

КОНКУРСНАЯ РАБОТА

На участие в конкурсе «Авиастроитель года» по итогам 2023 года в
номинации

«За создание новой технологии»

по теме «Отработка инженерной методики решения задачи статической
прочности компрессора ГТД в среде ANSYS»

Автор:

Инженер-конструктор КБ «Силовых установок» – Сапухина М.В.

Москва, 2024

Содержание

1 Введение	3
2 Описание расчетной модели.....	5
2.1 Построение сетки.....	9
3 Первый этап. Расчет полной сборки ротора КВД в 3D-постановке	11
4 Второй этап. Расчет узлов КВД	15
4.1 Расчет первой ступени	16
4.3 Расчет второй ступени КВД	19
4.4 Расчет третьей ступени КВД	22
4.5 Расчет четвертой ступени КВД.....	26
4.6 Расчет пятой ступени КВД	29
4.7 Расчет шестой ступени КВД.....	33
4.8 Расчет диска лабиринта КВД	36
4.9 Результаты расчета	39
5 Аналитические расчеты деталей ротора	41
5.1 Определение запаса прочности дисков по меридианальному и цилиндрическому сечению.....	41
5.1.1 Запас по меридианальному сечению	41
5.1.2 Запас по цилиндрическому сечению	43
5.1.3 Расчет запасов по разрушающей частоте вращения дисков	44
5.2 Расчёт на прочность хвостовиков рабочих лопаток и замковых выступов дисков	49
Выводы	55
Список литературы.....	56
ПРИЛОЖЕНИЕ А	58

1 Введение

Прямой расчёт напряжённо-деформированного состояния полной сборки ротора с учетом всех особенностей ротора и его соединений требует подготовки очень подробной конечно-элементной сетки, чтобы получить удовлетворительные результаты. Время решения такой задачи весьма велико, а необходимость проведения вариантных расчётов может увеличить его многократно. Предлагаемая методика предполагает двухэтапное решение задач оптимального проектирования конструкции по прочностному критерию – запасу прочности.

На первом этапе решается задача определения деформированного состояния полной сборки ротора компрессора под действием всех действующих на него нагрузок. В такой задаче не требуется очень подробной сетки, и задача решается без больших временных затрат. В результате первого этапа получаем деформации в соединениях между рабочими ступенями, цапфой и валом, которые будут использоваться в качестве граничных условий в расчётах НДС отдельных ступеней.

На втором этапе с учетом полученных результатов решается задача по определению напряжений и запасов прочности отдельных узлов компрессора с учетом всех особенностей ротора в твердотельной постановке. На данном этапе сетка узла более подробная, что позволяет получить удовлетворительные результаты расчёта НДС ротора.

Актуальность работы. Расчёт напряжённо-деформированного состояния (НДС) полной сборки ротора компрессора высокого давления (КВД) с необходимой сеткой на обычном ПК практически невозможен, расчёты на вычислительных кластерах дорогостоящи, что является критически важным при проведении вариативных расчётов формирования оптимальной конструкции.

Цель работы: отработка методики решения задачи статической прочности ротора КВД, позволяющей снизить трудоемкость и временные затраты при проведении вариативных расчётов (оптимальное проектирование).

Рассматривается ротор КВД двигателя прототипа. Расчёты проводятся с учетом вращения ротора, крутящего момента от действия турбины, осевых сил, возникающих при работе компрессора, учитывается распределение температур, получаемое в тепловом расчёте. Результаты деформированного состояния в точках соединения узлов компрессора используются в виде граничных условий для расчёта напряжений и запасов прочности уже отдельных узлов. Для расчёта запасов прочности в качестве максимально допустимых

напряжений берется предел длительной прочности, зависящий от параметра Ларсена-Миллера.

Детальный расчёт каждого узла проводится отдельно с мелкой сеткой с наложением граничных перемещений. Задача не осесимметрична, так как есть распределенные грузы в виде лопаток и болтов.

Расчёт моделей проходит на шести основных режимах компрессора. Каждый режим имеет свои граничные условия и нагрузки. В зависимости от режима время расчёта всего ротора на обычном ПК находится в диапазоне от 1.5 часов до 2 часов. Для отдельных деталей и узлов – от 5 минут для передней цапфы и до 27 минут для ступеней с лопатками с замковым соединением «ласточкин хвост».

2 Описание расчетной модели

Чертёж ротора КВД представлен на рисунке 1.

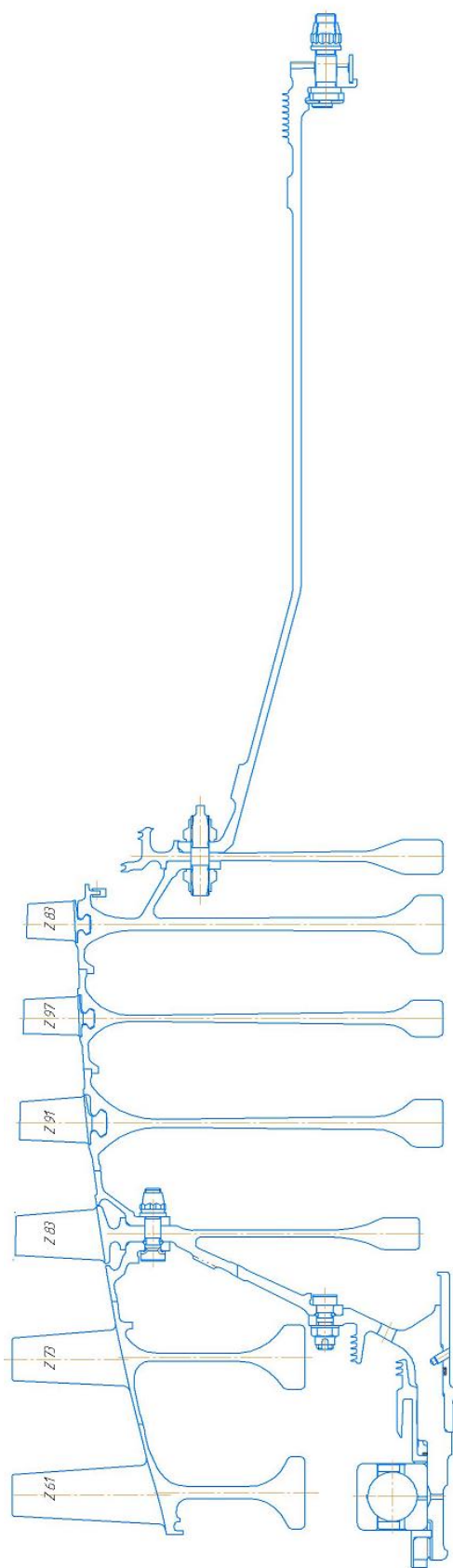


Рисунок 1 – Чертёж ротора КВД

Рассматривается ротор КВД двигателя прототипа, состоящий из шести ступеней, диска лабиринта, передней цапфы и вала. Лопатки первых трех ступеней имеют с дисками блисковые соединения. Лопатки четвертой, пятой и шестой ступени имеют замковое соединения «ласточкин хвост». Первая, вторая ступени и оболочка, идущая к третьей ступени соединены сваркой. Четвертая, пятая, шестая ступени и оболочка идущая к третьей ступени соединены сваркой. В третьей ступени титановые диски и диски из никелевого сплава соединяются болтовым соединением. Цапфа так же присоединяется к третьей ступени болтовым соединением. Шестая ступень, диск лабиринта и вал соединены шпилечным соединением.

Блисковое соединение лопаток с дисками позволяет снизить массу ротора на 20...30%, уменьшить количество деталей, стабильно сохранять балансировку ротора в течении ресурса. Изготовление таких дисков производится электрохимическим методом, фрезерованием и сваркой трением или электронно-лучевой сваркой. Сварка пера лопатки с диском происходит трением, когда перо утолщенной частью прижимается к выступу на диске силой и перемещается относительно него с высокой частотой. После приварки производится обработка соединения до получения заданной геометрии лопаток.

В таблицах 1 и 2 представлены массовые характеристики и материалы деталей КВД, количество лопаток на каждой ступени.

