

Изучение влияния нагрузок в цилиндре судовых малоразмерных дизелей, на клапаны разных конструкций с применением динамического термомеханического расчета

А.З. Курбанов, Н.М. Вагабов, Н.К. Санаев, В.В. Егоров

Дагестанский государственный технический университет, Махачкала, Россия

АННОТАЦИЯ

Актуальность. В современных конструкциях судовых малоразмерных дизелей актуальной задачей является поиск способов получения наиболее качественной смеси, совершенствование деталей, с целью повышения их экономичности, долговечности, экологичности, конкурентоспособности.

Цель. Объектом изучения становится клапан заводского исполнения судового малоразмерного дизеля и клапан с измененной конструкцией с добавлением спиральных направляющих (лопастей, ширм) с целью анализа влияния на них испытываемых нагрузок, оказываемых в цилиндре двигателя от поворота коленчатого вала (ПКВ), на примере судового малоразмерного дизеля Ч8,5/11. Материал конструкции оставался при этом однородным.

Методы. Для выполнения поставленных в работе задач использован метод конечных элементов, реализованный в программе Ansys, где проведен нестационарный термомеханический расчет клапанов различных конструкций с однородным материалом на примере клапана судового малоразмерного дизеля Ч8,5/11, где температурные поля, изученные ранее, передавались в испытываемое клапаном давление, с последующим анализом полученных результатов, их изучение и сравнение.

Результаты. В ходе исследования методом конечных элементов были рассчитаны и визуализированы параметры суммарных деформаций и рабочих напряжений, вычислен фактический коэффициент запаса прочности, а также проанализировано значение имеющихся на клапанах спиральных направляющих. Поскольку расчет был нестационарным, для исследования судового малоразмерного дизеля были выбраны максимально испытываемые напряжения на клапаны в процессе эксплуатации.

Выводы. Исходя из полученных данных, можно установить, что общая деформация практически никак не меняется при изменении конструкции клапана, при этом рабочее напряжение заметно возросло и достигло своего максимума на клапане с шестью лопастями. Полученные значения и визуализация программы показывают, что фактический коэффициент

запаса прочности клапанов с лопастями значительно снижается.

Ключевые слова: программа; деформация; напряжения; метод конечных элементов; качество; производительность; моделирование; проектирование; температура; давление; клапан; лопатка; СМД.

КАК ЦИТИРОВАТЬ:

Курбанов А.З., Вагабов Н.М., Санаев Н.К., Егоров В.В. Изучение влияния нагрузок в цилиндре СМД, на клапаны разных конструкций с применением динамического термомеханического расчета // Труды Санкт-Петербургского государственного морского технического университета. 2025. Т. 4, № 4. С. XX-XX. DOI: 10.52899/24141437_2025_04_XX EDN: FTWLPU

Рукопись получена: 28.06.2025

Рукопись одобрена: 09.09.2025

Опубликована online: 19.10.2025

Study of the effect of the shape of the intake valve with a different number of spiral guides (blades) when changing the pressure in the cylinder of a small-sized marine engine (SMD)

Ch8.5/11

Ali Z. Kurbanov, Nurulla M. Vagabov, Nadir K. Sanaev, Valentin V. Egorov

Dagestan State Technical University, Makhachkala, Russia

ABSTRACT

Relevance. In modern designs of marine small-sized diesels, an urgent task is to find ways to obtain the highest quality mixture, improve parts, in order to increase their efficiency, durability, environmental friendliness, competitiveness.

AIM: In modern designs of marine small-sized diesels (SMD), an urgent task is to find ways to obtain the highest quality mixture and improve parts to increase their efficiency, durability, and environmental friendliness. The object of study is a factory-made SMD valve and a valve with a modified design with the addition of spiral guides (blades, screens) and the study of the effect on them of the experienced loads exerted in the engine cylinder from the rotation of the crankshaft (PCV) on the example of SMD Ch8.5/11. The material of the structure remained homogeneous.

METHODS:. To perform the tasks set in the work, the finite element method (FEA) implemented in

the Ansys program was used, where a non-stationary thermomechanical calculation of valves of various designs with homogeneous material was carried out on the example of the SMD Ch8.5-11 valve, where the temperature fields studied earlier were transferred to the pressure tested by the valve, with the subsequent analysis of the results obtained, their study and comparison.

RESULTS: During the finite element study, the parameters of total deformations and operating stress were calculated and visualized, the actual factor of safety was calculated, and the value of the spiral guides available on the valves was analyzed. Since the calculation was non-stationary, the maximum tested stresses on the valves during operation were selected for the SMD study.

CONCLUSIONS: Based on the data obtained, it can be established that the overall deformation practically does not change when the valve design is changed, while the operating stress has increased markedly and reached its maximum on the valve with 6 blades. The obtained values and visualization of the program show that the actual safety factor of valves with blades is significantly reduced.

Keywords: program; strain; stress; finite element method; quality; performance; modeling; design; temperature; pressure; valve; blade; SMD.

TO CITE THIS ARTICLE:

Kurbanov AZ, Vagabov NM, Sanaev NK, Egorov VV. Study of the effect of the shape of the intake valve with a different number of spiral guides (blades) when changing the pressure in the cylinder of a small-sized marine engine (SMD) Ch8.5/11. *Transactions of the Saint Petersburg State Marine Technical University*. 2025;4(4):X-XX. DOI: 10.52899/24141437_2025_04_XX EDN: FTWLPHY

Submitted: 28.06.2025

Accepted: 09.09.2025

Published online: 19.10.2025

ВВЕДЕНИЕ

В конструкциях судового малоразмерного дизеля (СМД) клапаны оказывают влияние на многие факторы работы двигателя и газораспределительной системы, поэтому множество работ посвящено оптимальной работе клапанов при повышенных нагрузках, их долговечности и прочности. К примеру, для того чтобы избежать высокотемпературной коррозии на тарелке клапана в районе стыка с седлом современных судовых дизелей (СД), используют различные специальные жаропрочные стали, также в некоторых моделях двигателей имеются съемные седла, что повышает долговечность и износостойкость клапанов. В работе [1] приводится анализ распределения температур и давления с помощью программы Ansys, где на клапаны, выполненные из однородного материала и со сварным швом, расположенным в седле и на

тарелке клапана, производилось воздействие температурой (T) и давлением (P), в результате чего было зафиксировано, что распределение T на клапане со сварным слоем и без него имеет различия, были приведены графики деформации клапанов с различными конструкциями, которые также показали что градиент деформации отличается. В статье [5] исследуются основные параметры, влияющие на износ клапанов и седел, где авторы использовали как численные, так и экспериментальные методы изучения этой проблемы.

При решении задач долговечности и выносливости клапанов имеются труды, где детально изучено изменение угла скругления фасок и описаны испытания детали на стойкость к температуре и давлению. В статьях [2, 10] приведены примеры изменения угла скругления фасок при различных радиусах и влияние на это температуры и давления. В работе [10] рассмотрены испытания клапана с разными видами стали, с наиболее оптимальным выбранным радиусом скругления после проведенных испытаний.

Таким образом, разработка более совершенных клапанов и поиск наиболее выгодных конструкций является востребованной и актуальной задачей, а учитывая востребованность СМД российского производства в речном и морском флоте, базовой моделью для исследования был выбран СМД Ч8,5/11.

Ниже предоставлены конструкции и технические характеристики СМД типов Ч8,5/11 и Ч9,5/11 (рис. 1 и 2).

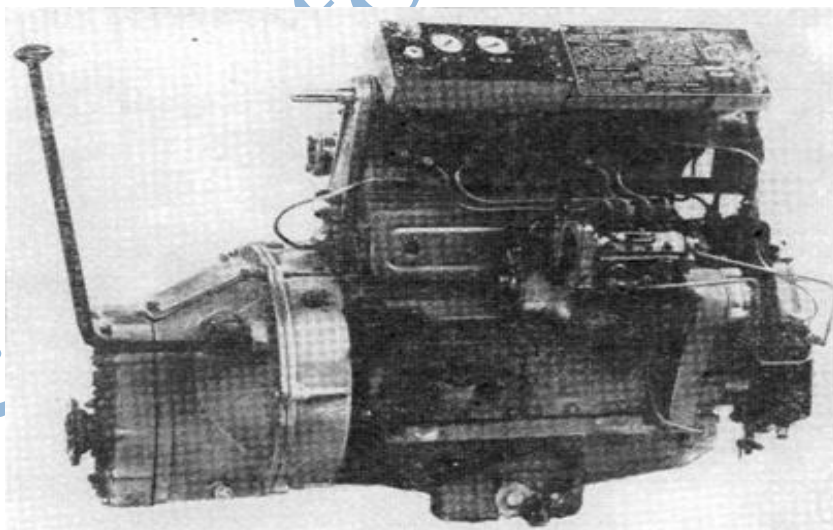


Рис. 1. Главный судовой дизель «Каспий-3ОМ» [13].

