

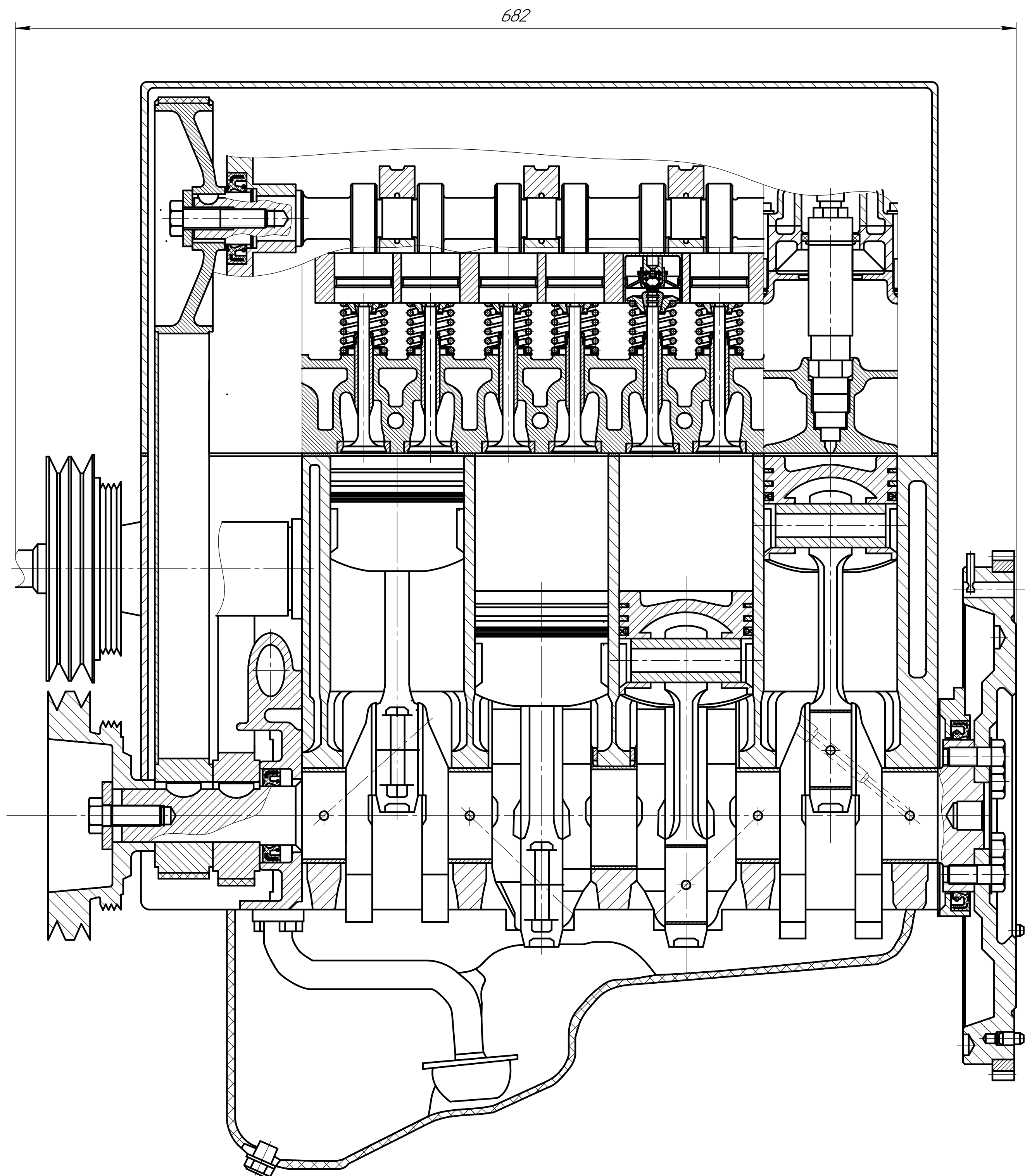


МГТУ ИМ. Н.Э. БАУМАНА
КАФЕДРА Э-2
"ПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ"

ВКРБ на тему:
Автомобильный дизель 4ЧН9,1/9,5 мощностью 73
кВт при 4000 об/мин



Выполнил: Рахимгалиев Т. Э2-81Б
Руководитель: к.т.н., доцент
кафедры Э2 Зенкин В. А.

[illegible]

					Выпускная квалификационная работа			
Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата		Двигатель 4Ч 9,1/9,9	Лист	Масса	Масштаб
Разработ.	Рахимгалиев							12
Проб.	Зенкин							
Т.контр.						Лист	Листов	1
Н.контр.					продольный разрез	МГТУ им. Н.Э.Баумана кафедра 32 группа 32-815		
Упр.								

Двигатель 4ЧН 9,1/9,9

продольный разрез

Κοιμρόβαν

Lum	Maica	Maicwmað
		1:2

Лист	Листов 1
------	----------

МГТУ им. Н.Э. Баумана
кафедра 32
группа 32-81Б

						Выпускная квалификационная работа			
Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата			Лит.		Масса	Масштаб
Разработ	Рахимгалиев								1:2
Проб.	Зенкин								
Г.контр.						Лист		Листов 1	
Н.контр.								МГТУ им. Н. Э. Баумана	
Утв.								кафедра 32	
								группа 32-815	
								Формат А4	
								Курсовая 12	

Изм. № подл.

Подп. и дата

Взам. инв. №

Инв. № дубл.

Подп. и дата

(+ , ! -

Справ. №

Перв. примен.

Выпускная квалификационная работа

3

1

3

2

4

5

347

$\phi 35k6$

$\phi 47_{-0.013}^{+0.003}$

$\phi 35k6$

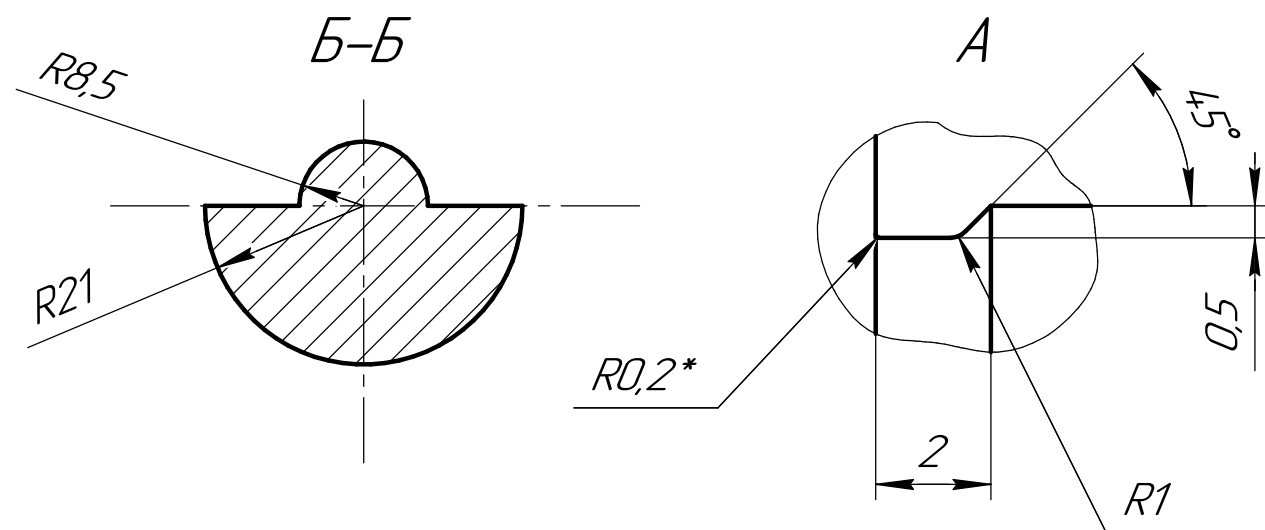
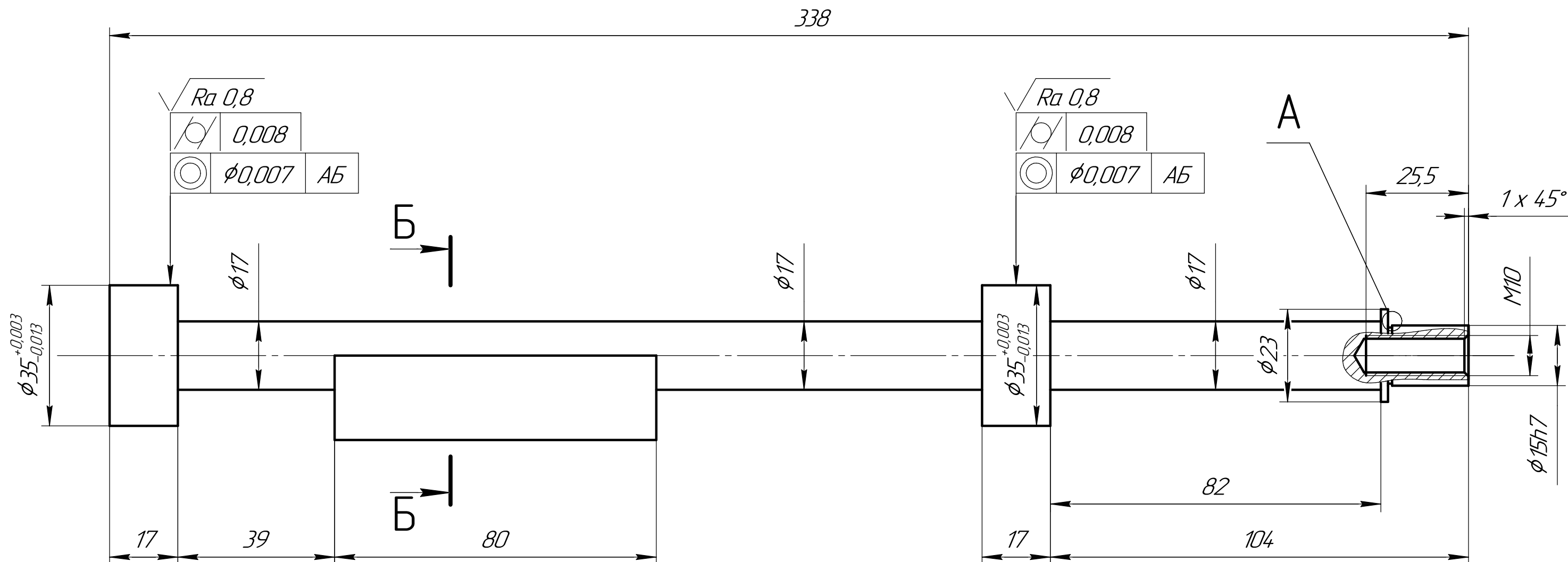
$\phi 44h8$