Таблица 1 – Массовые характеристики, материал деталей КВД

В килограммах

Наименование	Материал	Масса	Общая масса
Первая ступень	BT25Y	5,064952	
Вторая ступень	BT25Y	6,051773	
Третья ступень	BT25Y	10,03968	
Четвертая ступень, диск	ВЖ172	11,54244	
Четвертая ступень, лопатки	ВЖ105	0,02034	1,85094 (91 шт)
Пятая ступень, диск	ВЖ172	9,85326	
Пятая ступень, лопатки	ВЖ105	0,013274	1,287578 (97 шт)
Шестая ступень, диск	ВЖ172	14,98233	
Шестая ступень, лопатки	ВЖ105	0,01408	1,16864 (83 шт)
Цапфа	BT25Y	3,618	

Диск лабиринта	ВЖ172	7,1406	
Вал	ЭП741НП	13,995	
Верхние болт и гайка на цапфе	ЭП-866	0,021891	0,788076 (28 шт)
Нижние болт и гайка на цапфе	ЭП-866	0,01905	0,4572 (28 шт)
Шпилька и гайка – соединение вала и диска лабиринта	ЭИ-698	0,03783	1,36188 (36 шт)

Таблица 2 – Количество лопаток на каждой ступени

Ступень	Количество лопаток
Первая	61
Вторая	73
Третья	83
Четвертая	91
Пятая	97
Шестая	83

Оценка прочности проводилась на режимах, представленных в таблице 3

Таблица 3 – Обороты ротора КВД
В оборотах в минуту

Режим	n
H=0 км, M=0	15475
H=0 км, M=1,2	15600
H=11 км, M=1,4	15537
H=11 км, M=0,8	12885
H=13 км, M=2	15849
H=17 км, M=2	15849

Физико-механические свойства материалов деталей ротора представлены в таблицах 4-8.

Таблица 4 – Физико-механические свойства материала ВТ25У

Температура T, °C	20	300	400	500	600
Модуль упругости E, кгс/мм ²	11500	10500	10000	9200	8100
Предел кратковременной прочности σ_B кгс/мм ²	117	101	94	87	80

КТЛР α , $10^6/^\circ\text{C}$	8,5	8,7	9	9,4	9,5
Коэффициент теплопроводности λ , $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{К}}$	7,12	10,5	11,7	13,7	14,6

Таблица 5 – Физико-механические свойства материала ВЖ105

Температура T , $^\circ\text{C}$	20	500	600	700	800
Модуль упругости E , $\text{кгс}/\text{мм}^2$	20000	16100	15600	14900	14500
Предел кратковременной прочности σ_B $\text{кгс}/\text{мм}^2$	123	114	114	98	80
КТЛР α , $10^5/^\circ\text{C}$	-	1,43	1,45	1,49	1,57
Коэффициент теплопроводности λ , $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{К}}$	-	18,4	19,7	21,8	23,9

Таблица 6 – Физико-механические свойства материала ВЖ172

Температура T , $^\circ\text{C}$	20	450	500	650	750
Модуль упругости E , $\text{кгс}/\text{мм}^2$	22000	20100	19700	18500	17900
Предел кратковременной прочности σ_B $\text{кгс}/\text{мм}^2$	153	143,4	-	129	94,9

Продолжение таблицы 6

Температура T , $^\circ\text{C}$	100	200	300	400	500	600	700	800	900
КТЛР α , $10^5/^\circ\text{C}$	1,27	1,3	1,33	1,36	1,38	1,43	1,5	1,56	1,65
Коэффициент теплопроводности λ , $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{К}}$	10,3	11,7	13	14	15,1	18	19,4	24,3	29,5

Таблица 7 – Физико-механические свойства материала ЭП741НП

Температура T , $^\circ\text{C}$	20	400	500	600	700	800
Модуль упругости E , $\text{кгс}/\text{мм}^2$	19300	17600	17300	16800	16400	16000
Предел кратковременной прочности σ_B $\text{кгс}/\text{мм}^2$	130	129	129	128	121	100

Температура $T, ^\circ\text{C}$	100	200	300	400	500	600	700	800	900
КТЛР $\alpha, 10^5/^\circ\text{C}$	1,15	1,19	1,22	1,26	1,29	1,32	1,37	1,41	1,46
Коэффициент теплопроводности $\lambda, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	8,79	10,9	12,6	14,2	15,9	17,2	18,4	20,1	21,8

Таблица 8 – Плотность материалов

Материал	ВТ25У	ВЖ172	ВЖ105	ЭП741НП
Плотность, кг/м^3	4620	8327	8290	8350

2.1 Построение сетки

Для построения сетки были рассмотрены три варианта элементов: Solid 185, Solid 186, Solid 187.

Solid 185 (рис. 2) является элементом первого порядка, так как не имеет промежуточных узлов на ребрах. Подходит для моделирования общих трехмерных твердотельных структур. Допускает призматическое, тетраэдрическое и пирамидальное вырождение при использовании в областях неправильной формы.

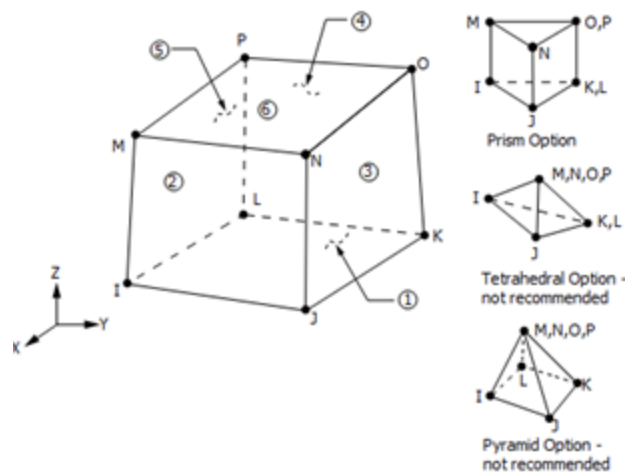


Рисунок 2 – Solid 185 Однородная структурная твердотельная геометрия

Solid 186 (рис. 3) является элементом второго порядка, так как имеет промежуточные узлы на ребрах. Хорошо подходит для моделирования нерегулярных сеток таких, которые создаются различными системами CAD/CAM. Элемент может иметь любую пространственную ориентацию.

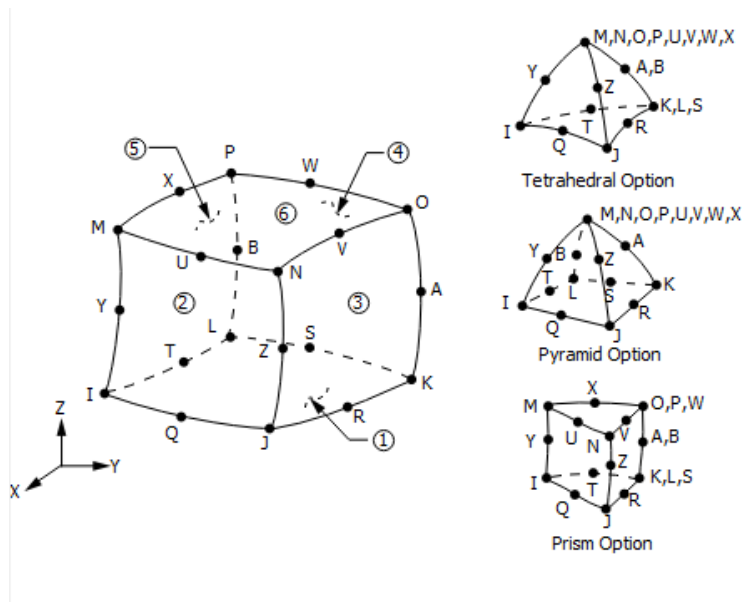


Рисунок 3 – Solid 186 Однородная структурная твердотельная геометрия

Solid 187 (рис. 4) представляет собой трехмерный элемент высокого порядка с десятью узлами. Элемент имеет поведение квадратичного смещения и хорошо подходит для моделирования нерегулярных сеток таких, которые создаются различными системами CAD/CAM. Элемент определяется десятью узлами, имеющими три степени свободы в каждом узле: x , y , z . Элемент обладает пластичностью, эластичностью, ползучестью, жесткостью при напряжении, большим прогибом и большими деформационными способностями. Он также имеет возможность смешанной формулировки для моделирования деформаций почти несжимаемых упругопластических материалов и полностью и полностью несжимаемых гиперупругих материалов.

