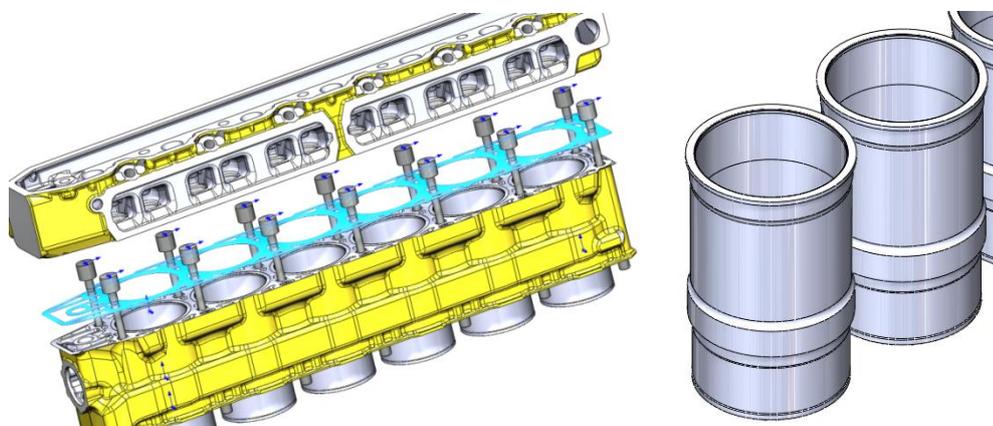


Рис. 10. Твердотельные модели

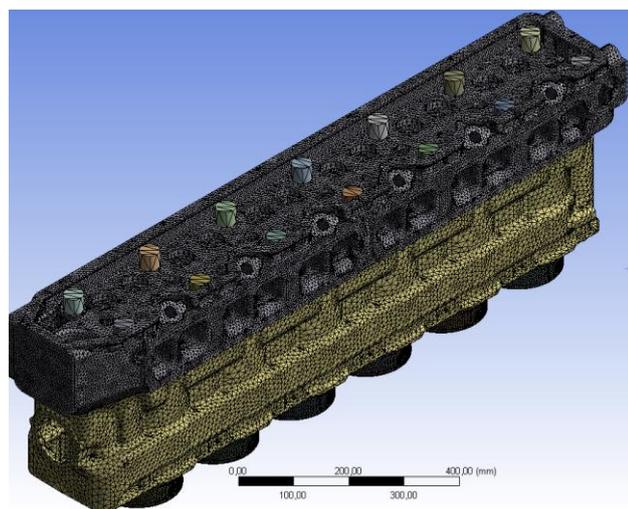


Рис. 11. Конечно-элементная модель

На рисунке 12 представлено деформированное состояние узла блок-головка блока, на рисунке 13 представлены перемещения гильзы, ее овалы приведены в таблице 5. В этом случае также наблюдается уменьшение

овалов гильзы и некоторое уменьшение изгибных перемещений моноблока.