$\phi 41$

$\phi 15H6/u6$

1. * Размеры для справок

					Выпускная квалификационная работа			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Балансирный вал в сборе сборочный чертеж	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.		Рахимгалиев						1:1
Пров.		Зенкин						
Т.контр.								
Н.контр.						МГТУ им. Н. Э. Баумана кафедра 32 группа 32-81Б		
Утв.						Формат А3		



1. 260..285 НВ
2. Общие допуски по ГОСТ 30893.1 Н14, h14, $\pm IT14/2$
3. Неуказанные радиусы скругления R2 мм так
4. * Размеры обеспеч. инстр.

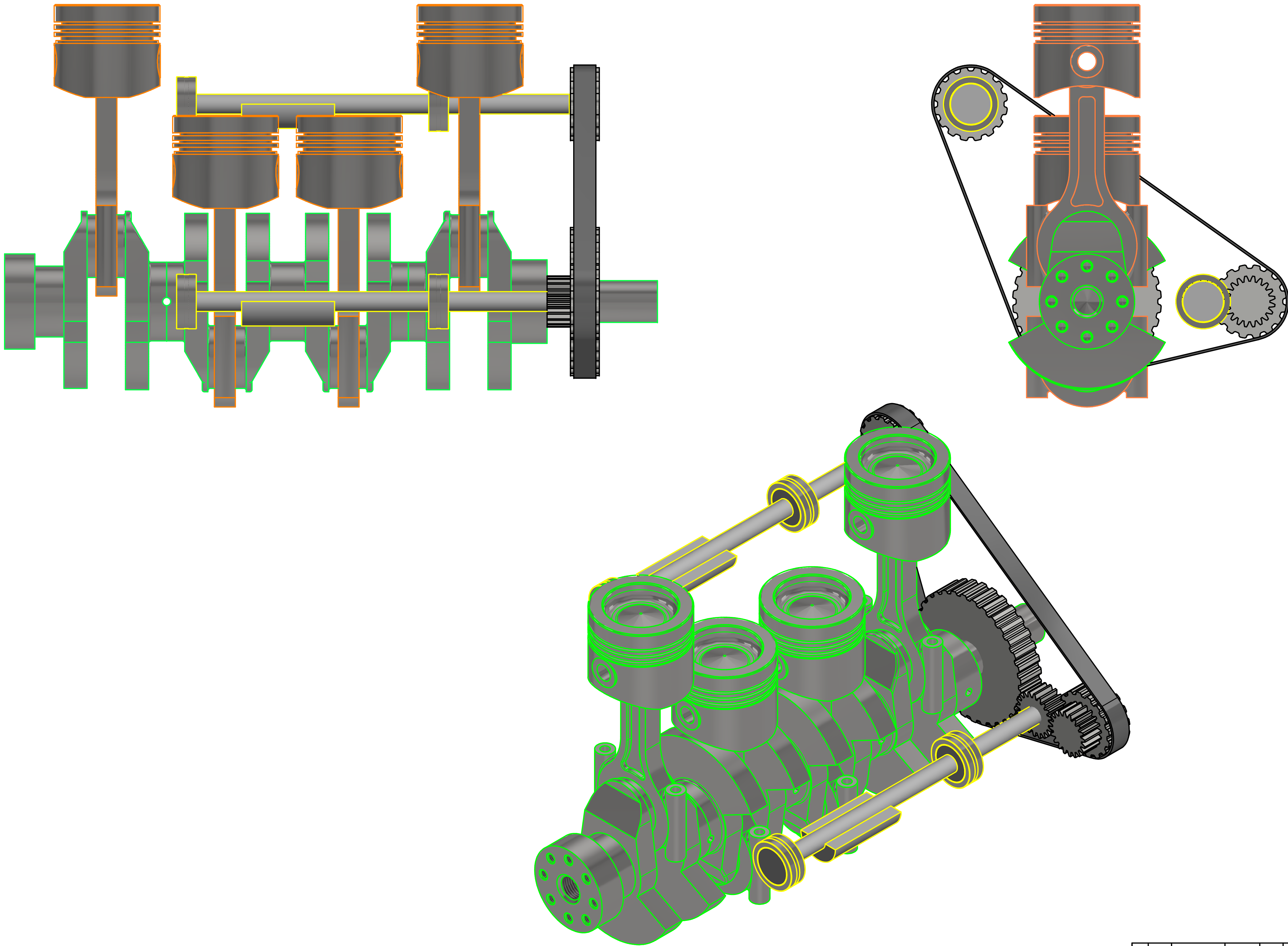
					Выпускная квалификационная работа				
					Балансирный вал	Лит		Масса	Масштаб
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					1:1
Разраб.	Рахимгалиев								
Пров.	Зенкин								
Т.контр.						Лист		Листов	1
Н.контр.					Сталь 40Х	МГТУ им. Н. Э. Баумана кафедра 32 группа 32-81Б			
Утв.									

Копировал

Формат А3

Схема уравновешивания Митсудиси

Трёхмерная модель сборки коленчатого вала, шатунно-поршневой группы и балансирных валов



					Выпускная квалификационная работа			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Трёхмерная модель сборки с балансирными валами			
Разраб.		Рахимгалиев		05.08.2021				
Пров.		Зенкин			Лит.	Масса	Масштаб	
Т. контр.						39,4	1:2	
Нач. отд.					Лист	Листов 1		
Н. контр.					МГТУ им. Н. Э. Баумана			
Утв.					кафедра ЭЭ группа			
					32-815			
					Двигатель 4 ЧН 9,1/9,9			

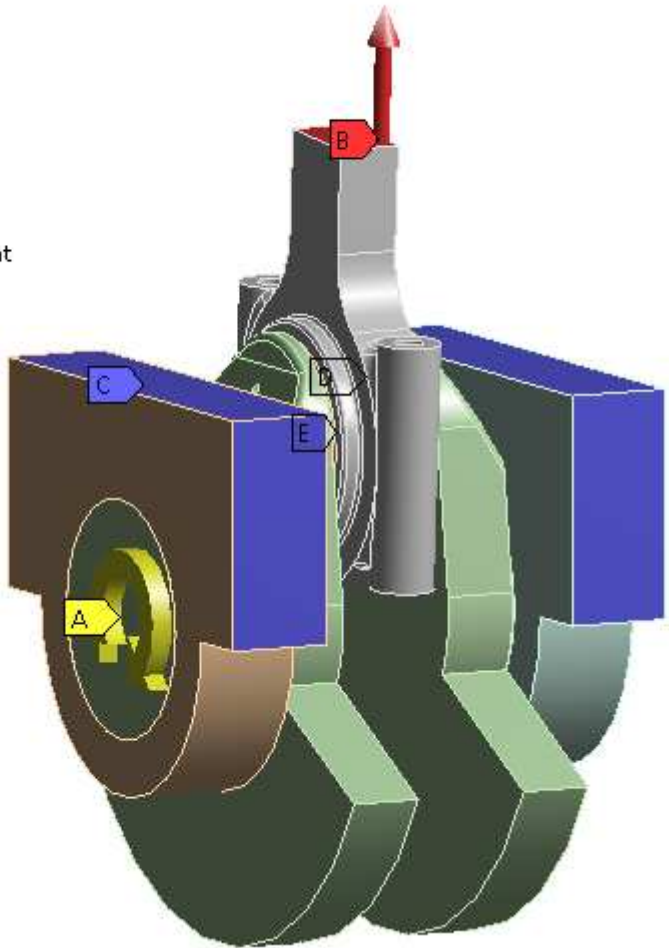
Расчет напряженно-деформированного состояния и запаса циклической прочности коленчатого вала