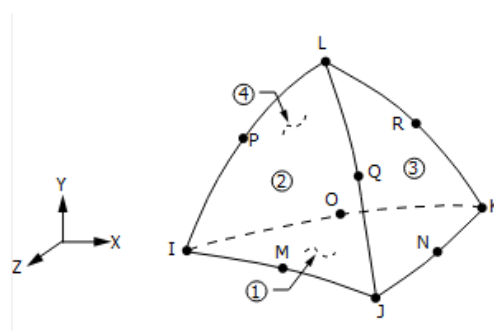


Рисунок 4 – Solid 187 геометрия

Для расчётов напряжённо-деформированного состояния более оптимальным будет элемент Solid 187. Проверить то из каких элементов состоит сетка можно в Ansys во вкладке Mesh либо задать её построения макросами.

3 Первый этап. Расчет полной сборки ротора КВД в 3D-постановке

На первом этапе решается задача определения деформированного состояния полной сборки ротора компрессора под действием всех действующих на него нагрузок. В такой задаче не требуются очень подробные сетки, и задача решается без больших временных затрат. В результате первого этапа получаем деформации в соединениях между рабочими ступенями, цапфой и валом, которые будут использоваться в качестве граничных условий в расчётах НДС отдельных ступеней.

Расчёт проводим на всех режимах работы компрессора.

Модель полной сборки представлена на рисунке 5.

На данном этапе решаются следующие задачи:

1. Создание 3D модели ротора КВД в программной системе NX;
2. Создание твердотельной КЭ модели ротора КВД в среде ANSYS;
3. Определение температурных граничных условий, тепловой расчёт;
4. Определение статических нагрузок;
5. Проведение расчёта полной сборки с укрупненной сеткой;
6. Определение перемещений, которые будут использованы в качестве граничных условий в расчётах НДС.

Задаем свойства материалов, необходимые для прочностного и теплового расчёта. Задаваемые физико-механические свойства материалов деталей ротора представлены в таблицах 4-7. Материалы задаем в дереве проекта во вкладке Engineering Data.

Податливость болтовых и шпилечных соединений в расчёте НДС всего ротора не учитывалась. Стержни болтов и шпилек введены в трёхмерную модель как упруго-пластичные тела с соответствующими для них материалами.

Податливость болтовых и шпилечных соединений будут учитываться при отдельном расчёте на прочность этих соединений (раздел 5.3). При расчёте болтовых и шпилечных соединений податливость учитывается в том числе для условия плотности стыка. С учётом условия плотности стыка подбирается оптимальное количество болтов или шпилек.

На рисунке 6 показана сетка конечных элементов модели ротора КВД. Размер элемента – 5мм. Количество элементов – 3207505; количество узлов – 6170582.

Для определения теплового состояния трехмерной модели ротора КВД используем соответствующий модуль Workbench – Steady-State Thermal. На 3D-модель накладываются граничные условия третьего рода (температуры окружающего воздуха и коэффициенты теплообмена) по соответствующим поверхностям. Значения и схема размещения

граничных условий третьего рода на режимах работы двигателя были получены из учебной литературы.

Для определения статических нагрузок используем модуль Workbench – Static-Structural. Расчёты проводятся с учетом вращения ротора, крутящего момента и силы от действия турбины, осевых сил, возникающих при работе компрессора, учитывается распределение температур, получаемое в тепловом расчёте. Задача не осесимметрична, так как есть распределенные грузы в виде лопаток и болтов. Сварочные соединения узлов ротора моделируются как жесткие элементом ANSYS Bonded. Соединения болта с гайкой так же жесткое. Поверхности, стянутые болтовым соединением, моделируются элементом Frictional. Контакты в замковых соединениях «ласточкин хвост» моделируются элементом Frictional. На поверхности, моделируемые элементом Frictional, наложены контактные пары с коэффициентом трения $\mu=0,2$.

В результате расчёта полной сборки определяем перемещения стыков по осевому и радиальному направлению для каждой ступени ротора. Значения перемещений от действующих сил ротора КВД используются второго этапа расчёта ступеней КВД. Результаты расчёта по перемещениям по всем режимам показаны в таблице 9.

Для выбора оптимальной сетки сборки ротора и понимания того, как сетка влияет на перемещения, был проведён ряд расчётов с различной сеткой. Результаты расчётов представлены в таблице 9.

Таблица 9 – Перемещения дисков ротора на разной сетке на режиме H17 M2

	1 диск	2 диск	3 диск	4 диск	5 диск	6 диск	Диск лаб-а	Цапфа	Кол-во узлов	Время расчёта
5 мм	1,5063	1,2016	1,8113	2,0285	2,2002	1,5607	1,5598	0,4183	7905480	5ч12м
10 мм	1,5028	1,1976	1,8118	2,0292	2,202	1,5572	1,5572	0,417	6170357	2ч08м
15 мм	1,5008	1,1867	1,8048	2,0351	2,1996	1,5303	1,5303	0,4204	5321666	1ч20м
20 мм	1,4971	1,1847	1,8041	2,0332	2,2007	1,5349	1,5349	0,4202	4948470	1ч33м
25 мм	1,4864	1,176	1,8139	2,0333	2,1985	1,5459	1,5459	0,4203	4617508	1ч22м
30 мм	1,4795	1,1779	1,8054	2,0332	2,1992	1,5441	1,5441	0,4178	4549993	1ч18м

Из таблицы видно, что перемещения на различной сетке отличается в пределах 5 %, что говорит о том, что можем выбрать сетку с оптимальным временем расчёта. Время расчёта и возможность расчёта может варьироваться в зависимости от мощности компьютера. Выбираем сетку 10 мм.