Таблица 1. Основные технические характеристики главных судовых дизелей [13]

Показатели	Главные судовые дизели					
	«Каспий	«Каспий 40»	ДС25	ДС25М	10Д6	10Д6М

	ЗОМ» (4ЧСП8.5/11)	(4ЧСП9.5/11)	(4ЧСП8.5/11)	(4ЧСП9,5/11)	(649,5/11– 1)	(649,5/11– 1)
Мощность, кВт						
номинальная	–	–	18,3	25,74	44,12	44,12
полная	25	30	–	–	–	–
Частота вращения, мин ⁻¹	1900	1900	1500	1800	1800	2100
Среднее эффективное давление, бар	6,6	6,4	6,4	6,1	6,5	5,4
Удельный расход, г/кВт ч:						
топлива при номинальной (полной) мощности	273	254	269	250	263	249
масла на угар	3,13	2	1,77	1,22	1,84	1,3
Система охлаждения	Одноконтурная, забортной водой					
Тип пуска	Электростатический, ручной					
Тип реверс- редуктора	РРП15-2	РРП15-2	РРП15-2	РРП20-2.44	–	–
Передаточное число редуктора:						
на переднем ходу	2,13	2,13	2,13	2,44	–	–
на заднем ходу	1,81	11,81	1,81	1,83	–	–
Габаритные размеры, мм:						
длина <i>L</i>	1250	1250	11310	1230	1195	1195
ширина <i>B</i>	650	710	610	580	610	600
высота <i>H</i>	1000	1000	970	865	970	855
Масса (сухая), кг	410	396	400	395	460	440

Назначенный ресурс (срок службы):						
до первой переборки	5 лет	5 лет	8 тыс. ч	3 года	5,5 тыс. ч	3 года
до капитального ремонта	—	—	18 тыс. ч	6 лет	14 тыс. ч	8 лет
Топливо	Дизельное ГОСТ 305-82					
Масло	М-12337-84					
Технические условия	ТУ5.452-9531—85	КЛЮИ 381311.001 ТУ	ТУ5.452-9759—85	ТУ5.452-9776—90	ТУ5.452-4203—73	КЛЮИ 381311.003ТУ
Код ОКП	31 2111 2400; 31 2113 2400		31 2111 0000	31 2113 0000	31 2113 3300	

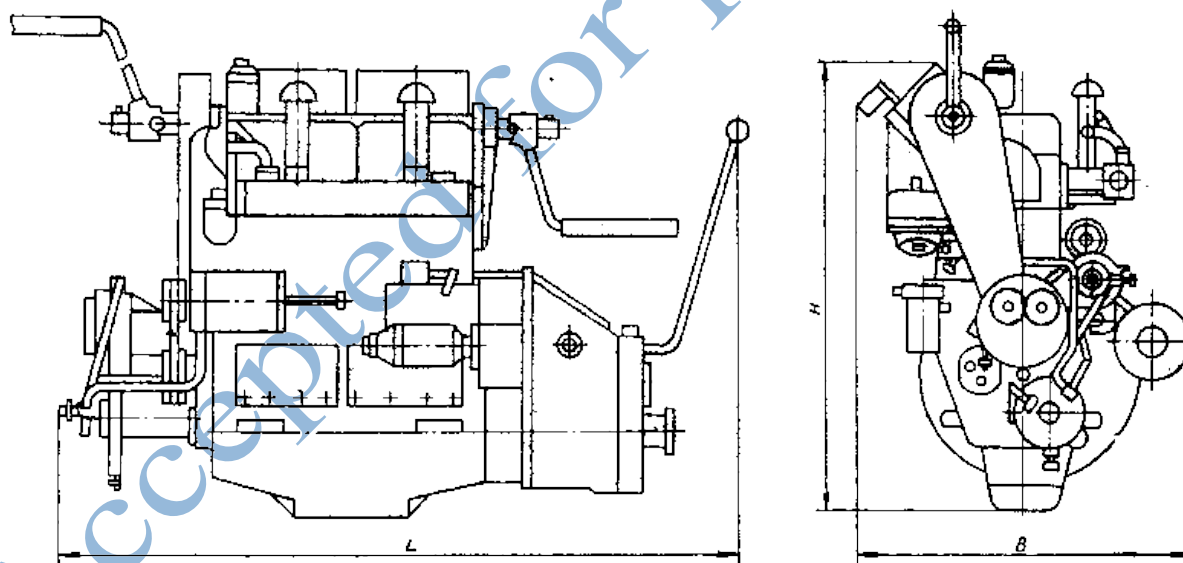


Рис. 2. Габаритный чертеж дизеля 4ЧСП8.5/11-5 («Каспий-30М») [13].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Суть проведения термомеханического численного анализа заключается не только в изучении давления, испытываемого клапаном при вращении коленчатого вала, на примере СМД Ч8,5/11, но и в добавлении температурной нагрузки, которая была изучена в предыдущем исследовании. Поэтому анализ будет проходить по аналогичной методике, описанной ранее в статье [4].

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать 3D-модели клапанов разных конструкций для их дальнейшего анализа с применением метода конечных элементов.
2. Проведение теплового расчета исследуемого СМД, с использованием метода Гриневецкого–Мазинга, с выводом диаграмм распределения температуры и давления.
3. Создать качественную сеточную модель конечных элементов на исследуемых клапанах.
4. Создание необходимых граничных условий исходя из диаграмм, полученных при тепловом расчете СМД Ч8,5/11, для проведения нестационарного термомеханического расчета.
5. Вычислить параметры общей деформации и максимального рабочего напряжения каждого клапана.
6. Рассчитать фактический запас прочности и его влияние на исследуемый объект.

МЕТОДЫ

При проведении исследований использовался метод конечных элементов, реализованный в программе Ansys.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ВПУСКНЫХ КЛАПАНОВ

Объектом исследования являлся впускной клапан СМД Ч8,5/11 (рис. 3).

Для изготовления впускных клапанов, которые испытывают сравнительно невысокие температуры по сравнению с выпускными, используют в основном легированные стали, такие как 40Х, 40ХН, 40ХНМА, 37ХС и др. [7].

При проведении исследования клапанов разных конструкций испытывались клапаны из стали марки 40Х, наиболее распространенной и подходящей для поставленной цели. В табл. 2 и 3 приведены основные физические и химические параметры данной стали.

СМД типов Ч8,5/11, Ч9,5/11, Ч10,5/13, с рядным расположением цилиндров и их количеством от 2 до 6, при номинальной частоте вращения коленчатого вала от 1000 до 1800 оборотов (1/мин). С диапазоном мощностей от 8 до 65 кВт, выпускаемых без наддува. Применяются в качестве базовых двигателей для главных энергетических установок рабочих и спасательных шлюпок, рыбопромысловых ботов и служебных катеров [8]. За время своей эксплуатации эти модели зарекомендовали себя с положительной стороны и по работоспособности, и по производительности, некоторые СМД данного класса используются и работают сейчас. Технические данные исследуемого СМД представлены в табл. 4 [7].