Граничные условия

При Z_{max}

B: Static Structural
Remote Displacement
Time: 1, s
26.05.2021 23:12

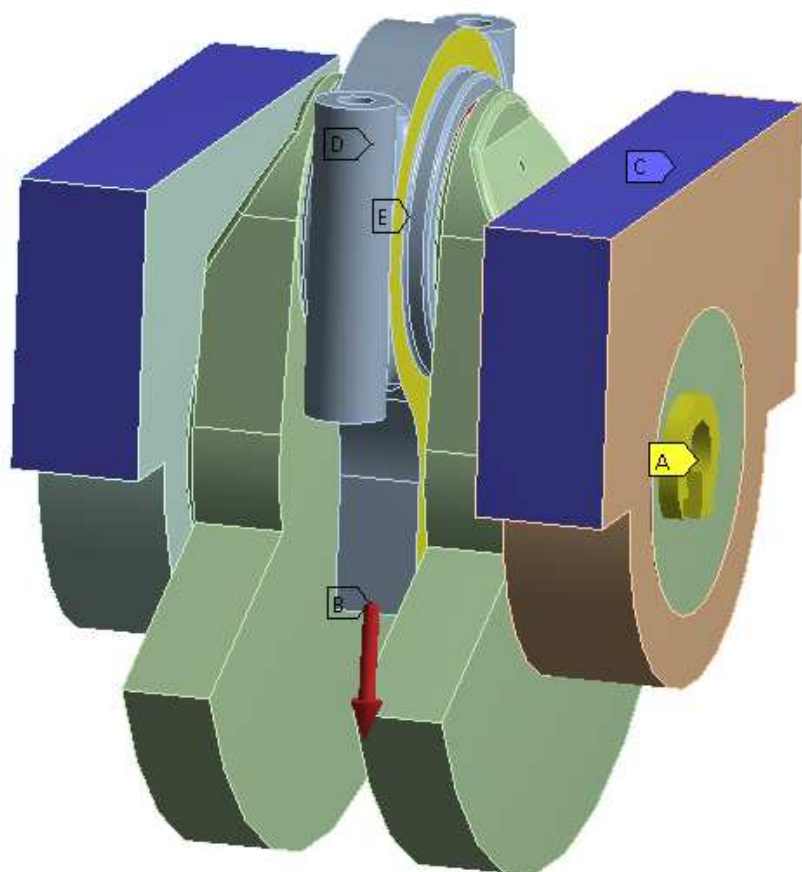
A Rotational Velocity:
B Force: 69200 N
C Fixed Support
D Remote Displacement
E Point Mass



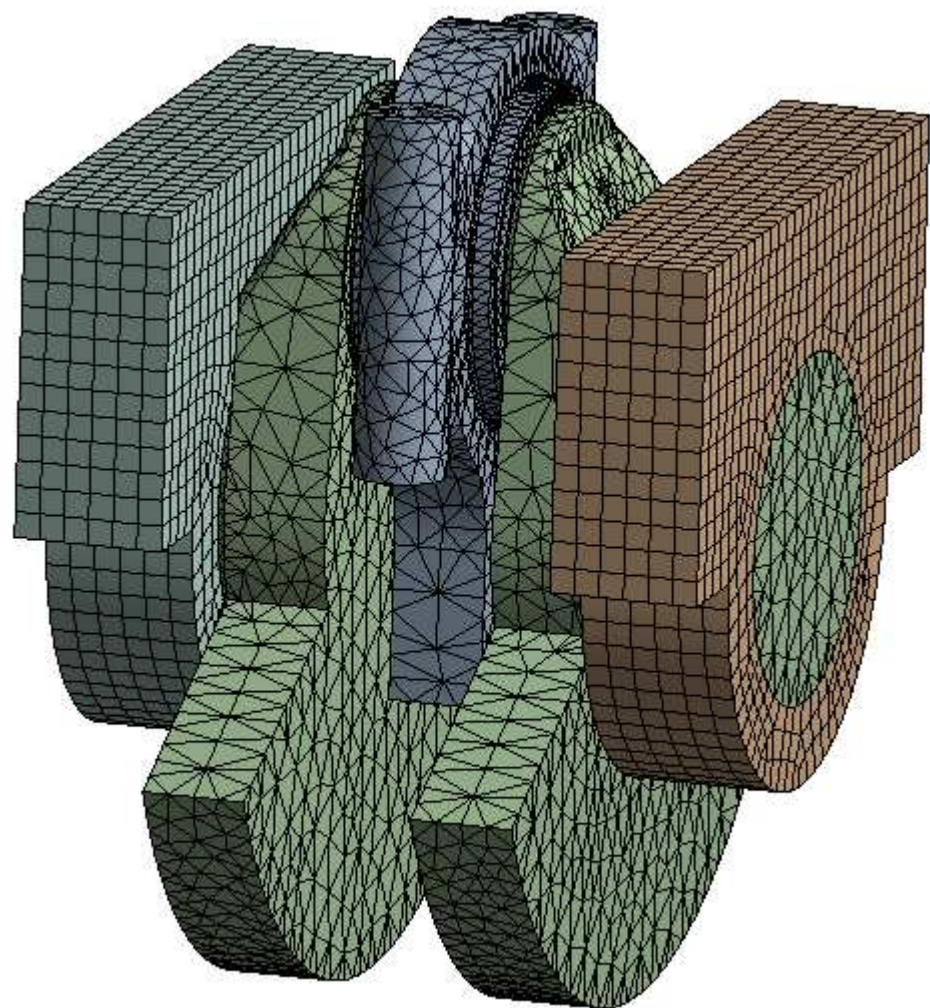
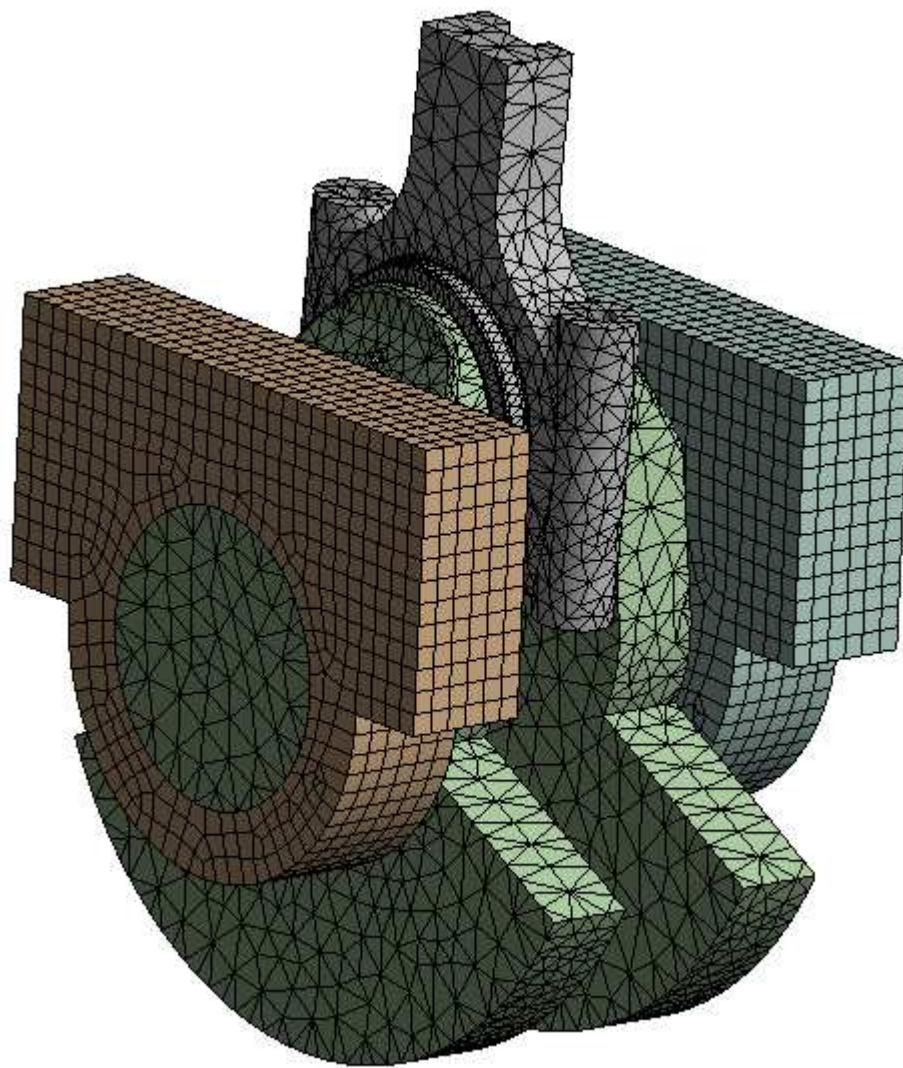
При Z_{min}

C: Copy of Static Structural
Remote Displacement
Time: 1, s
26.05.2021 23:18

A Rotational Velocity:
B Force: -30100 N
C Fixed Support
D Remote Displacement
E Point Mass



Конечно-элементная модель сборки



Вычисление коэффициента запаса

$$\sigma_{экв} = \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta_1 \cdot \beta_{yup}} \cdot \sigma_a \cdot \psi_\sigma \cdot \sigma_{min}$$

$$\tau_{экв} = \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta_1 \cdot \beta_{yup}} \cdot \tau_a \cdot \psi_\tau \cdot \tau_{min}$$

$$\sigma_1 = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_{x_{экв}} - \sigma_{y_{экв}})^2 + (\sigma_{y_{экв}} - \sigma_{z_{экв}})^2 + (\sigma_{z_{экв}} - \sigma_{x_{экв}})^2 + 6 \cdot (\tau_{xy_{экв}}^2 + \tau_{yz_{экв}}^2 + \tau_{xz_{экв}}^2)}$$