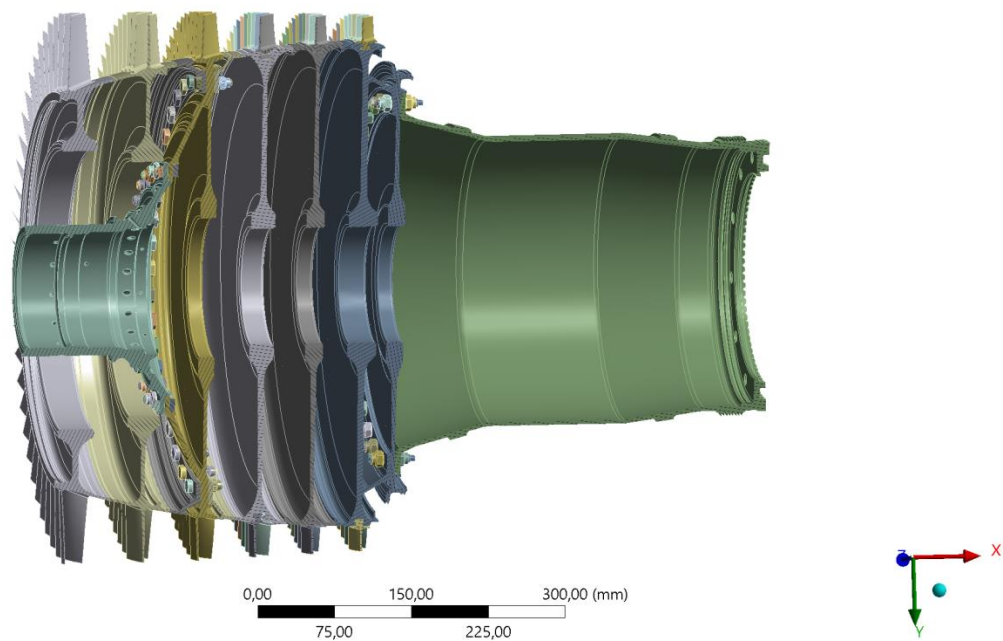


Рисунок 5 – Расчётная модель ротора КВД

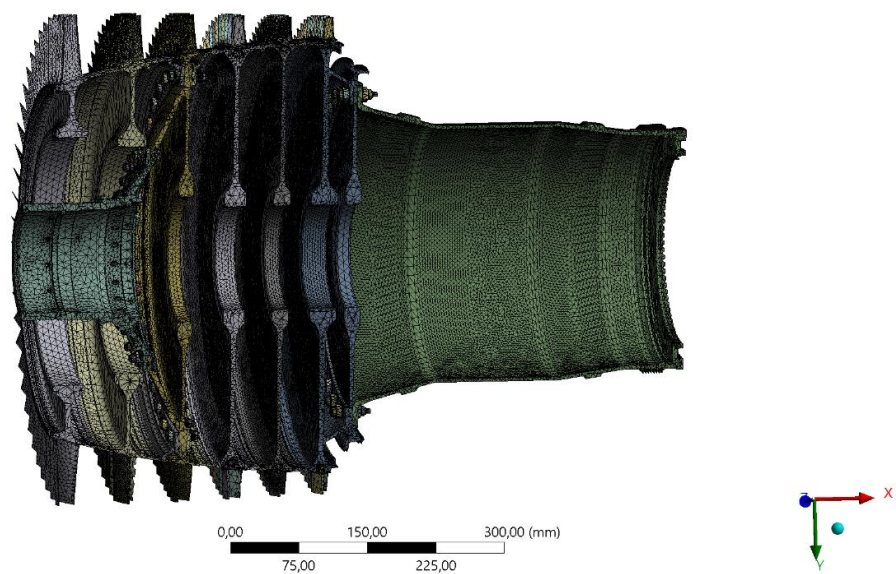


Рисунок 6 – Сетка конечных элементов модели ротора КВД

На рисунках 7 показано распределение температур полной модели сборки ротора КВД на режиме работы НОМ0.

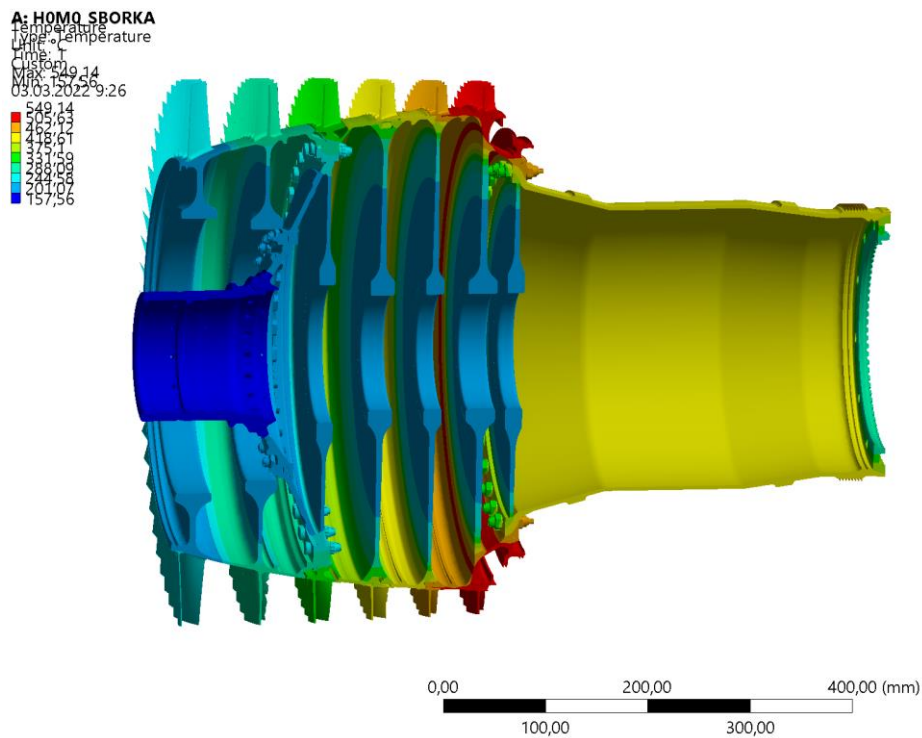


Рисунок 7 – Распределение температур ротора КВД, режим Н0 М0

Таблица 10 – Перемещения от действующих сил ротора КВД для всех режимов в осевом направлении

В миллиметрах

Режим	Диск первой ступени	Диск второй ступени	Диск третьей ступени	Диск четвертой ступени	Диск пятой ступени	Диск шестой ступени	Диск лабиринта	Цапфа
НОМ0	1,1452	0,9666	1,3327	1,4291	1,5815	1,165	1,1772	0,3306
НОМ1,2	1,3936	1,1232	1,6481	1,8224	1,9717	1,4521	1,4484	0,3868
Н13М2	1,502	1,1955	1,8049	2,0223	2,1872	1,5793	1,5431	0,4178
Н17М2	1,5028	1,1976	1,8118	2,0292	2,202	1,5801	1,5572	0,417
Н11М1,4	1,192	0,9972	1,4152	1,5294	1,6906	1,2244	1,2381	0,3423
Н11М0,8	0,6512	0,588	0,7538	0,7742	0,8821	0,5852	0,5843	0,1889

4 Второй этап. Расчет узлов КВД

На втором этапе с учетом полученных результатов первого этапа решается задача по определению напряжений и запасов прочности отдельных узлов компрессора с учетом всех особенностей ротора в твердотельной постановке. На данном этапе сетка узла более подробная, что позволяет получить удовлетворительные результаты расчёта НДС ротора.

Расчёты проводятся на всех режимах работы ротора.

На втором этапе решаются следующие задачи:

1. Создание Parasolid модели узла из 3D модели ротора КВД в программной системе NX;
2. Создание твердотельной КЭ модели с мелкой сеткой узла в среде ANSYS;
3. Определение температурных граничных условий, тепловой расчёт;
4. Задание граничных условий (центробежная сила от вращения, перемещения, полученные в результате расчёта полной сборки, давления на лопатку, момент и сила от ТВД);
5. Проведение расчёта отдельных узлов с замельченной сеткой;
6. Определение напряженно-деформированного состояния и запасов по длительной прочности.

Задаем свойства материалов, необходимые для прочностного и теплового расчёта. Задаваемые физико-механические свойства материалов деталей ротора представлены в таблицах 4-7. Материалы задаем в дереве проекта во вкладке Engineering Data.

Далее показана сетка конечных элементов на узлах ротора КВД.

Для определения теплового состояния трехмерной модели узлов ротора используем соответствующий модуль Workbench – Steady-State Thermal. На 3D-модель накладываются граничные условия третьего рода (температуры окружающего воздуха и коэффициенты теплообмена) по соответствующим поверхностям. Значения и схема размещения граничных условий третьего рода на режимах работы двигателя были получены из учебной литературы.

Для определения статических нагрузок используем модуль Workbench – Static-Structural. Расчёты проводятся с учетом вращения ротора, крутящего момента и силы от действия турбины, перемещений, полученных на первом этапе расчёта, давлений на лопатку, учитывается распределение температур, получаемое в тепловом расчёте.

Контакты в замковых соединениях «ласточкин хвост» на четвертой, пятой, шестой ступенях моделируются элементом Frictional, контактные пары с коэффициентом трения $\mu=0,2$, сетка на поверхностях контакта замельчена.

В результате расчёта получаем напряженно-деформированное состояние узлов ротора, которое необходимо для определения запаса прочности.

Запас прочности определяется с учетом параметра Ларсена-Миллера. Этот параметр учитывает температуру и время воздействия нагрузок, параметр является критерием длительной прочности. Для определения запаса прочности по времени аналитическим методом необходимо построить два графика - предел напряжения длительной прочности ($\sigma_{дл}$) и предел напряжения кратковременной прочности ($\sigma_{в}$). Оба критерия строим в зависимости от температуры. Далее накладываем два графика, соединяем кривые в месте пересечения. Получаем одну кривую, которая используется при расчёте запасов прочности в моделях. Такие графики необходимо строить для каждого материала и для каждого режима работы компрессора отдельно. Запасы по прочности определялись с учетом ресурса изделия 2000ч. Время наработки режимов показано в таблице 11.