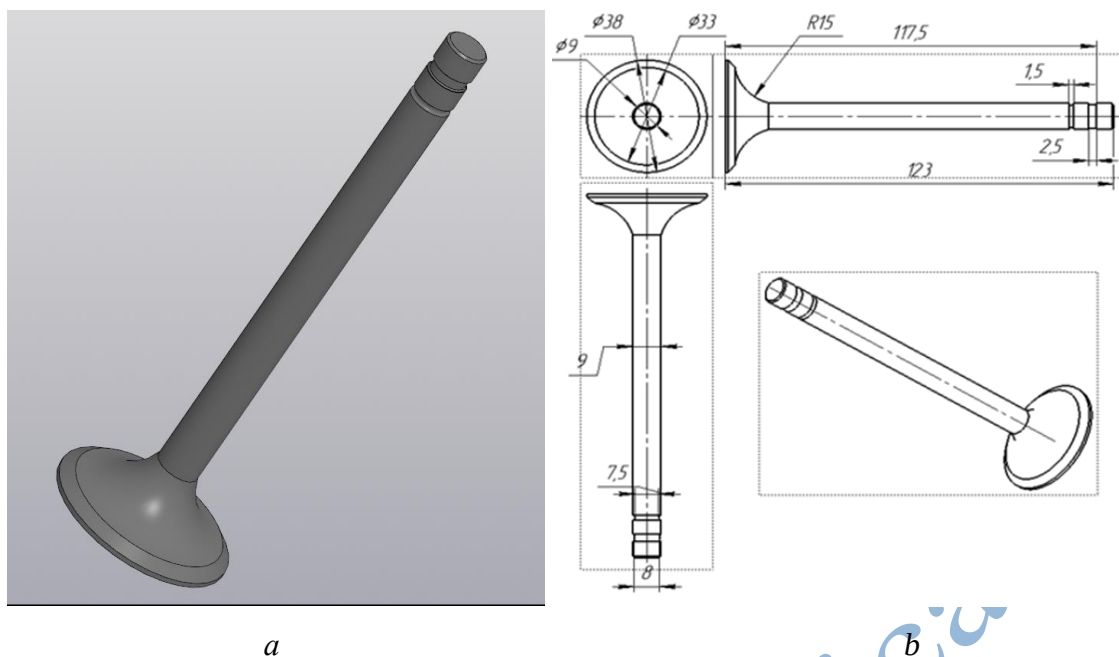


Рис. 3. Общий вид исследуемого клапана СМД Ч8,5/11: *a* — представленный в 3D-модели; *b* — основные размеры клапана [7].

Таблица 2. Физические свойства стали 40Х, в зависимости от изменения температуры [12]

Температура, °С	Плотность ρ , кг/м ³	Модуль упругости $E \cdot 10^{-5}$, МПа	Коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^6$, 1/°С	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м °С)	Удельная теплоемкость C , Дж/(кг °С)	Удельное сопротивление R , 10 ⁹ , Ом м
20	7820	2,14	—	—	—	210
100	7800	2,11	11,9	46	466	285
200	7770	2,06	12,5	42,7	508	346
300	7740	2,03	13,2	42,3	529	425
400	7700	1,85	13,8	38,5	563	528
500	7670	1,76	14,1	35,6	592	642
600	7630	1,64	14,4	31,9	622	780
700	7590	1,43	14,6	28,8	634	936
800	7610	1,32	—	26	664	1100
900	7560	—	—	26,7	—	1140
1000	7510	—	—	28	—	1170
1100	7470	—	—	28,8	—	1200

1200	7430	—	—	—	—	1230
------	------	---	---	---	---	------

Таблица 3. Химический состав стали 40X [12]

Элемент	углеро д	кремни й	маргане ц	сера	фосфо р	никел ь	хро м	мед ь	желез о
	C	Si	Mn	S	P	Ni	Cr	Cu	Fe
Содержани е с величиной	0,36– 0,44	0,17– 0,37	0,50–0,80	до 0,03 5	до 0,035	до 0,3	0,8– 0,11	до 0,3	~97

Таблица 4. Исходные данные исследуемого СМД Ч8,5/11

Тип двигателя	Дизельный, поршневой, тронковый, бескомпрессорный
Число тактов	4
Порядок работы цилиндров	1-5-3-6-2-4
Расположение цилиндров	Рядное
Число цилиндров	4
Диаметр цилиндра, мм	85
Ход поршня, мм	110
Средняя скорость поршня, м/с	5,5
Степень сжатия	17
Давление сжатия, кг/см ²	33–41
Максимальное давление сгорания, кг/см ²	65–75
Система охлаждения	Жидкостная
Коэффициент избытка воздуха	1,43 для дизелей без наддува
Номинальная мощность л.с./кВт	26 л.с./19 кВт
Частота вращения вала при номинальной мощности	1500
Минимальная частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода	800

В качестве метода исследования влияния формы впускного клапана СМД на испытываемую им температуру и давление, в зависимости от угла поворота коленчатого вала

(ПКВ), был использован метод конечных элементов (МКЭ) в ПК Ansys.

Основная задача МКЭ — заданную систему дифференциальных уравнений заменить системой линейных алгебраических уравнений [6].

В Ansys все виды прочностного динамического анализа основываются на общем уравнении движения в МКЭ [11]:

$$[M] \{u''\} + [C] \{u'\} + [K] \{u\} = \{F(t)\}, \quad (1)$$

где $[M]$ — матрица масс, $[C]$ — матрица сопротивлений, $[K]$ — матрица жесткостей, $\{u''\}$ — вектор узловых ускорений, $\{u'\}$ — вектор узловых скоростей, $\{u\}$ — вектор узловых перемещений, $\{F\}$ — вектор нагрузок, (t) — время.

При помощи данного уравнения определяются значения искомых $\{u\}$, которые в любой момент времени удовлетворяют значениям равновесия системы при наличии сил инерции и рассеяния энергии [11].

В качестве временного интервала и нагрузок на данном этапе был выбран угол ПКВ при повышении давления исследуемого СМД 4Ч-8,5/11 из полученной диаграммы (рис. 4). Для добавления температурных полей использовались данные, полученные в предыдущих исследованиях [4].

Исследование проводилось поэтапно, для наиболее точного определения граничных условий задания температуры [4] и давления при номинальных оборотах двигателя $n=1500$ (1/мин) необходимо было произвести тепловой расчет исследуемого двигателя с использованием метода Гриневецкого–Мазинга, который был рассчитан в программе Дизель-РК, где также были получены индикаторные диаграммы работы СМД 4Ч-8,5/11 (рис. 4), с целью дальнейшего использования полученных параметров давления и приложения таких же нагрузок (условий) на испытываемый клапан в зависимости от частоты коленчатого вала. Для того чтобы интегрировать данные, полученные из рис. 4, в ПК Ansys, предварительно необходимо перевести параметры давления из бар в мегапаскаль (Мпа) и углы ПКВ в секунды, т. к. Ansys рассчитывает временной промежуток в с, нагрузку в Мпа (рис. 5).

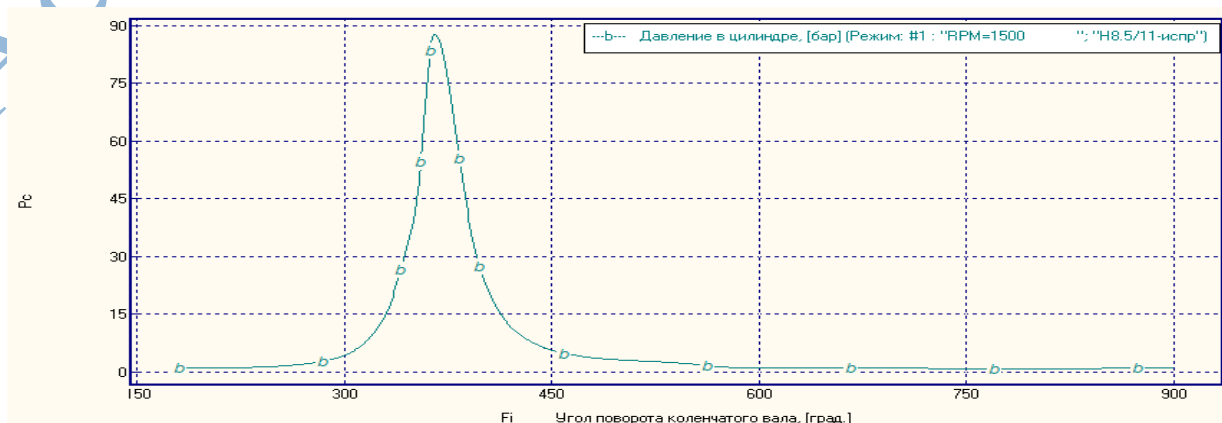


Рис. 4. Давление в цилиндре исследуемого СМД (бар) в зависимости от ПКВ (°).