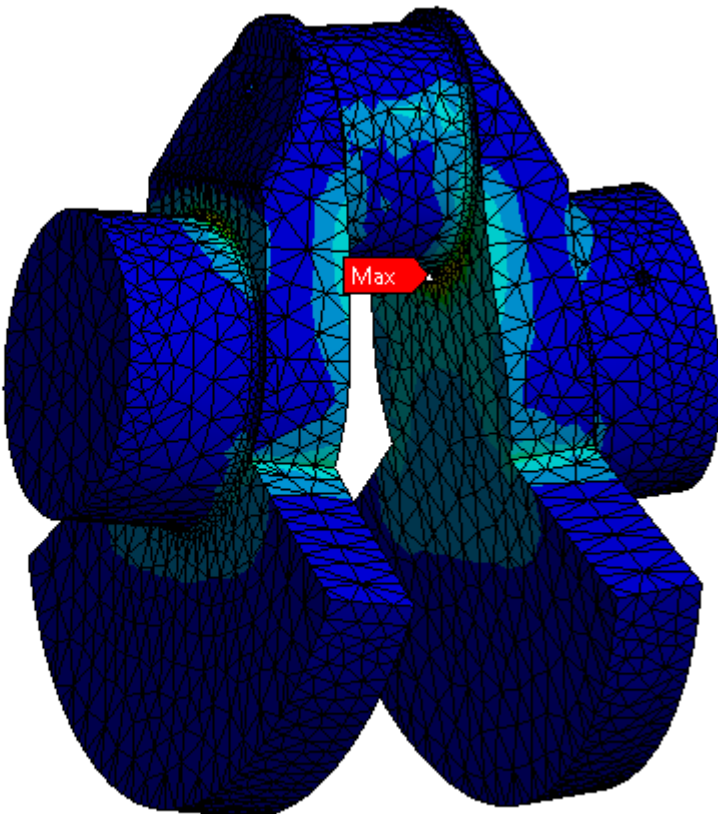
$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_1}$$

Распределение коэффициента запаса

Эквивалентные напряжения по Ван-Мезису при Z_{max}

B: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
26.05.2021 23:14

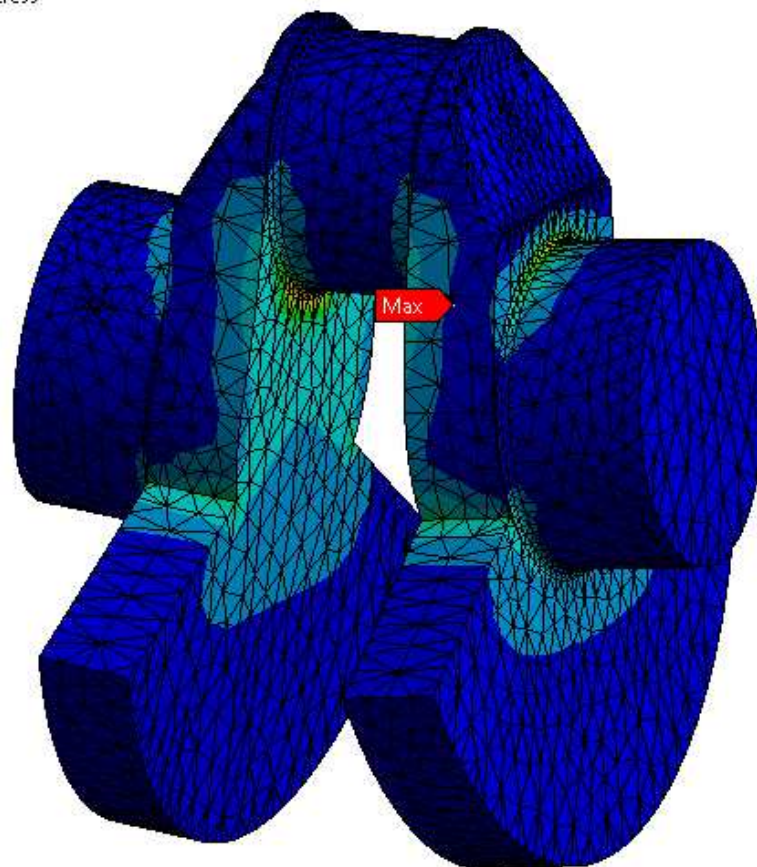
51,368 Max
45,661
39,954
34,247
28,54
22,834
17,127
11,42
5,7126
0,0056353 Min



Эквивалентные напряжения по Ван-Мезису при Z_{min}

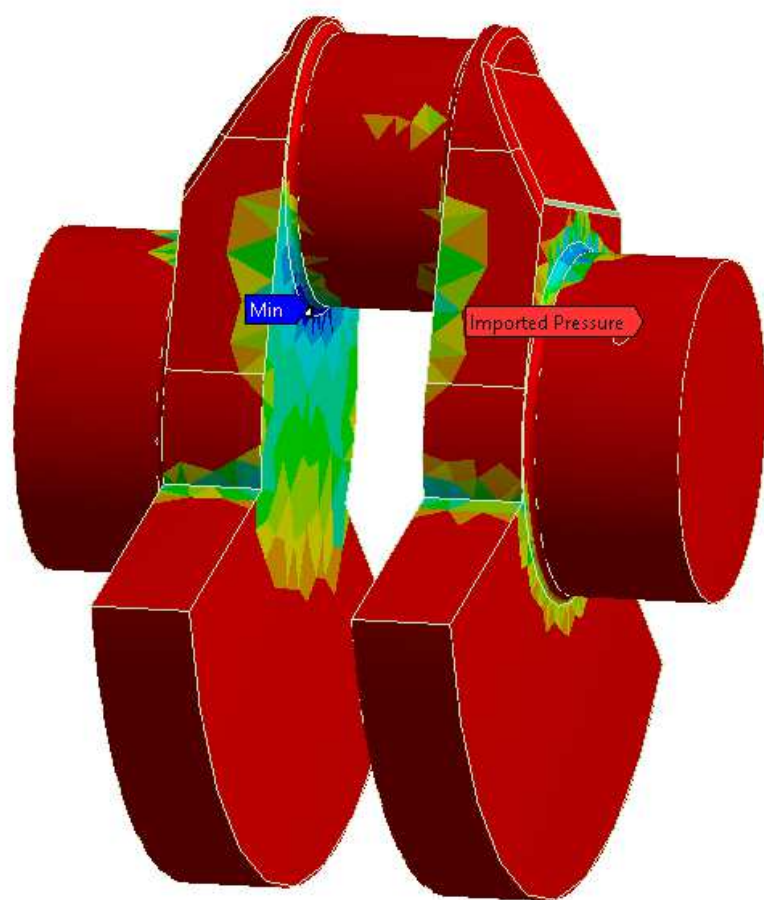
C: Copy of Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
26.05.2021 23:19

46,399 Max
41,244
36,089
30,935
25,78
20,625
15,47
10,315
5,1604
0,0056096 Min



B: Static Structural
Imported Pressure
Time: 1, s
Unit: MPa
26.05.2021 23:16

1e-5 Max
9,0783e-6
8,1567e-6
7,2354e-6
6,3133e-6
5,3917e-6
4,47e-6
3,5483e-6
2,6267e-6
1,705e-6 Min



Вывод: Минимальный коэффициент запаса $n = 1,705$. Расчет показал, что коленчатый вал удовлетворяет условиям прочности. Минимальный коэффициент запаса принимается из диапазона 1,5 – 2,5.

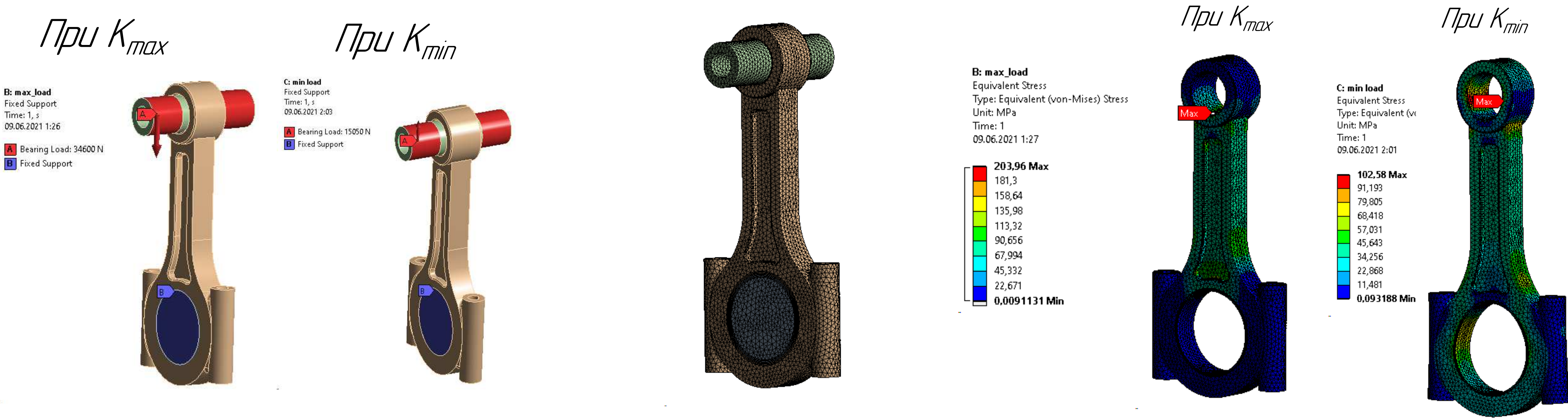
					Выпускная квалификационная работа			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Расчет коленчатого вала на прочность			
Разработчик		Рахимовский			Лист	Масса	Масштаб	
Проверен		Зенкин					1:1	
Т.контр.					Лист	Листов	1	
Н.контр.					Двигатель 4ЧН 91/99			
Умб.					МГТУ им. Н.Э. Баумана кафедра 32 Группа 32-В18			