Таблица 11 – Раскладка наработок по прочностным режимам за ресурс 2000ч

Режим	H0 M0	H0 M1.2	H11 M0.8	H11 M1.4	H13 M2	H17 M2
Часы	19,336	0,666	1768	200	0,666	5,332

4.1 Расчет первой ступени

Модель первой ступени представлена на рисунке 8. Сетка конечных элементов и нагрузки модели – рисунок 9. Размер элемента диска 1 мм, лопатки – 0,5 мм. Количество элементов – 146263; количество узлов – 258210. На рисунке 10 показано распределение температур на режиме H0M0. На рисунке 11 показано распределение эквивалентных напряжений на режиме H0M0. На рисунке 12 показано распределение запасов по пределу прочности на режиме H0M0. Распределение по всем остальным режимам показано в таблице 12.

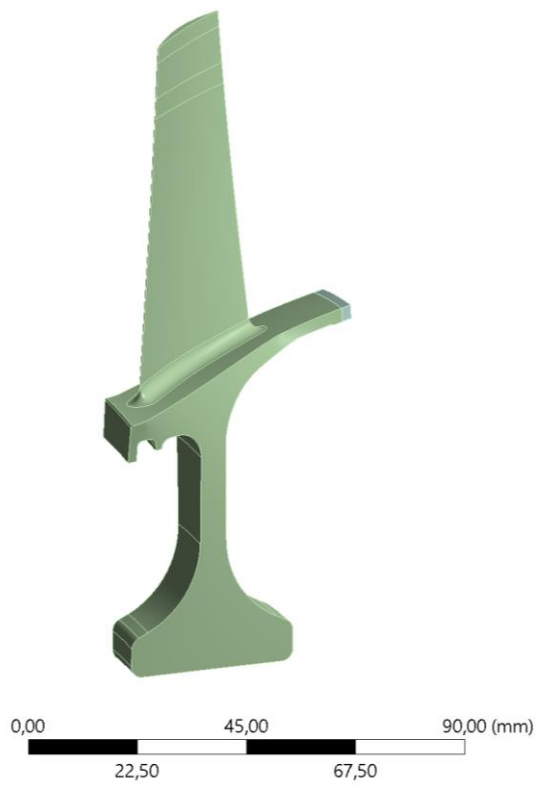


Рисунок 8 – Модель первой ступени

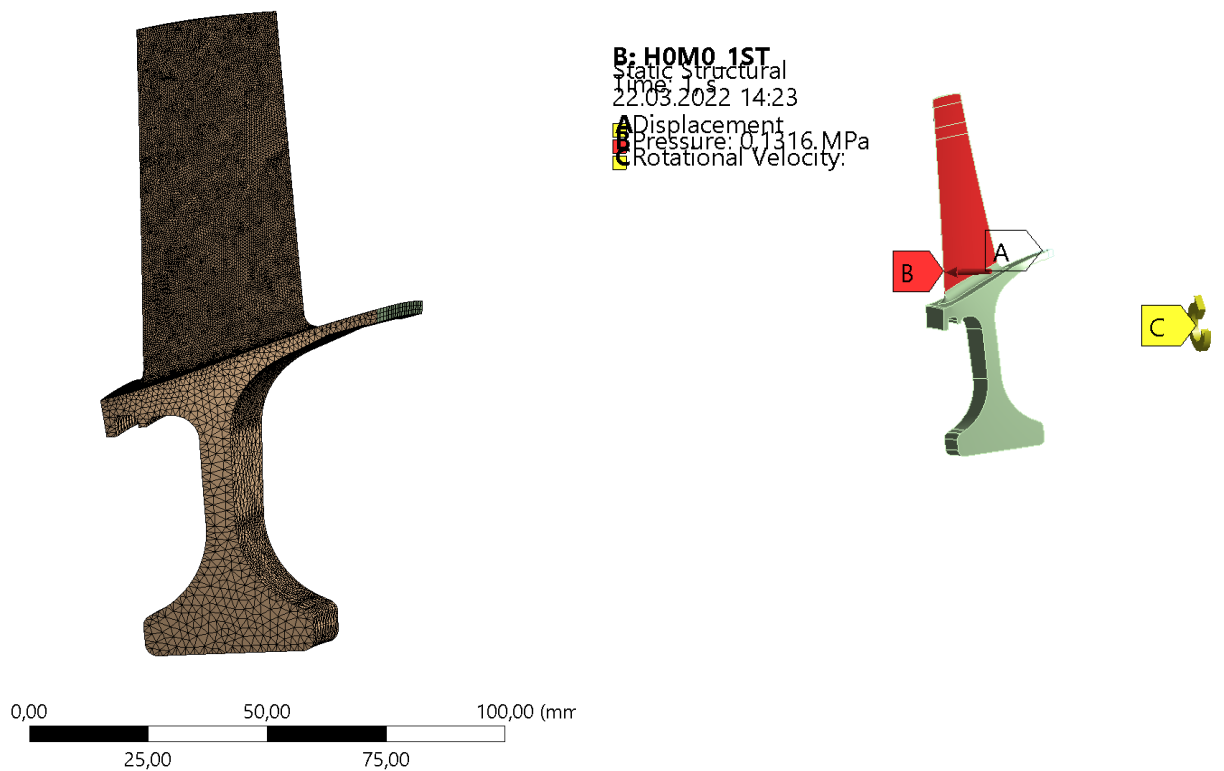


Рисунок 9 – Сетка конечных элементов и нагрузки модели первой ступени

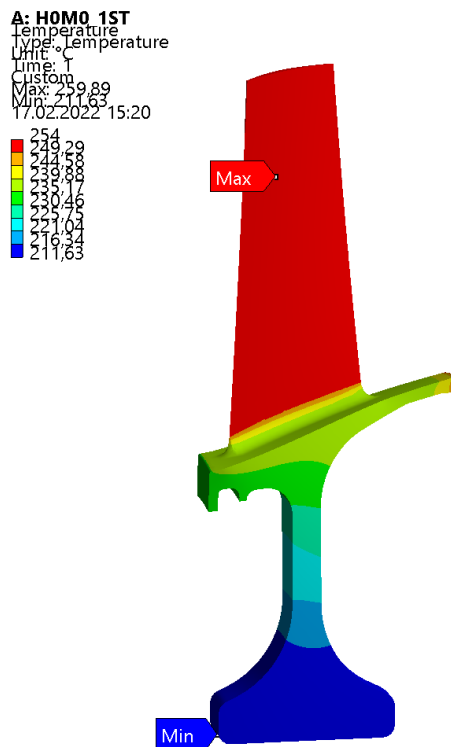


Рисунок 10 – Распределение температур первой ступени, режим H=0 M=0, °C

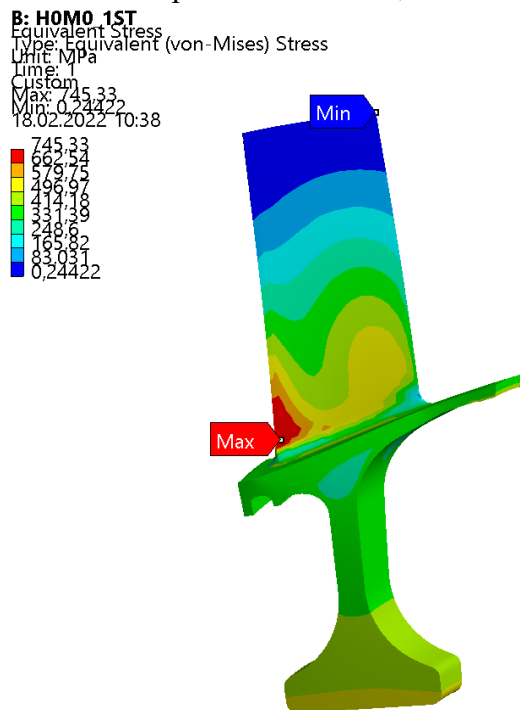


Рисунок 11 – Эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ первой ступени, режим H=0 M=0, МПа