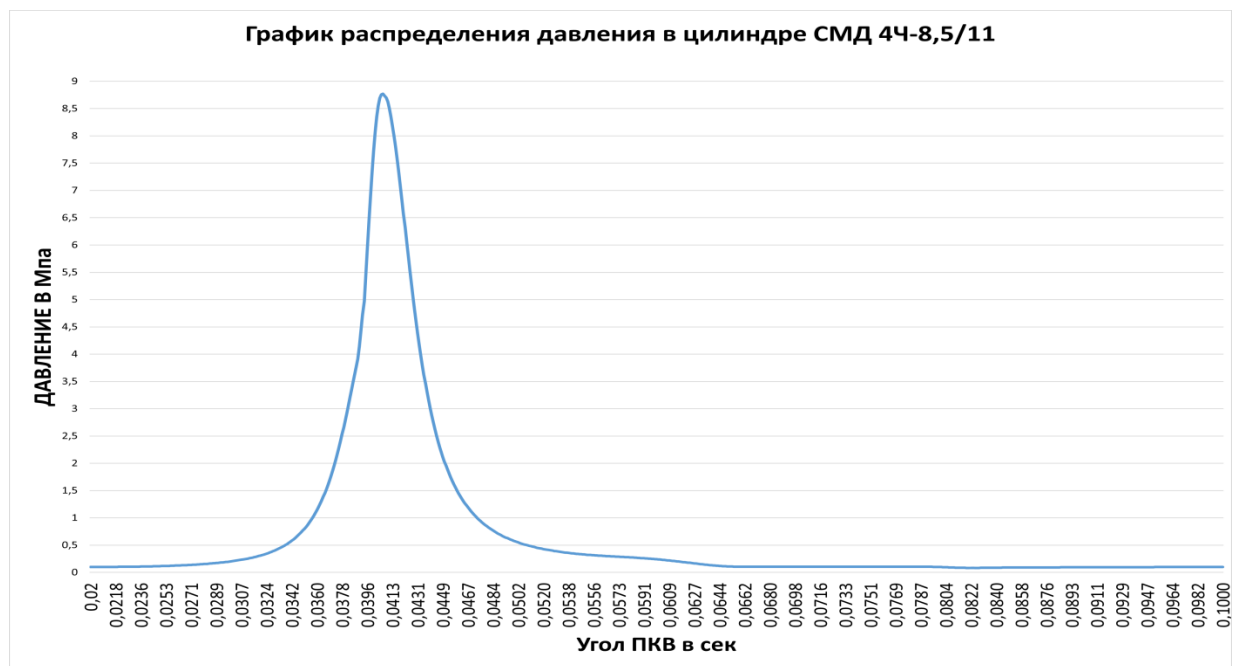


Рис. 5. Изменение давления в цилиндре исследуемого СМД (МПа) в зависимости от ПКВ (с).

Следующим условием было построение 3D-моделей клапанов с измененными конструкциями, моделирование проводилось в программе Компас 3D, использовалась модель заводского клапана (рис. 3) и клапаны таких же размеров и материалов с добавлением винтовых направляющих (лопастей) с количеством 3, 6 (рис. 6 и 7), с последующим интегрированием в среду Ansys для проведения нестационарного термомеханического анализа [4].

Для осуществления подготовки модели клапанов к расчетам в Ansys создавались конечные элементы (КЭ), т. н. сеточная модель, которая занимает важную роль, т. к. от нее зависит правильность и точность расчета, построение сеточной модели проводилось в среде Ansys Mesh. Для модели клапана завода-изготовителя использовалась гексаэдрическая сетка (рис. 8 и 9), с показателями качества элементов по Element Quality: Max — 0,99; Average — 0,31, по Skewness: Min — $2,0434 \cdot 10^{-007}$; Average — 0,30. Для клапанов измененной конструкции применялась тетраэдрическая сетка (рис. 7), с показателями качества элементов по Element Quality: Max — 1; Average — 0,84, по Skewness: Min — $6,3217 \cdot 10^{-005}$; Average — 0,22. Следовательно, решение, полученное с помощью построенной сетки, должно быть максимально приближенным к нагрузкам оказываемым на клапан в действительности [4].

Последним этапом исследования был анализ полученных результатов и формулировка выводов.

При валидации результатов моделирования использовались зависимости температуры и давления от угла поворота коленчатого вала. Сравнение диаграмм, построенных при нестационарном термомеханическом моделировании температуры и давления в ПК Ansys (рис. 10), с индикаторной диаграммой, построенной в Дизель ПК (рис. 5), не дали

расхождений более чем в 5%.

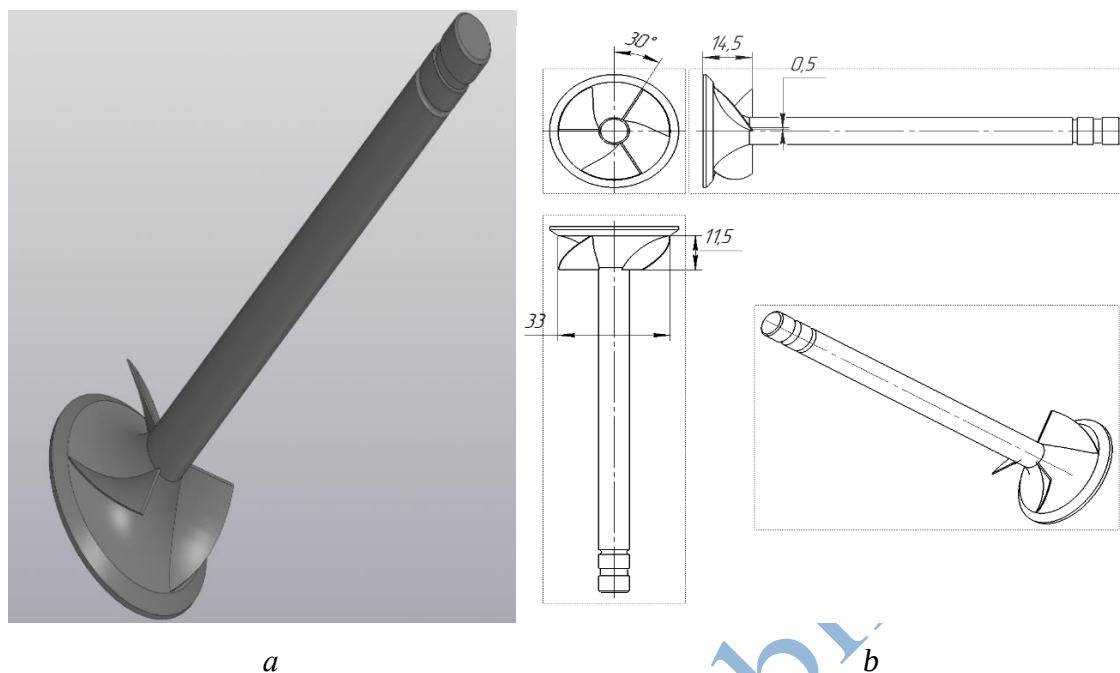


Рис. 6. Клапан исследуемого СМД с изменённой конструкцией: *a* — внешний вид клапана с тремя направляющими (лопастями), представленный в 3D-модели; *b* — основные параметры направляющих (лопастей).