Расчет напряженно-деформированного состояния и запаса циклической прочности шатуна и поршневого пальца

Граничные условия

Конечно-элементная модель

Эквивалентные напряжения шатуна по Ван-Мезису



Вычисление коэффициента запаса

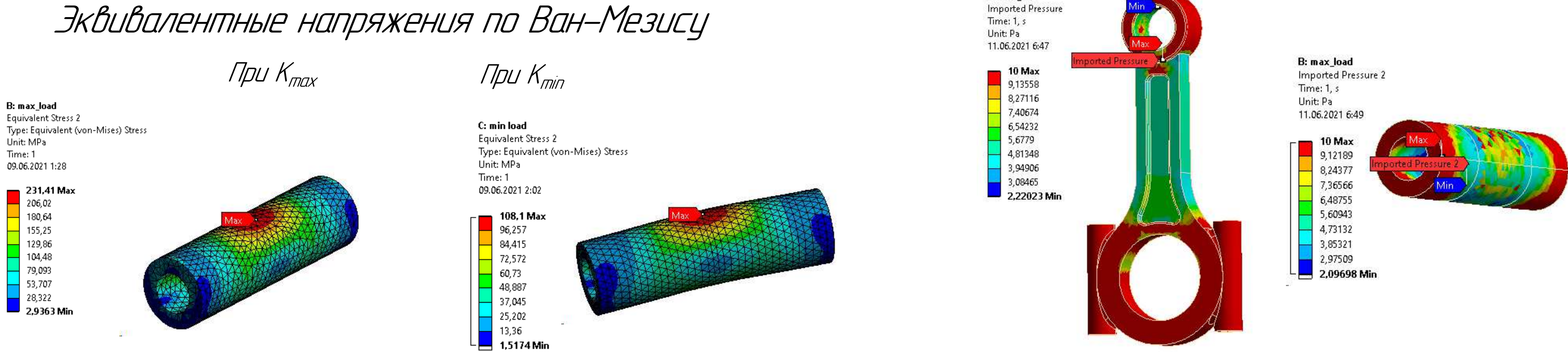
$$\sigma_{экв} = \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta_1 \cdot \beta_{упр}} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_{min}$$

$$\tau_{экв} = \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta_1 \cdot \beta_{упр}} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_{min}$$

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_{x_{экв}} - \sigma_{y_{экв}})^2 + (\sigma_{y_{экв}} - \sigma_{z_{экв}})^2 + (\sigma_{z_{экв}} - \sigma_{x_{экв}})^2 + 6 \cdot (\tau_{xy_{экв}}^2 + \tau_{yz_{экв}}^2 + \tau_{xz_{экв}}^2)}$$

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_1}$$

Распределение коэффициента запаса



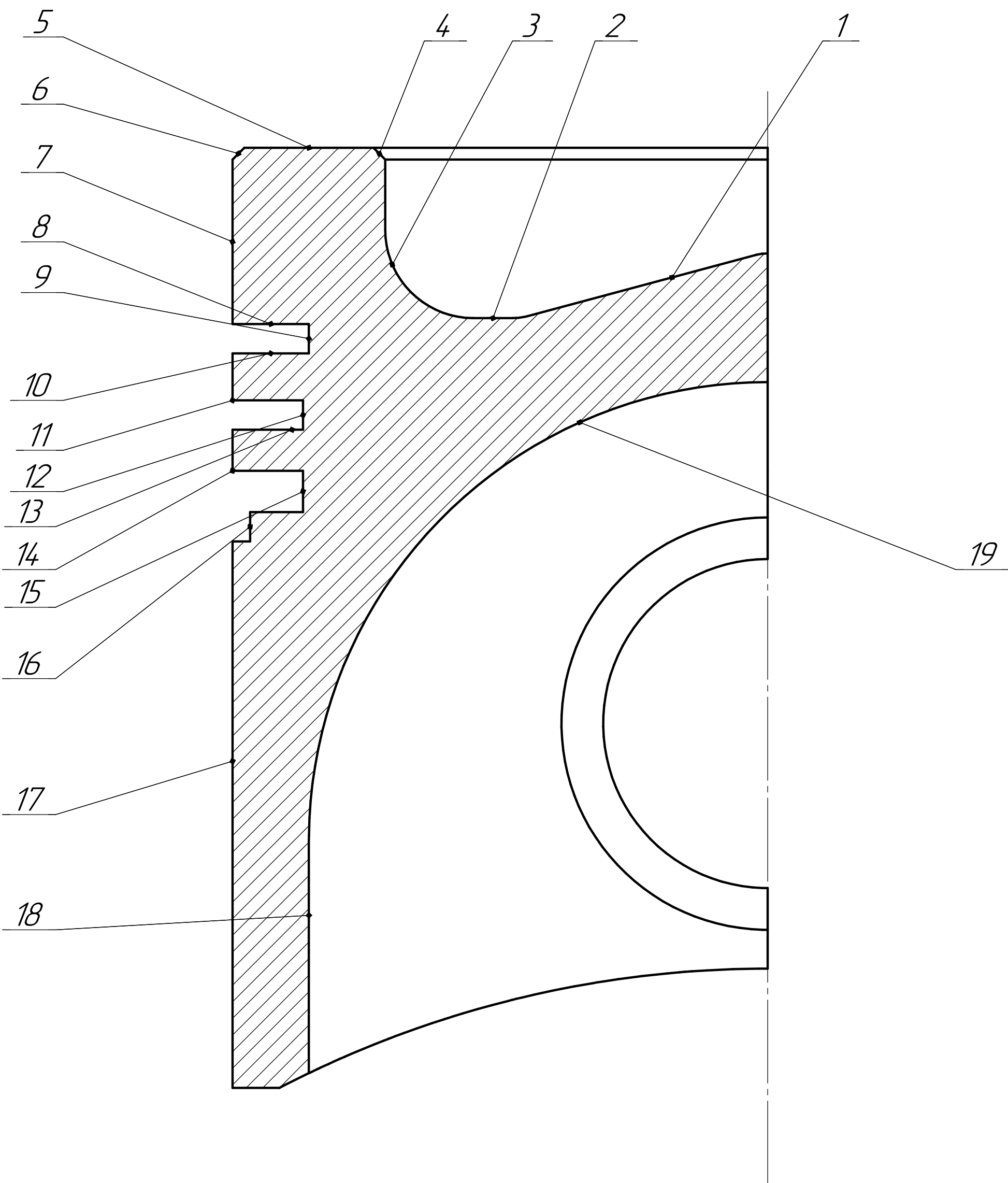
Вывод: Минимальный коэффициент запаса шатуна $n = 2,22$, пальца $n=2,1$. По запасу циклической прочности и по максимальным напряжениям шатуна и палец удовлетворяют условиям прочности

				Выпускная квалификационная работа			
Вариант	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Расчет шатуна и поршневого пальца на прочность	Лист	Масса
Разработ		Романенко					11
Провер		Земкин					
Т.контр.							
Н.контр.							
Удобр.							
				Двигатель 4 ЧН 91/99			
				МТУ им. Н.Э. Баумана			
				кафедра 32			
				Группа 32-810			
				Формат А1			