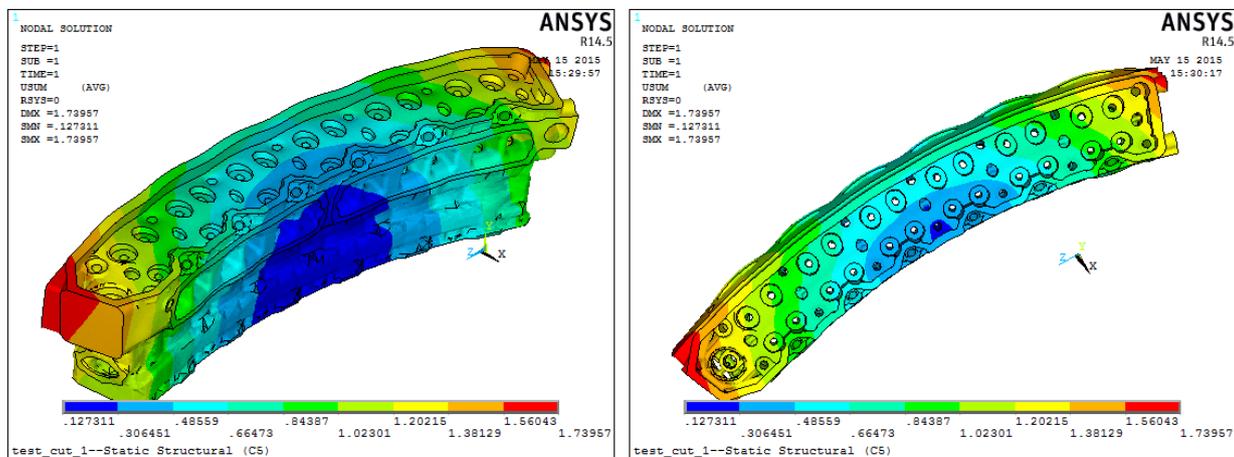


Рис. 12. Совместные перемещения головки блока цилиндров, прокладки и блока

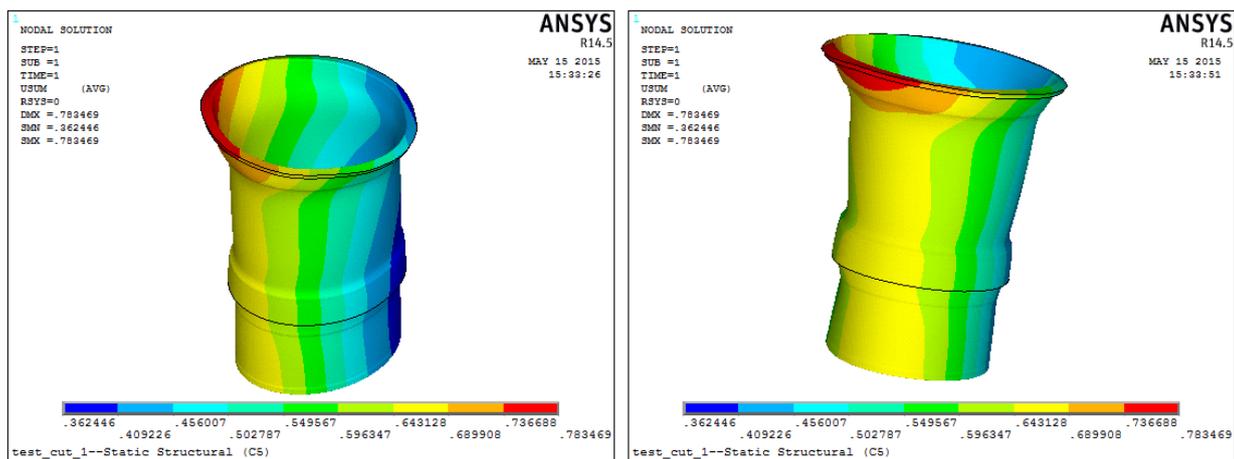


Рис. 13. Перемещения гильзы второго цилиндра

Таблица 5.

Перемещение узлов и овалы 2-й гильзы

Пояс	Перемещения		Овалы, мм
	по оси X, мм	по оси Z, мм	
Верхний	0,373	0,395	0,078
Средний	0,134	0,224	0,090
Нижний	0,097	0,281	0,184

Выводы

Численный расчет показал, что особенностью моноблочной алюминиевой конструкции является недостаточная жесткость, которая приводит к значительным овалам гильз цилиндров и может приводить к потере уплотняющей способности поршневых колец. Решить данную проблему возможно путем перехода на классическую конструкцию с отдельно выполненными алюминиевыми блоком и головкой блока цилиндров, где перемещения от температурных нагрузок разогретой головки блока в меньшей мере передаются блоку и его гильзам. Также представляется возможным замена материал моноблока с алюминиевого сплава на высокопрочный чугун, который имеет большую жесткость и менее подвержен термическому расширению, но в этом случае конструкция требует доработки для снижения веса моноблока.

Литература:

[1] ЦНИИТМАШ. *Общемашиностроительные типовые и руководящие материалы в области технологии и организации машиностроения.*

Марочник стали для машиностроения. М.: Научно-исследовательский институт информации по машиностроению. 1968.

[2] Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков; под. ред. Н. Д. Чайнова. *Конструирование двигателей внутреннего сгорания: Учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" направления подготовки "Энергомашиностроение".* М.: Машиностроение, 2008. 496 с., ил.

[3] И. П. Тартаковский, Л. Г. Шульман. *Судовые звездообразные дизели M500. Диагностика неисправностей.* Санкт-Петербург, Изд-во Судостроение, 2009. 255 с.