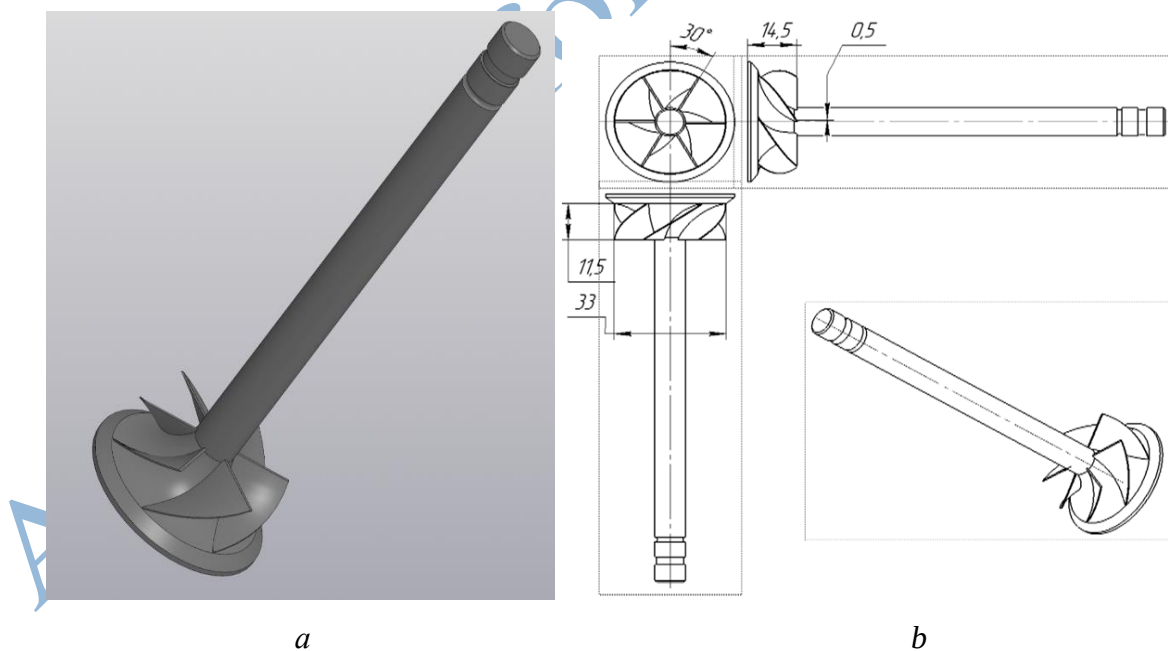


Рис. 7. Внешний вид исследуемого клапана с шестью направляющими (лопастями): *a* — выполненный в 3D-модели; *b* — основные параметры направляющих (лопастей).

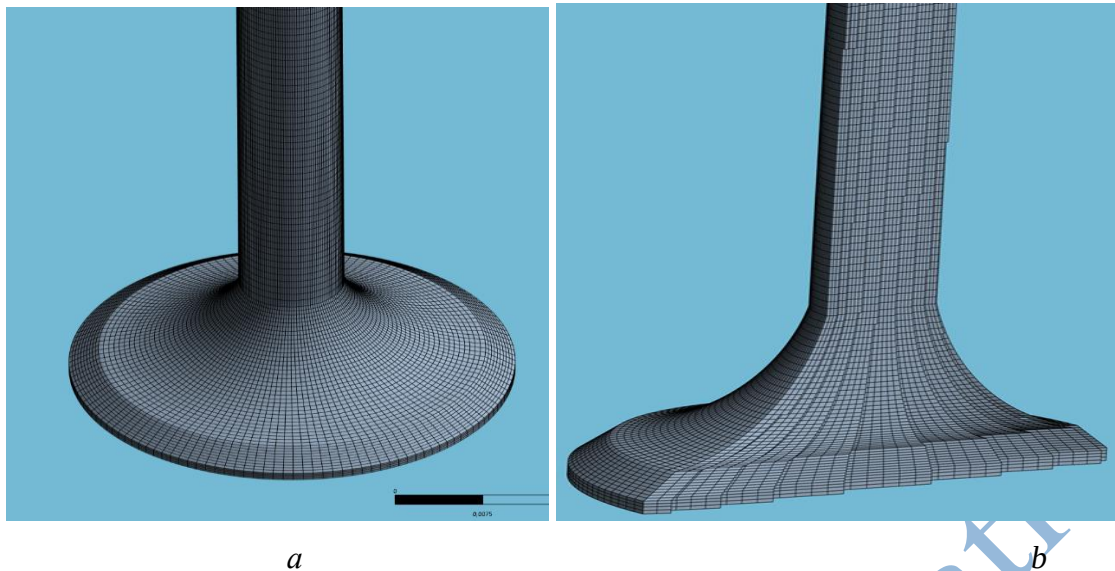


Рис. 8. Конечно-элементная модель, выполненная для клапана завода изготовителя: *a* — конечно-элементная модель клапана завода-изготовителя в среде Ansys; *b* — 3D-модель в разрезе.

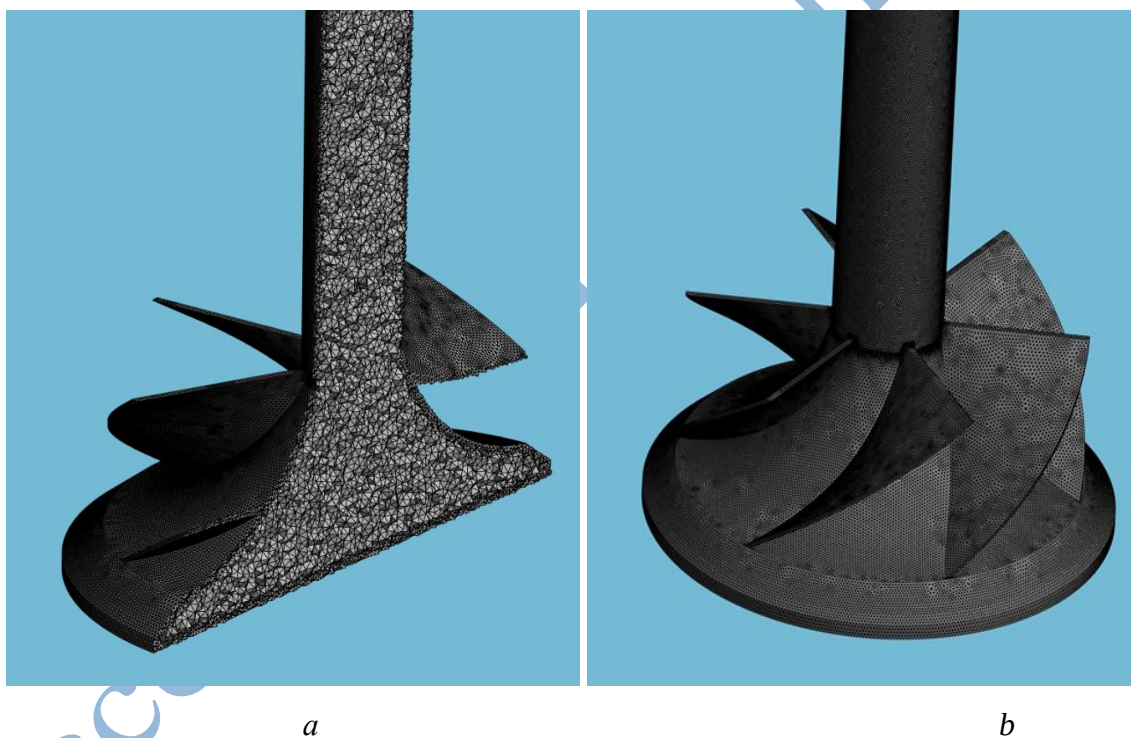


Рис. 9. Конечно-элементная модель для клапанов изменённой конструкции: *a* — конечно-элементная модель клапана изменённой конструкции в среде Ansys, в разрезе; *b* — в 3D.