Расчет поршня

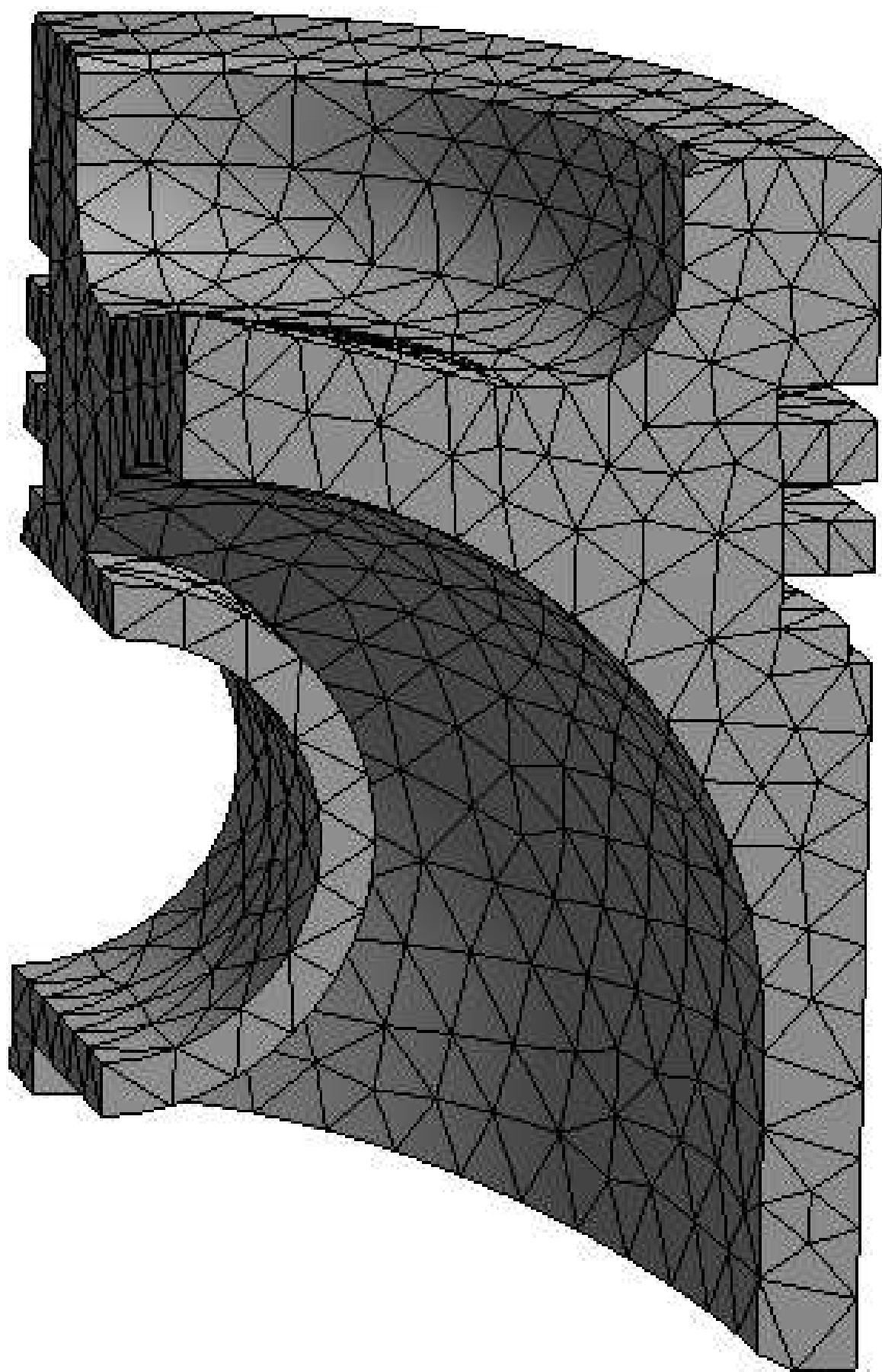
Определение теплового состояния

Граничные условия теплообмена

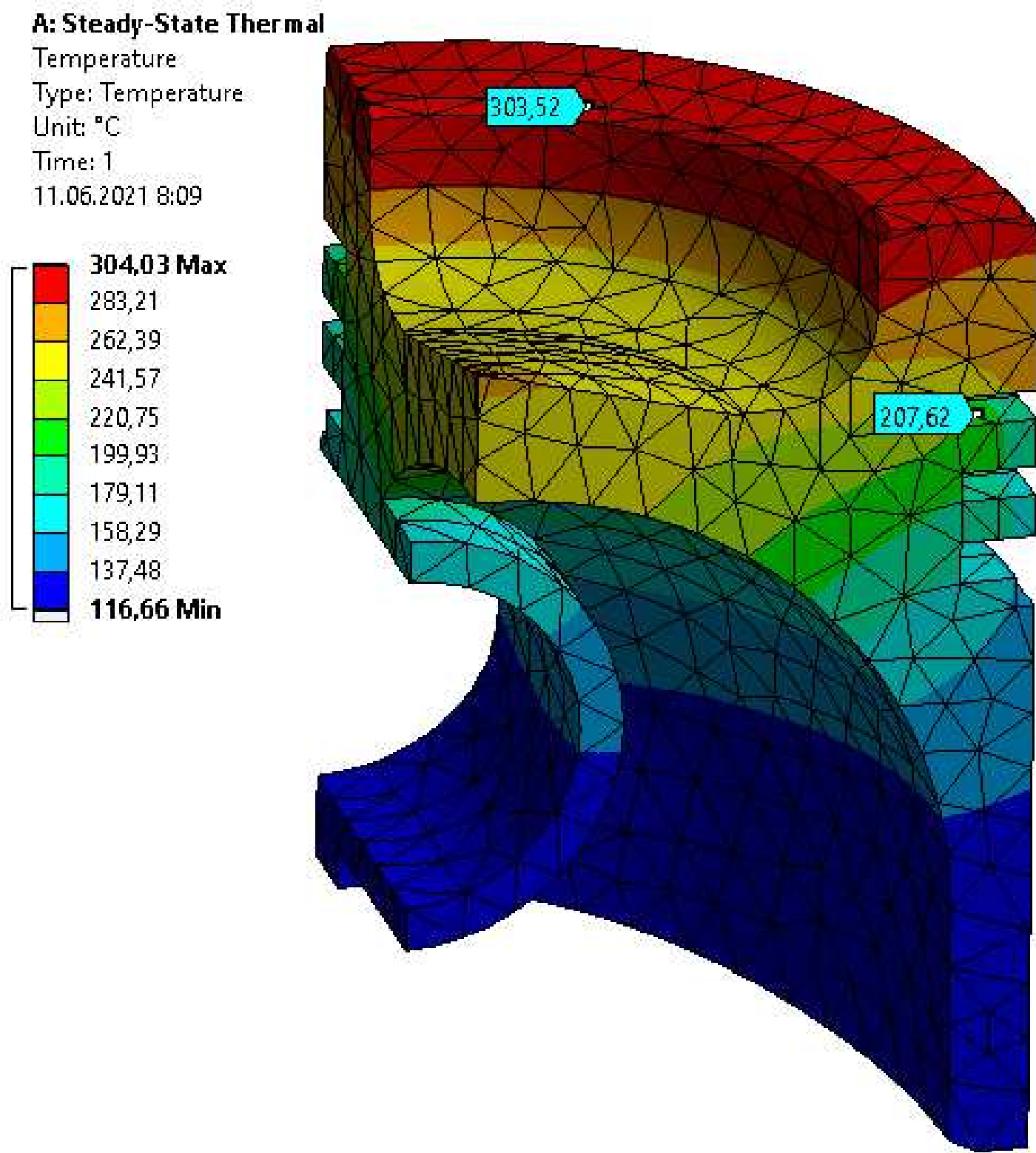


Зона	$\alpha \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	$T, ^\circ\text{C}$	Зона	$\alpha \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	$T, ^\circ\text{C}$
1	450	771	11	500	145
2	650	771	12	0	145
3	750	771	13	11010	145
4	900	771	14	500	145
5	600	771	15	0	140
6	300	600	16	1500	140
7	225	300	17	2000	130
8	600	145	18	80	85
9	0	145	19	1160	100
10	15500	145	-		

Конечно-элементная модель



Температурное поле поршня



Свойства материала

Алюминиевый сплав АК4-1					
Температура, °C	20	150	200	250	300
Модуль упругости $E \cdot 10^{-5}$, МПа	0,72	0,66	0,63	0,59	0,51
Коэффициент линейного расширения $\alpha_t \cdot 10^6$, 1/°C	19,6	23,1	24,0	—	—
Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·°C)	142,4	148,6	150,7	155,0	159,0
Предел прочности $\sigma_{вр}$, МПа	450	400	340	240	170
Предел текучести σ_t , МПа	380	360	300	190	140
δ , %	13,0	12,5	11,0	6,0	8,0

Максимальная температура поршня – 304,03 °C

Вывод: Максимальная температура на кромках составила 304 градусов по Цельсию, что не превышает критическую температуру поршня. Температура в районе первого поршневого кольца составляет 208 градусов по Цельсию, что обеспечивает хорошую работу синтетического масла и не вызывает его горение.