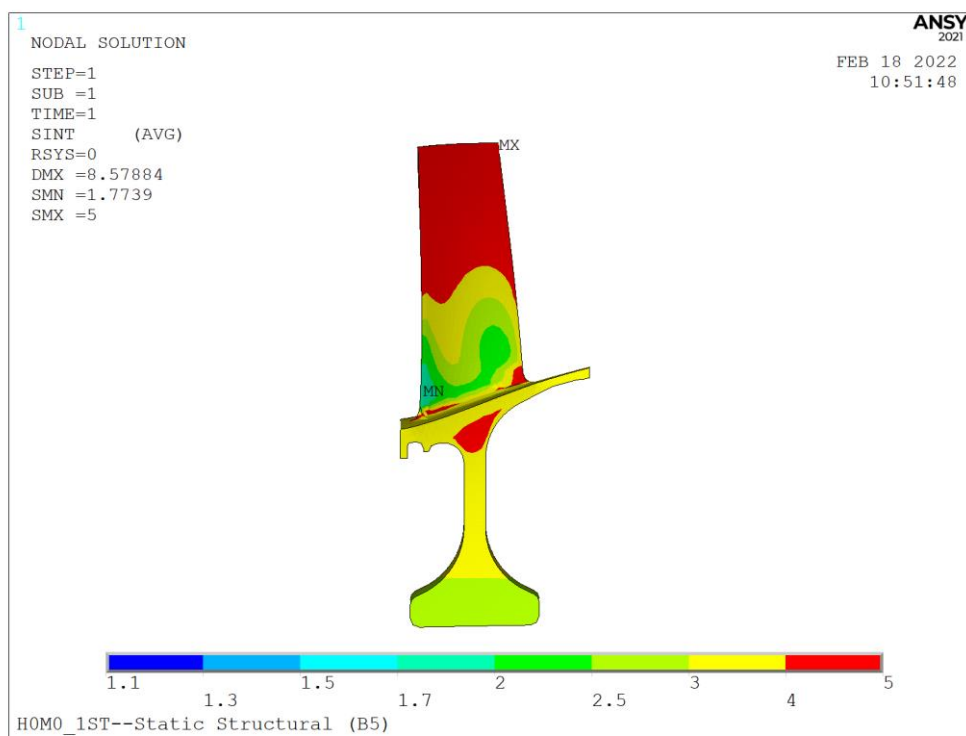


Рисунок 12 – Распределение запасов по пределу прочности σ_v первой ступени, режим $H=0$ $M=0$

4.3 Расчет второй ступени КВД

Модель второй ступени представлена на рисунке 13. Сетка конечных элементов и нагрузки модели – рисунок 14. Размер элемента диска 1 мм, лопатки – 0,5 мм. Количество элементов – 100403; количество узлов – 182561. На рисунке 15 показано распределение температур на режиме $H0M0$. На рисунке 16 показано распределение эквивалентных напряжений на режиме $H0M0$. На рисунке 17 показано распределение запасов по пределу прочности на режиме $H0M0$. Распределение по всем остальным режимам показано в таблице 12.



Рисунок 13 – Модель второй ступени

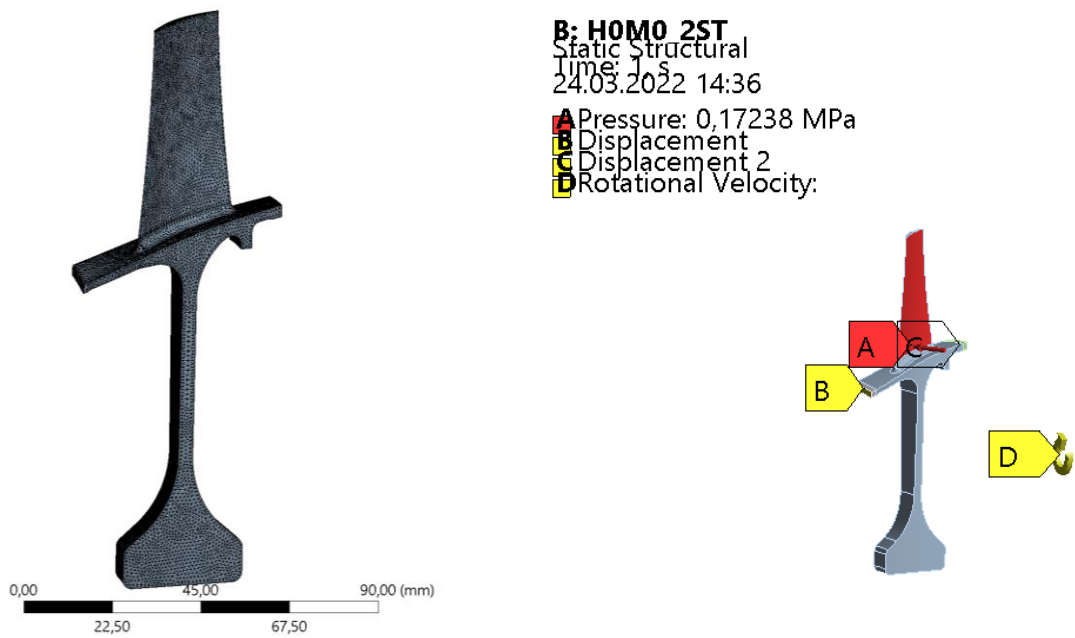


Рисунок 14 – Сетка конечных элементов и нагрузки модели второй ступени

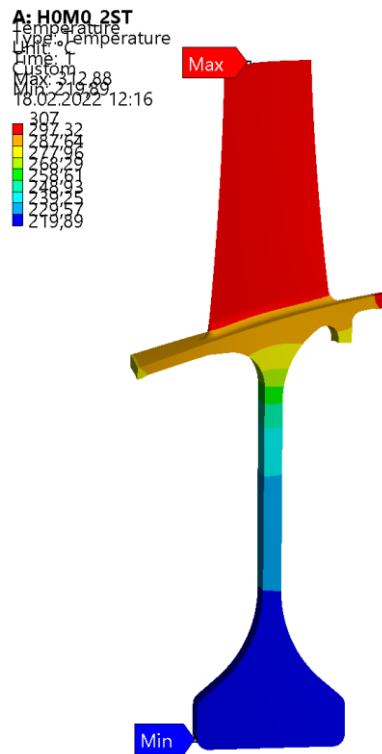


Рисунок 15 – Распределение температур второй ступени, режим H=0 M=0, °C

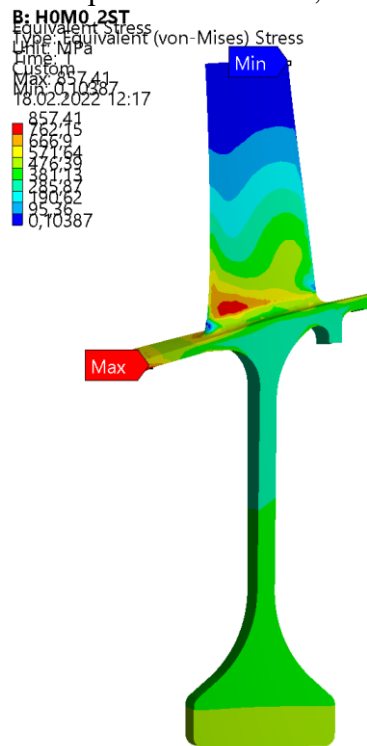


Рисунок 16 – Эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ второй ступени, режим H=0 M=0, МПа