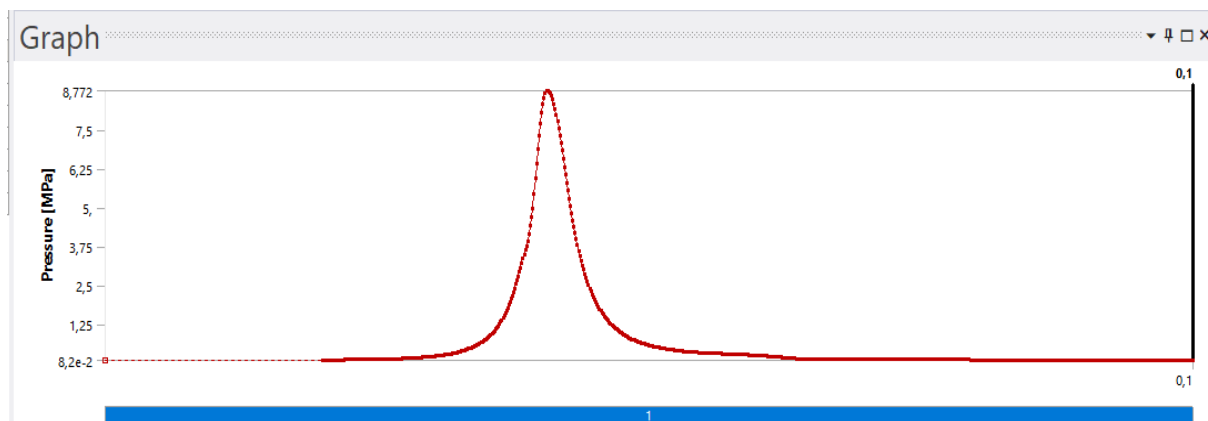
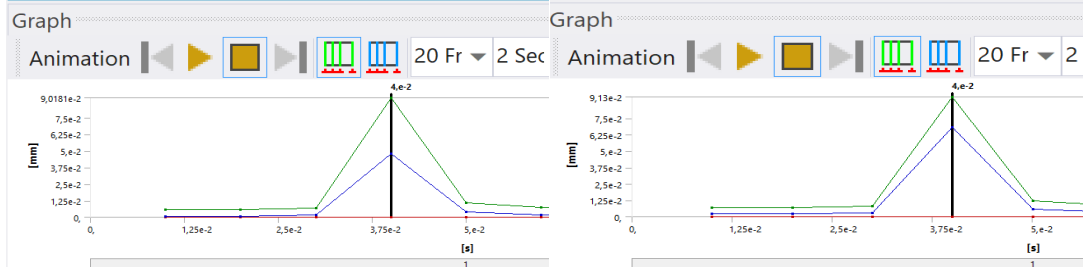
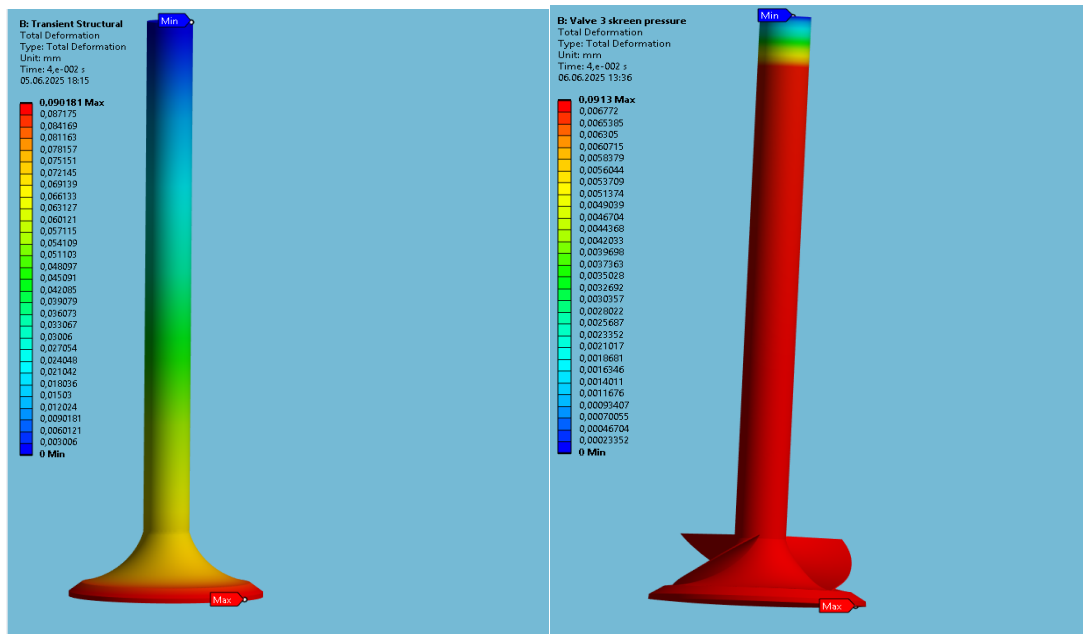


Рис. 10. Распределение давления от ПКВ, испытываемого на клапан в среде Ansys.

Временной интервал исследования составляет доли секунды, а именно согласно рис. 5 от 0,02 до 0,1 с. Результаты динамического термомеханического расчета брались в наивысших, максимальных (max) нагрузках в данном временном интервале. По температуре max составил на временном отрезке 0,0419 с с наивысшей $T=1591,10$ °С, затем динамически изменяющиеся нагрузки передавались в прочностной расчет, где согласно рис. 5 max составил на временном отрезке 0,0407 с с $P=8,772$ МПа. Температура внешней среды в момент исследований составляла $\text{const}=22$ °С.

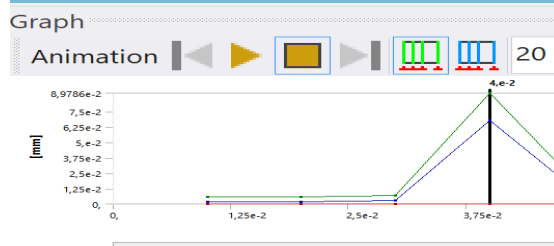
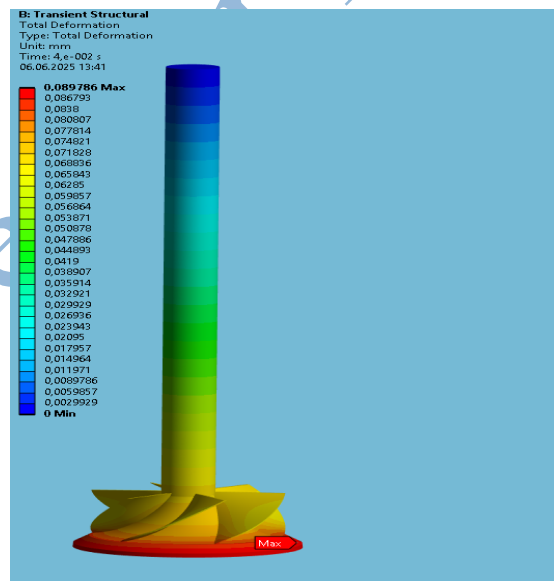
РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ И ИХ АНАЛИЗ

В результате приложения температурной нагрузки к испытываемому клапаном давлению, которое на $\text{max}=8,772$ МПа, были рассчитаны параметры общей деформации и max рабочие напряжения, испытываемые клапаном завода-изготовителя (рис. 11, *a*) и клапанами с тремя и шестью лопастями (рис. 11, *b*, *c*).



a

b



c

Рис. 11. Максимальная деформация, испытываемая клапаном при тах нагрузках температуры и давления: *a* — общая максимальная деформация клапана завода изготовителя; *b* — общая максимальная деформация клапана с 3 направляющими (лопастями); *c* — общая максимальная деформация клапана с 6 направляющими (лопастями).

Под общей деформацией понимается изменение формы и размеров тела при любом виде нагружения. Рабочее напряжение $\sigma_{\text{тах}}$ — это напряжение, возникающее в некоторой точке нагруженной конструкции, подразумевается, что это напряжение не должно превышать предела текучести исследуемого металла 40Х и соответствовать условиям работы всей конструкции [3]. В табл. 5 показаны результаты данных расчетов. У стали марки 40Х предел текучести $\sigma_{\text{пред}}$ зависит от многих факторов при ее изготовлении: закалки, отливки, температуры отпуска, в среднем $\sigma_{\text{пред}}$ может составлять от 330 до 1100 МПа [9]. Для проведения исследования был взят $\sigma_{\text{пред}}$ для конструкции клапанов с заниженной цифрой = 290 МПа, таким образом делая при расчетах небольшой запас, если условия решения будут удовлетворять 290 МПа, то при 330 МПа эти условия будут гораздо лучше.

Таблица 5. Данные, полученные при моделировании нагрузок, оказываемых на клапан

Вид клапана	Общая деформация, мм	Рабочее напряжение $\sigma_{\text{тах}}$, МПа
Клапан завода	0,090	227,8
Клапан с тремя лопастями	0,091	264,18
Клапан с шестью лопастями	0,089	266

Исходя из полученных данных, можно выявить, что общая деформация практически никак не меняется при изменении конструкции клапана, в то время как рабочее напряжение заметно возросло и на клапане с шестью лопастями оно максимально. Это приводит к общему упрочнению клапана всей конструкции, делает ее жестче и прочнее, это явно можно видеть из полученного анализа. Еще один факт, что все полученные данные не превышают предела текучести в 290 МПа, а значит, выдержат оказываемые на них напряжения.

Зная рабочее напряжение $\sigma_{\text{тах}}$ и предел текучести $\sigma_{\text{пред}}$, имеется возможность вычислить фактический коэффициент запаса n согласно [3]:

$$n = \sigma_{\text{пред}} / \sigma_{\text{тах}} \quad (2)$$

В табл. 6 приведены данные по расчетам фактического запаса.