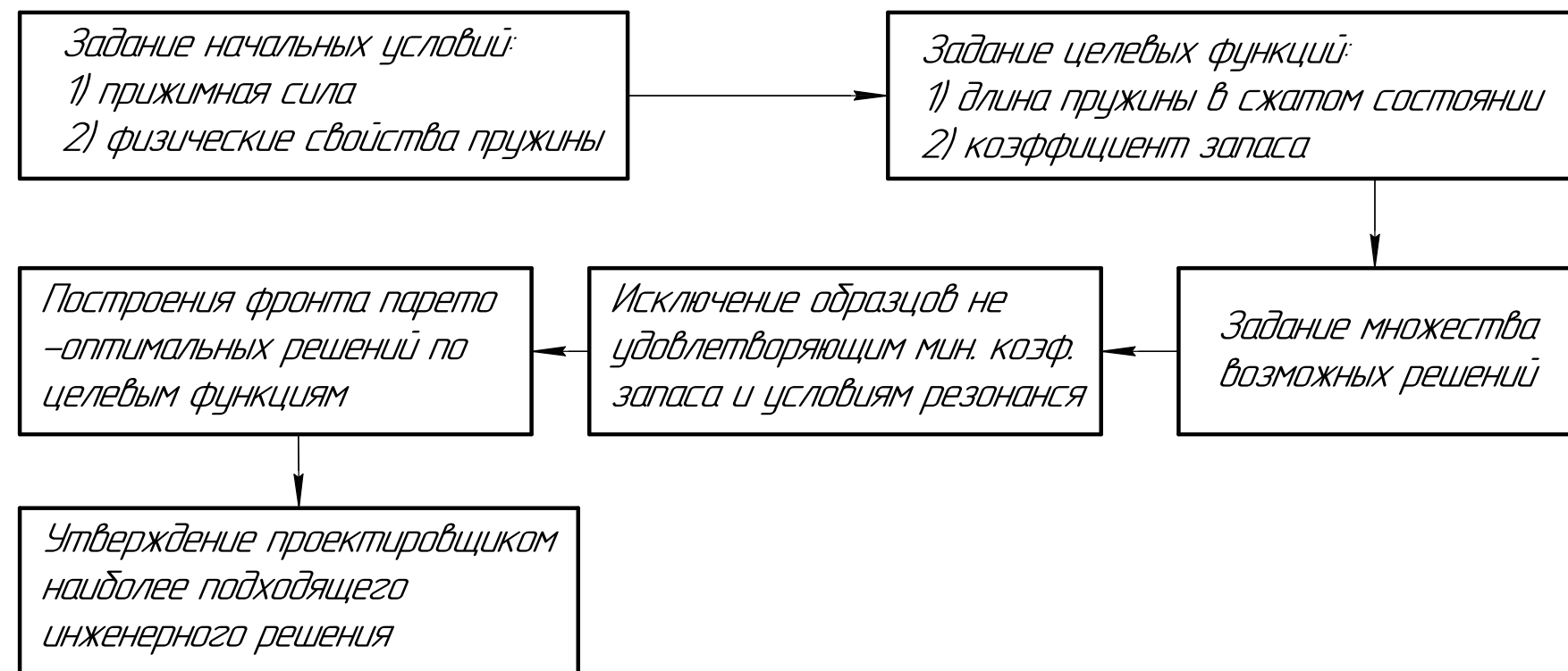
Выпускная квалификационная работа					
ТДС поршня				Лист	Масса
Двигатель 4ЧН 91/99				Листов	Масштаб
				1	3:1
				МГТУ им. Н.Э.Баумана кафедра 32 Группа 32-В10	
				Формат А1	

Сравнение методик подбора клапанных пружин

Классический алгоритм подбора клапанных пружин



Методика подбора клапанной пружины на основе парето-оптимальности критериев



Парето-фронт оптимальных параметров клапанной пружины с ограничением диаметра навивки пружины $d < 26$ мм

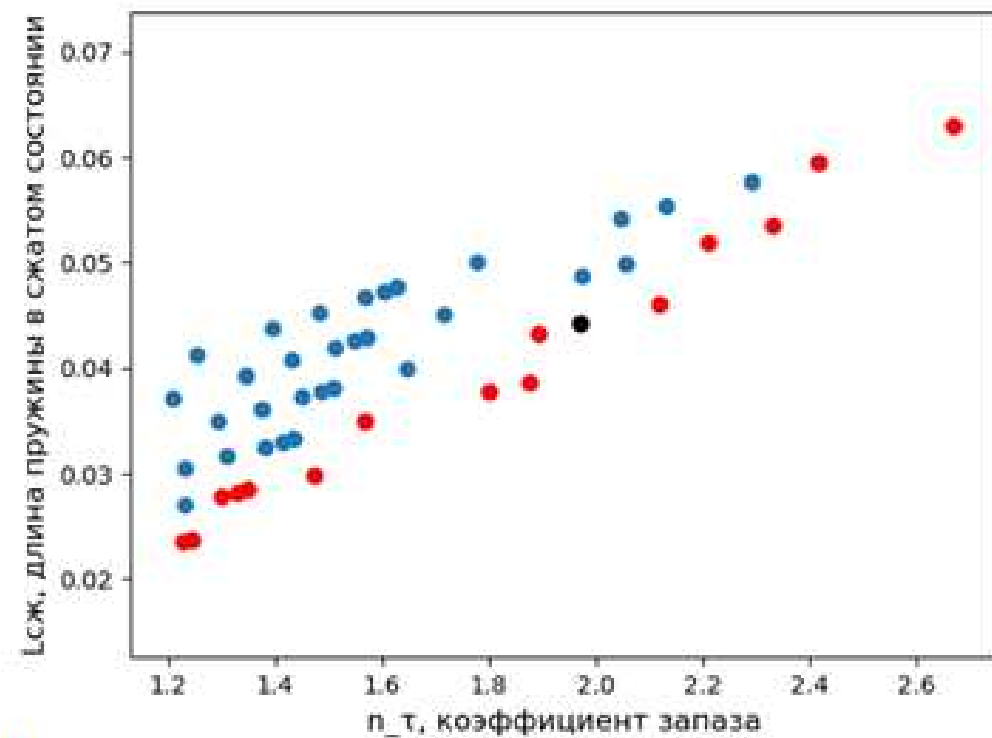


Рисунок 1 – зависимость длины пружины в сжатом состоянии от коэффициента запаса

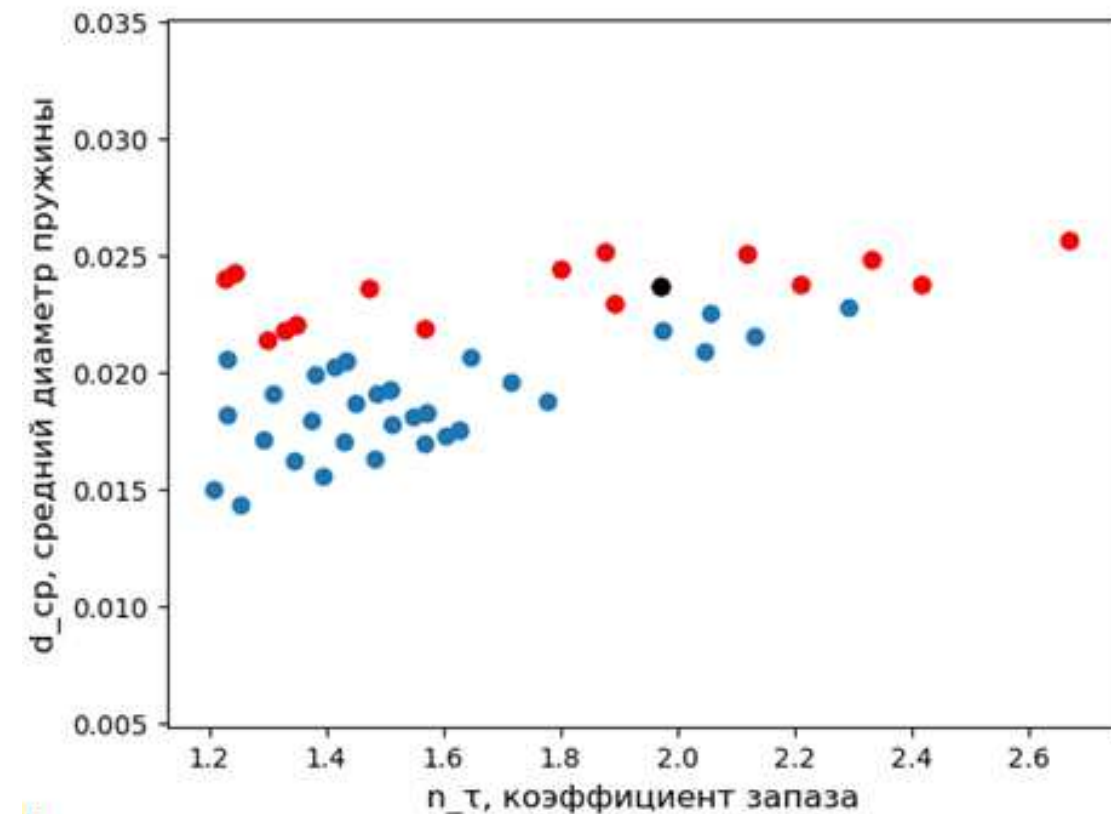


Рисунок 2 – зависимость среднего диаметра пружины от коэффициента запаса

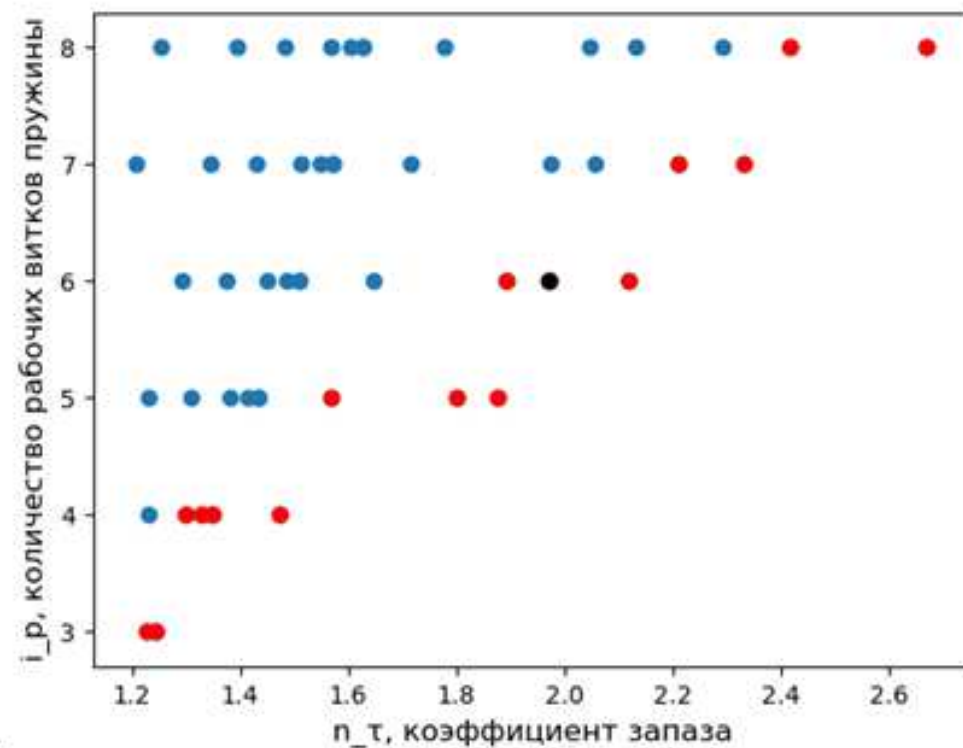


Рисунок 3 – зависимость количества рабочих витков от коэффициента запаса

- * Синим цветом обозначены возможные решения
- * Красным – фронт Парето
- * Черным – выбранная пружина