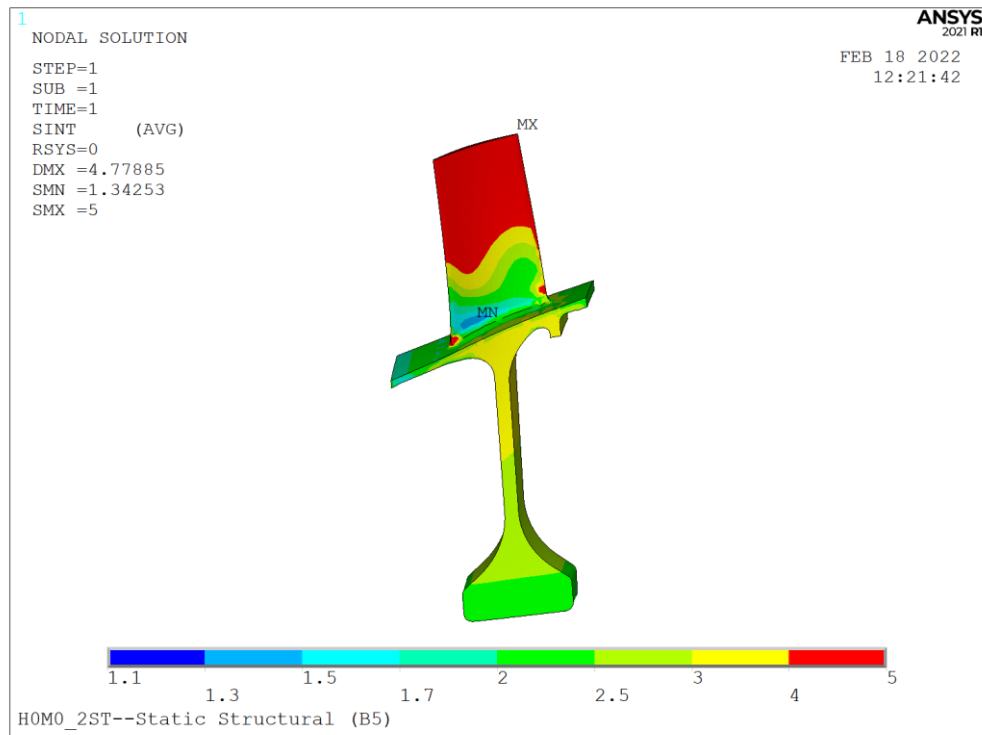


Рисунок 17 – Распределение запасов по пределу прочности σ_B второй ступени, режим $H=0$ $M=0$

4.4 Расчет третьей ступени КВД

Модель третьей ступени представлена на рисунке 18. Сетка конечных элементов и нагрузки модели – рисунок 19. Размер элемента оболочек 1 мм, диска и лопатки – 0,5 мм. Количество элементов – 145521; количество узлов – 323455. На рисунке 20 показано распределение температур на режиме $H0M0$. На рисунке 21 показано распределение эквивалентных напряжений на режиме $H0M0$. На рисунках 22-23 показано распределение запасов по пределу прочности на режиме $H0M0$. Распределение по всем остальным режимам показано в таблице 12.

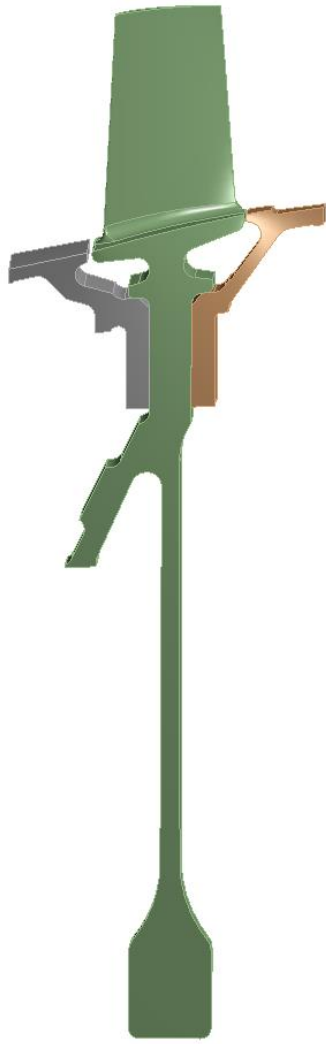


Рисунок 18 – Модель третьей ступени



B: HOMO 3ST
Static Structural
Time: 1 s
24.03.2022 14:46
A Rotational Velocity:
B Displacement 2
C Displacement
D Pressure: 0,22783 MPa

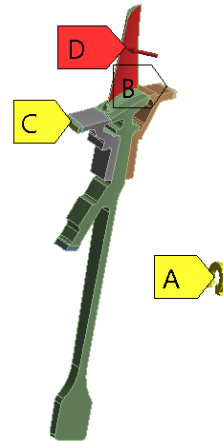


Рисунок 19 – Сетка конечных элементов и нагрузки модели третьей ступени

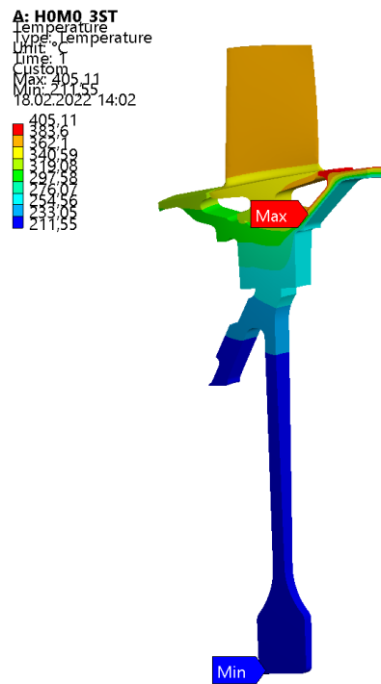


Рисунок 20 – Распределение температур третьей ступени, режим $H=0$ $M=0$, °C

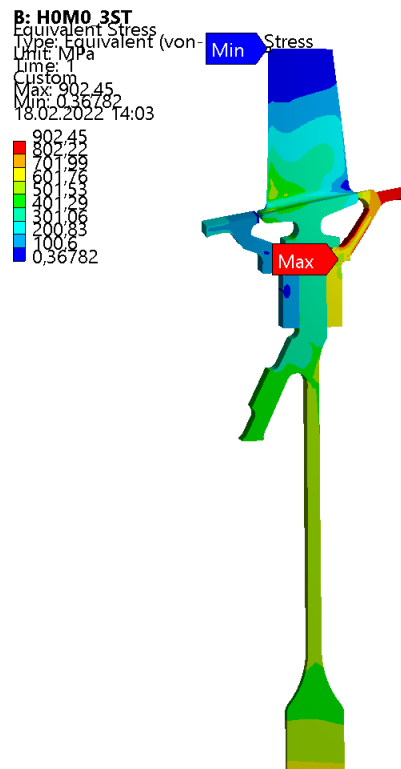


Рисунок 21 – Эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{эКВ}}$ третьей ступени, режим $H=0$ $M=0$, МПа

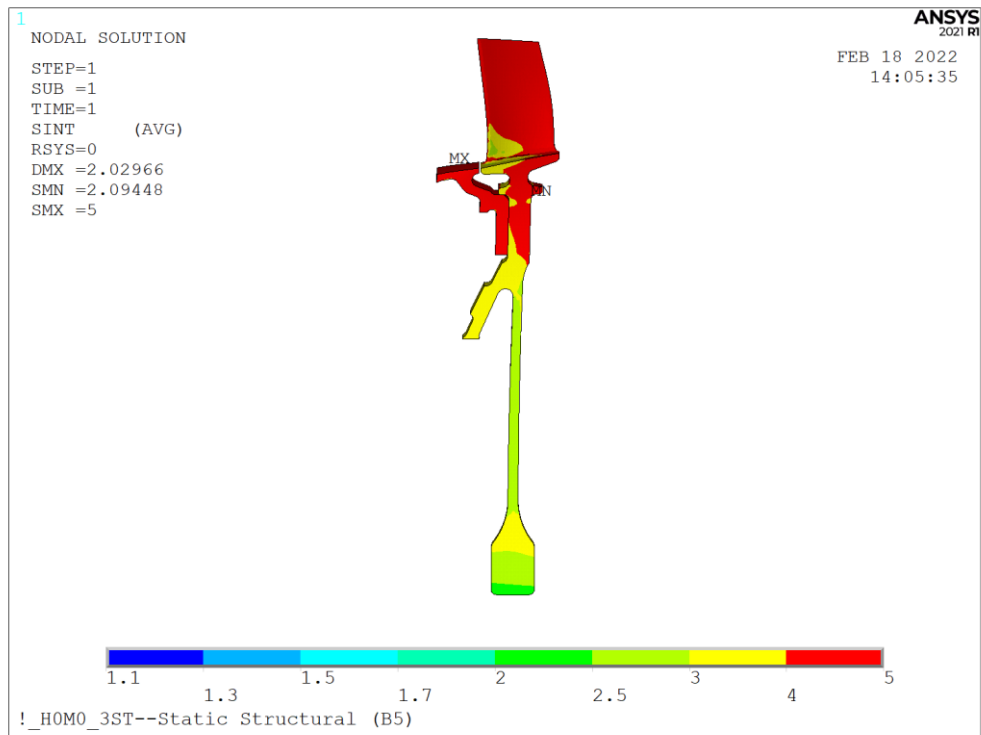


Рисунок 22 – Распределение запасов по пределу прочности σ_B третьей ступени, материал ВТ25У, режим Н=0 М=0