При анализе полученных в табл. 6 данных видно, что фактический запас прочности

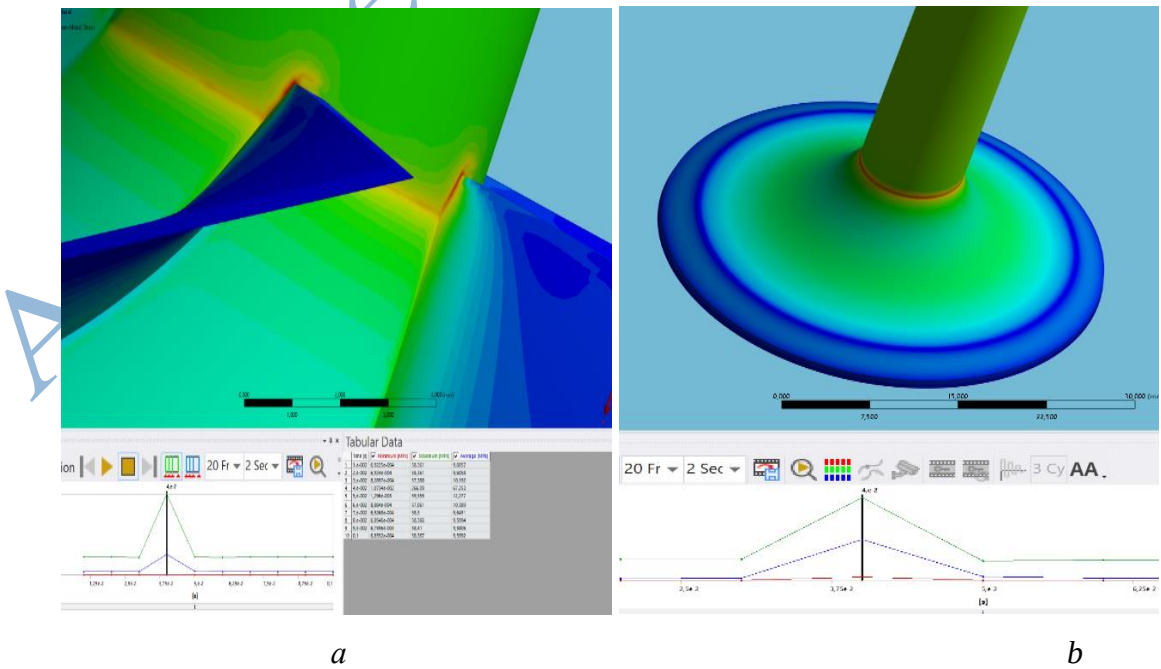
больше единицы, учитывая, что расчетный предел текучести составлял небольшой запас 290 МПа, а сталь 40Х может составлять $\sigma_{\text{пред.}}$ от 330 МПа, то данные вполне удовлетворяют прочности испытываемых нагрузок.

Таблица 6. Полученные значения фактического запаса прочности

Вид клапана	Фактический запас прочности n , МПа
Клапан завода	1,273
Клапан с тремя лопастями	1,097
Клапан с шестью лопастями	1,090

При детальном изучении данных в табл. 5 и 6 и полученных визуальных данных при моделировании, можно сделать заключение, что конструкции клапанов с лопастями, конечно, упрочняют конструкцию клапана в целом и работают как ребра жесткости, но при увеличении их количества падает фактический запас прочности.

Это вызвано тем, что напряжения, испытываемые клапаном, зависят от эффективности и правильного распределения нагрузок, здесь ясно, что сами лопасти являются концентраторами нагрузок, они создают локальные зоны очень высокого напряжения, и чем больше лопастей, тем больше будут локальные напряжения, некоторые участки тарелки клапана также будут перегружаться. Увеличение лопастей на клапане приведет к уменьшению упругости самой тарелки клапана, и запас прочности во всех этих ситуациях будет падать несмотря на то, что рабочее напряжение будет выше. Что наглядно видно в табл. 5 и 6 и на рис. 12.



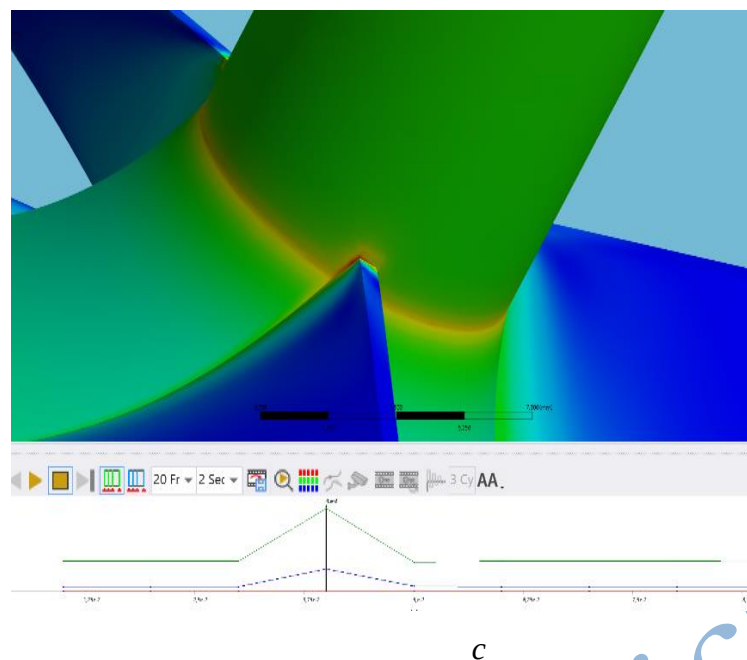


Рис. 12. Визуализация локальных напряжений в ПК Ansys, создаваемых клапанами разных конструкций после применения динамических термомеханических нагрузок в цилиндре исследуемого СМД: *a* — локальные напряжения, создаваемые лопастями, на примере конструкции клапана с шестью лопастями; *b* — напряжение, создаваемое на клапане завода-изготовителя; *с* — локальные напряжения на примере клапана с тремя лопастями.

На рис. 12 явно видно распределение локальных напряжений, которые испытывают клапаны, на клапане с шестью лопастями напряжение увеличивается в области примыкания между тарелкой и штоком и далее распространяется по тарелке. В клапане завода-изготовителя напряжения по тарелке распределены равномерно и плавно переходят по ней. Клапан с тремя лопастями является наиболее выгодным компромиссом в данном случае, т. к. локальные напряжения не столь велики, как у клапана с шестью лопастями, но не так плавны, как у клапана завода.

ВЫВОДЫ

Исходя из проведенных исследований по термомеханическому анализу влияния на клапаны разных конструкций температуры и давления в цилиндре СМД, выявлено, что увеличение числа лопастей данной конструкции и материала будет приводить к уменьшению запаса прочности и клапан с тремя лопастями — наиболее выгодный вариант при данной форме и расположении лопастей.

В дальнейшем имеется возможность использовать в исследованиях топологическую оптимизацию с целью выбора наиболее подходящей формы лопастей и добиться увеличения запаса прочности детали и выгодного расположения направляющих с минимальным воздействием локальных напряжений.

При изучении влияния лопастей данной конструкции и материала на закручивание воздушного заряда в цилиндре СМД рекомендуется использовать клапан с тремя лопастями, чтобы не привести к преждевременному износу детали.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. А.З. Курбанов — принял активное участие в создании и написании статьи, а также в подготовке и оформлении статьи; Н.М. Вагабов — принял активное участие в подготовке и оформлении статьи, разработке схем и рисунков; Н.К. Санаев – принял активное участие в поиске и подготовке необходимой литературы, оформлении статьи; В.В. Егоров - проводил исследование, обобщил результаты, провёл анализ и принял активное участие в подготовке и оформлении статьи. Авторы одобрили версию для публикации, а также согласились нести ответственность за все аспекты работы, гарантируя надлежащее рассмотрение и решение вопросов, связанных с точностью и добросовестностью любой ее части.

Источники финансирования. Отсутствуют.

Раскрытие интересов. Авторы заявляют об отсутствии отношений, деятельности и интересов за последние три года, связанных с третьими лицами (коммерческими и некоммерческими), интересы которых могут быть затронуты содержанием статьи.