Парето-фронт оптимальных параметров клапанной пружины

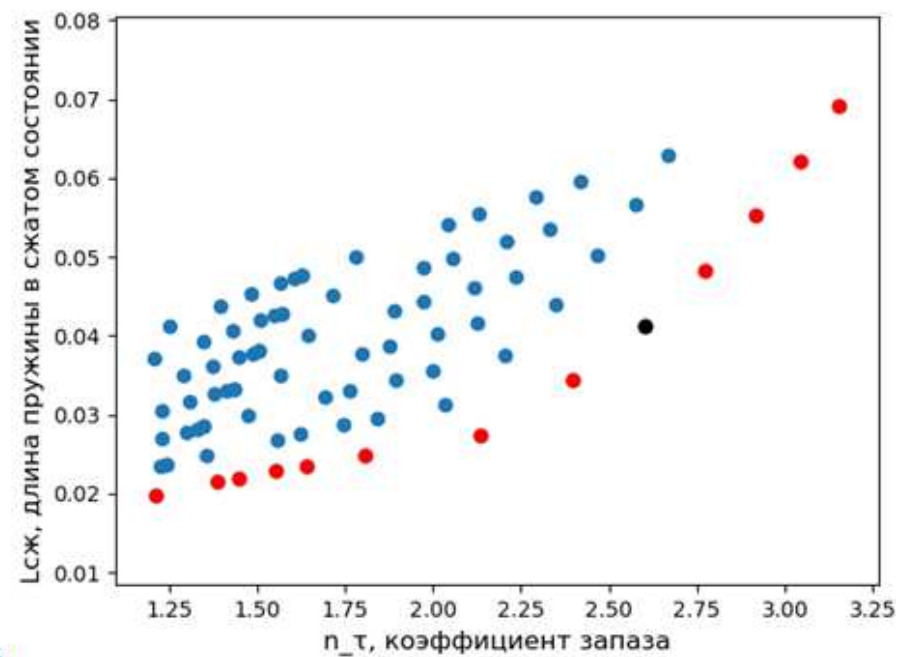


Рисунок 1 – Зависимость длины пружины в сжатом состоянии от коэффициента запаса

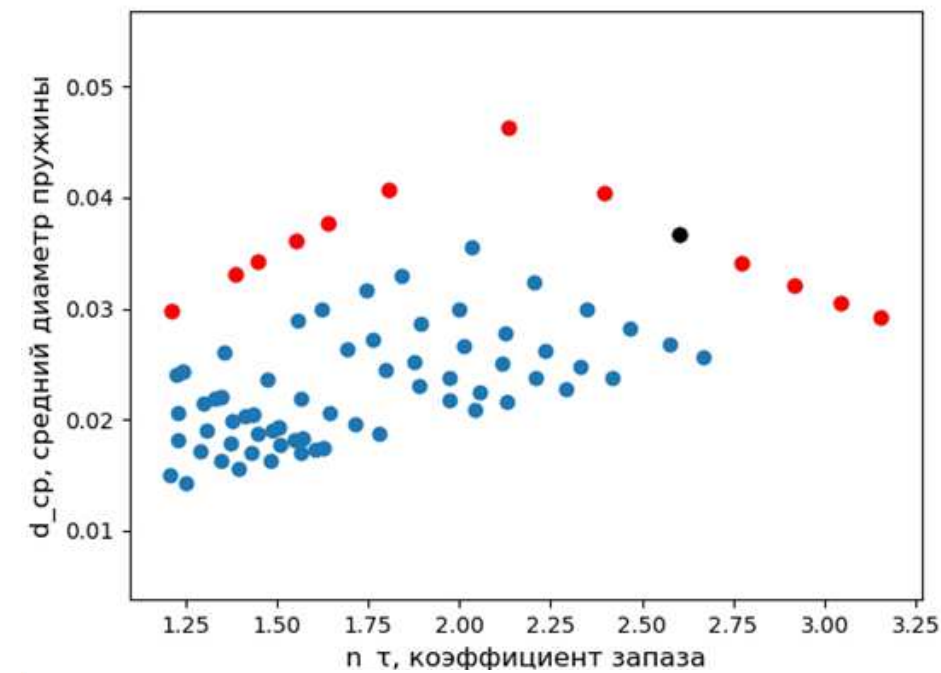


Рисунок 2 – Зависимость среднего диаметра пружины от коэффициента запаса

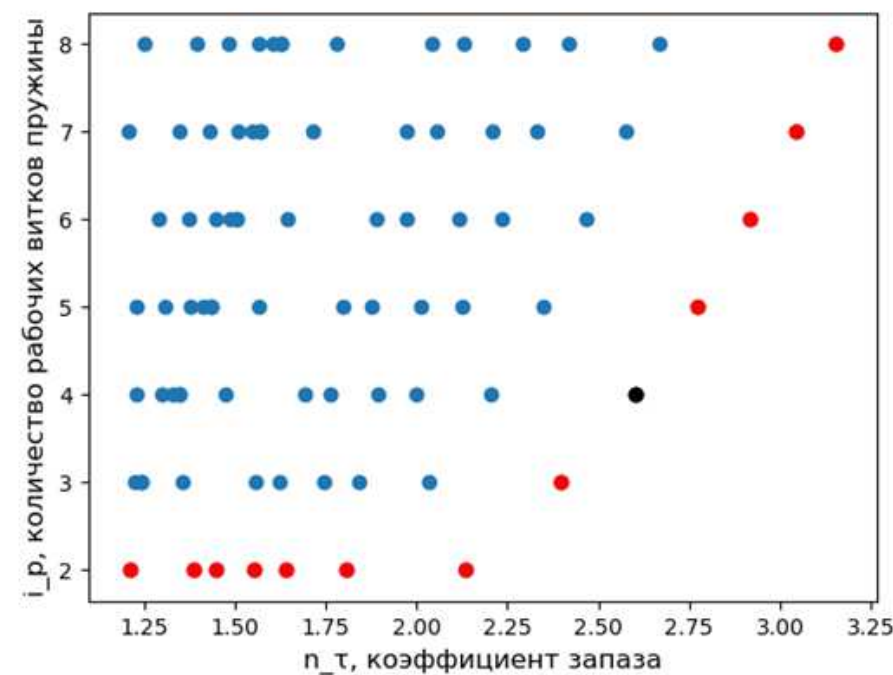


Рисунок 3 – Зависимость количества рабочих витков от коэффициента запаса

Таблица 1 – Результаты сравнения пружин

	рассчитанная по классическому алгоритму	оптимизированная по Парето.	оптимизированная по Парето с диаметром <26 мм
Средний диаметр, мм	24	36,7	23,72
Диаметр проволоки, мм	6	6,7	5,4
Длина в сжатом состоянии, мм	49	41,3	44,28
Коэффициент запаса	3,6	2,6	1,971
Наибольшее напряжение кручения, МПа	94,12	126.8	167,4

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, спроектирован поршневой ДВС для автомобиля. Можно отметить основные выводы:

1. Была получена математическая модель рабочего процесса двигателя с помощью ПК «Дизель-РК»
2. Был выполнен эскизный проект разработанного двигателя: поперечный и продольные разрезы.
3. Был разработан сборочный чертеж детали балансирного вала
4. Была разработана твердотельная трехмерная модель сборки шатунно-поршневой группы, коленвала и балансирных валов.
5. С помощью ПК «ANSYS» и ПК «KVAL» были проведены расчеты основных деталей КШМ двигателя: расчет теплового состояния поршня, расчет поршневого пальца, расчет шатуна, расчет коленчатого вала. Расчеты показали работоспособность всех деталей в рамках рассматриваемых условий.
6. Разработана методика проектирования клапанных пружин на основе многокритериальной оценки. Оптимизирована клапанная пружина методом построения фронта Парето. В результате оптимизации удалось добиться уменьшения габаритов головки блоков цилиндров с незначительным уменьшением коэффициента запаса пружины.