Оригинальность. При создании настоящей работы были использованы результаты исследований, проведенные аспирантом В.В. Егоровым (Курбанов А.З., Вагабов Н.М., Санаев Н.К., Егоров В.В. Исследование влияния формы впускного клапана с различным числом спиральных направляющих (лопастей), при изменении температуры в цилиндре судового малоразмерного двигателя Ч8,5/11// Труды Санкт-Петербургского государственного морского технического университета. 2025. Т. 4, № 3. С. 303–316. DOI: 10.52899/24141437_2025_03_303 EDN: QHFENA).

Генеративный искусственный интеллект. При создании настоящей статьи технологии генеративного искусственного интеллекта не использовали.

Рассмотрение и рецензирование. Настоящая работа подана в журнал в инициативном порядке и рассмотрена по обычной процедуре.

ADDITIONAL INFO

Authors contributions: A.Z. Kurbanov: took an active part in the creation and writing of the article, as well as in the preparation and design of the article; N.M. Vagabov: took an active part in the preparation and design of the article, the development of schemes and figures; N.K. Sanaev: took an active part in the search and preparation of the necessary literature, the design of the article;

V.V. Egorov: conducted the study, summarized the results, conducted an analysis and took an active part in the preparation and design of the article. All the authors approved the version of the draft to be published and agreed to be accountable for all aspects of the work, ensuring that issues related to the accuracy or integrity of any part of the work are appropriately investigated and resolved.

Funding sources: No funding.

Disclosure of interests: The authors have no relationships, activities or interests for the last three years related with for-profit or not-for-profit third parties whose interests may be affected by the content of the article.

Statement of originality. In creating this work, the results of research conducted by graduate student V.V. Egorov were used (Kurbanov AZ, Vagabov NM, Sanaev NK, Egorov VV. Effect of Shape of Intake Valve With Different Number of Spiral Guides (Blades) When Changing Temperature in the Cylinder of Small-Sized Marine Engine Ch8.5/11. Transactions of the Saint Petersburg State Marine Technical University. 2025;4(3):303–316. DOI: 10.52899/24141437_2025_03_303 EDN: QHFENA).

Generative AI. Generative AI technologies were not used in the preparation of this article.

Provenance and peer-review: This work was submitted to the journal on the authors' own initiative and processed under the standard procedure.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Lijun D., Meng H., Qiangzhi X., et al. Numerical analysis of valve structure of high-power marine engine // Brodogradnja Shipbuilding. 2021. Vol. 72, N. 2. P. 115–126. doi: 10.21278/brod72207 EDN: QVNLNG
2. Basha D.H., Reddy B.V.A., Hussain P., Reddy P.M. Design and analysis of ic engine enginevalves using ansys. Department of mechanical engineering svr Engineering College, Nandyal // Journal of Engineering Science. Vol. 10, N. 11.
3. Дёмин О.В., Буланов В.Е. Механика: основы расчётов на статистическую прочность элементов конструкций. Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009.
4. Курбанов А.З., Вагабов Н.М., Санаев Н.К., Егоров В. В. Исследование влияния формы впускного клапана с различным числом спиральных направляющих (лопастей), при изменении температуры в цилиндре судового малоразмерного двигателя (СМД) Ч8,5/11 // Труды Санкт-Петербургского государственного морского технического университета. 2025.
5. Martial Crozet, Yves Berthier, Aurélien Saulot, David Jones, Benyebka Bou-Saïd. Valve-seat components in a diesel engine: a tribological approach to limit wear. Mechanics & Industry 22, 44 (2021) Accepted: 19 September 2021. doi: 10.1051/meca/2021043 EDN: UGNGXD
6. Макаров Е.Г. Метод конечных элементов в прочностных расчетах. СПб: Балт. гос. техн. ун-т, 2017.

7. Руководство по эксплуатации. Дизели ч8,5/11 и ч9,5/11. М.: Внешторгиздат.
8. Санаев Н.К. Судовые малоразмерные дизели: конструкторско-технологические аспекты обеспечения технического уровня. СПб.: Политехника, 2010. EDN: QNWLFR
9. Справочные таблицы: Справочное пособие для практических занятий по дисциплине «Соппротивление материалов». Тольятти: ТГУ, 2006.
10. Gawale S.S., Shelke S.N. Department of mechanical engineering, GES's R. H. Sapat COE, Nashik-422005, Maharashtra, India. Diesel Engine Exhaust Valve Design конструируваниand Optimization // IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE). 2016. Vol. 13, N. 4. P. 85–93.
11. Шалумов А.С., Ваченко А.С., Фадеев О.А., Багаев Д.В. Введение в ANSYS: прочностной и тепловой анализ. Ковров: КГТА, 2002.
12. <https://www.gmzmetal.ru/>, дата обращения 02.06.2025.

REFERENCES

1. Lijun D, Meng H, Qiangzhi X, et al. Numerical analysis of valve structure of high-power marine engine. Brodogradnja Shipbuilding. 2021;72(2):115–126. doi:10.21278/brod72207
2. Basha DH, Reddy BVA, Hussain P, Reddy PM. Design and analysis of IC engine valves using ANSYS. J Eng Sci. 2018;10(11).
3. Demin OV, Bulanov VE. Mechanics: Fundamentals of Static Strength Calculations for Structural Elements. Tambov: Tambov State Technical University; 2009. (In Russ.)
4. Kurbanov AZ, Vagabov NM, Sanaev NK, Egorov VV. Study of the influence of the intake valve shape with a different number of spiral guides (blades) on the temperature change in the cylinder of a Ch8,5/11 small marine diesel engine. Trudy Sankt-Peterburgskogo Gosudarstvennogo Morskogo Tekhnicheskogo Universiteta [Proceedings of Saint Petersburg State Marine Technical University]. 2025. (In Russ.)
5. Crozet M, Berthier Y, Saulot A, Jones D, Bou-Saïd B. Valve-seat components in a diesel engine: a tribological approach to limit wear. Mech Ind. 2021;22:44. doi:10.1051/meca/2021043
6. Makarov EG. The Finite Element Method in Strength Calculations. St. Petersburg: Baltic State Technical University; 2017. (In Russ.)
7. Operational Manual. Diesel Engines Ch8,5/11 and Ch9,5/11*. Moscow: Vneshtorgizdat. (In Russ.)
8. Sanaev NK. Small Marine Diesel Engines: Design and Technological Aspects of Ensuring Technical Level. St. Petersburg: Politekhnika; 2010. (In Russ.)
9. Reference Tables: A Reference Manual for Practical Classes in the Discipline "Strength of

- Materials". Tolyatti: Togliatti State University; 2006. (In Russ.)
10. Gawale SS, Shelke SN. Diesel engine exhaust valve design and optimization. IOSR J Mech Civ Eng. 2016;13(4):85-93.
11. Shalumov AS, Vachenko AS, Fadeev OA, Bagaev DV. Introduction to ANSYS: Structural and Thermal Analysis. Kovrov: Kovrov State Technological Academy; 2002. (In Russ.)
12. GMZ Metal. Accessed: June 2, 2025. Available from: <https://www.gmzmetal.ru/>

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ	AUTHOR INFO
*Курбанов Али Зульпакарович, канд. техн. наук, профессор; адрес: Россия, 367015, Махачкала, пр-кт И. Шамиля, д. 70; eLibrary SPIN: 3867-2140; e-mail: kurbanov_48@mail.ru Вагабов Нурулла Магомедович, канд. техн. наук, доцент; e-mail: vagabov01@inbox.ru Санаев Надир Кельбиханович, канд. техн. наук, доцент; e-mail: nurik909@mail.ru Егоров Валентин Валентинович; eLibrary SPIN: 2946-2612; e-mail: Vavilon.200@yandex.ru	Ali Z. Kurbanov, Cand. Sci. (Engineering), Professor; address: 70 I. Shamilya ave, Makhachkala. Russia, 367015; eLibrary SPIN: 3867-2140; e-mail: kurbanov_48@mail.ru Nurulla M. Vagabov, Cand. Sci. (Engineering), Assistant Professor; e-mail: vagabov01@inbox.ru Nadir K. Sanaev, Cand. Sci. (Engineering), Assistant Professor; e-mail: nurik909@mail.ru Valentin V. Egorov; eLibrary SPIN: 2946-2612; e-mail: Vavilon.200@yandex.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author