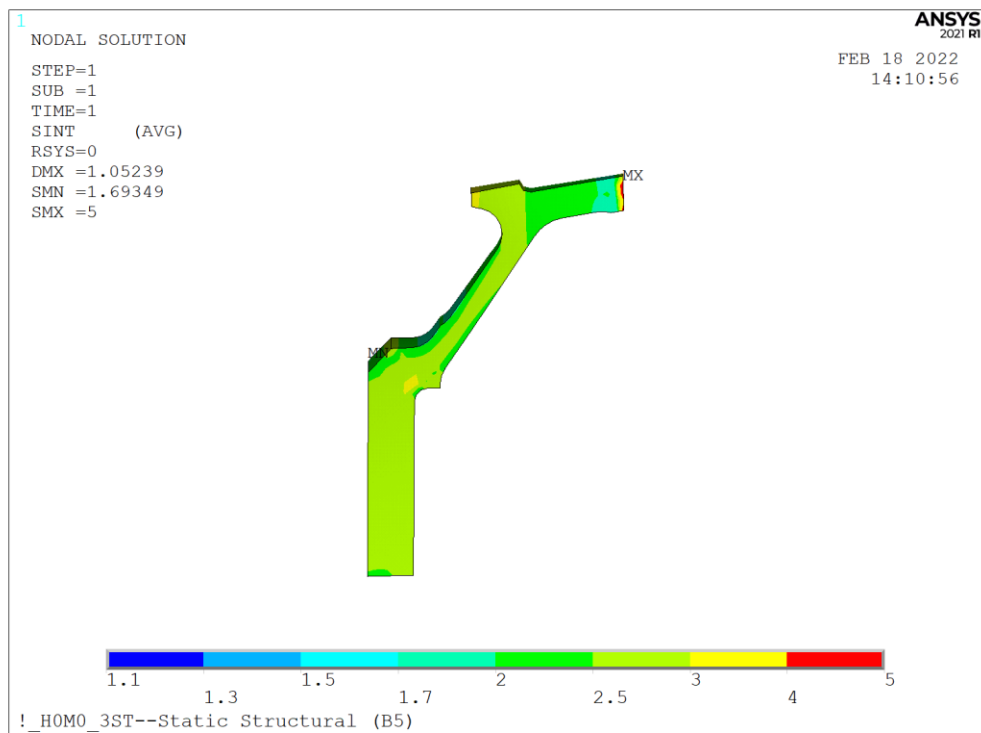


Рисунок 23 – Распределение запасов по пределу прочности σ_B оболочки третьей ступени, материал ВЖ172, режим Н=0 М=0

4.5 Расчет четвертой ступени КВД

Модель четвертой ступени представлена на рисунке 24. Сетка конечных элементов и нагрузки модели – рисунок 25. Размер элемента диска 1 мм, лопатки – 0,5 мм. Количество элементов – 229933; количество узлов – 518730. На рисунке 26 показано распределение температур на режиме Н0М0. На рисунке 27 показано распределение эквивалентных напряжений на режиме Н0М0. На рисунках 28-29 показано распределение запасов по пределу прочности на режиме Н0М0. Распределение по всем остальным режимам показано в таблице 12.

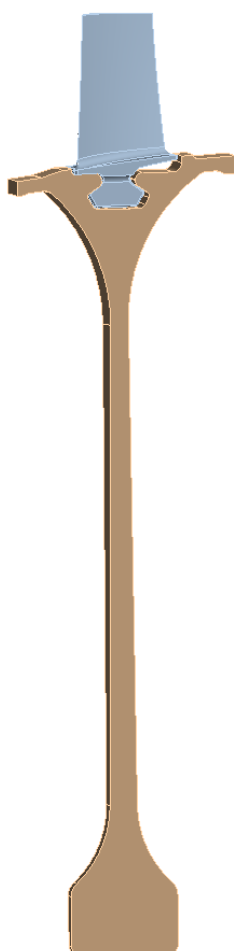


Рисунок 24 – Модель четвертой ступени

B: HOMO 4ST
 Static Structural
 Time: 1 s
 22.03.2022 14:31
 A Rotational Velocity:
 B Displacement
 C Displacement 2
 D Pressure: 0,23242 MPa

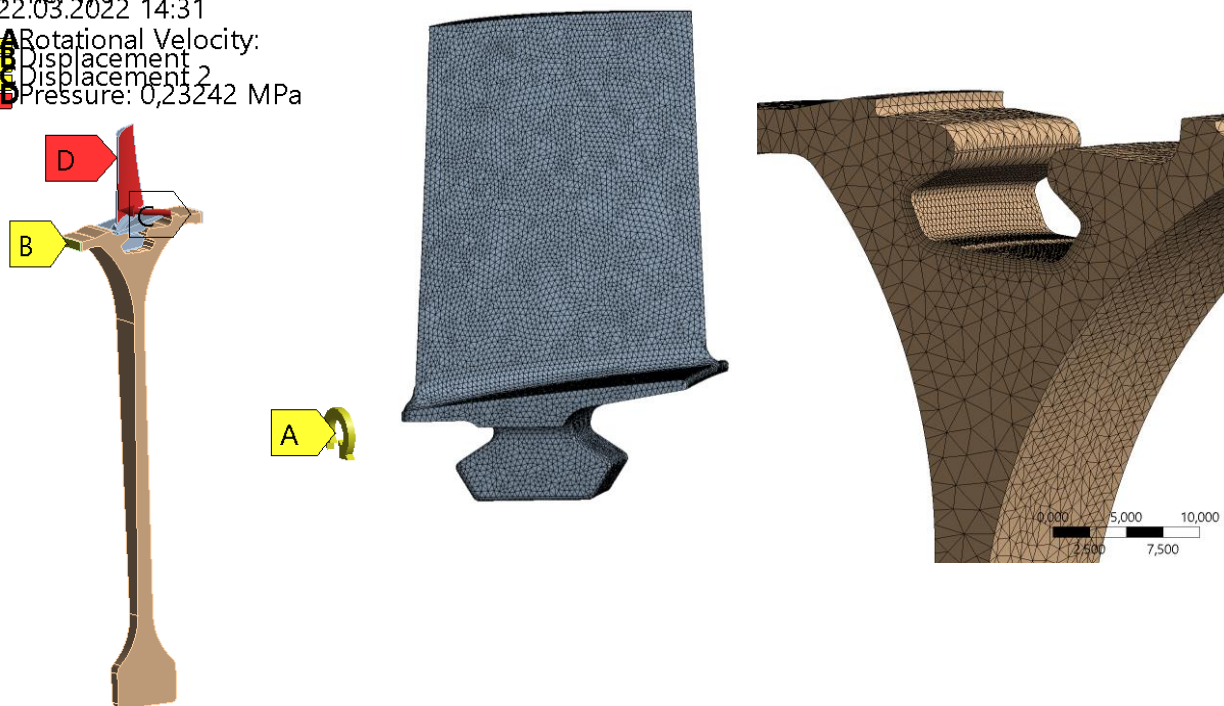


Рисунок 25 – Сетка конечных элементов и нагрузки модели четвёртой ступени

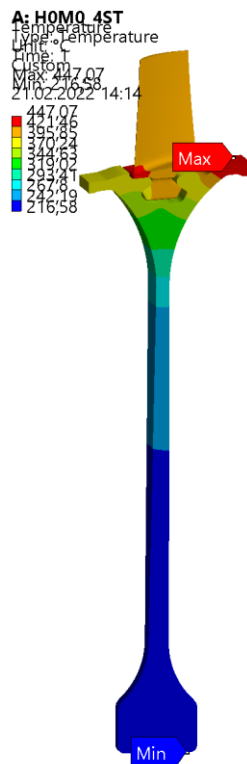


Рисунок 26 – Распределение температур четвёртой ступени, режим H=0 M=0, °C

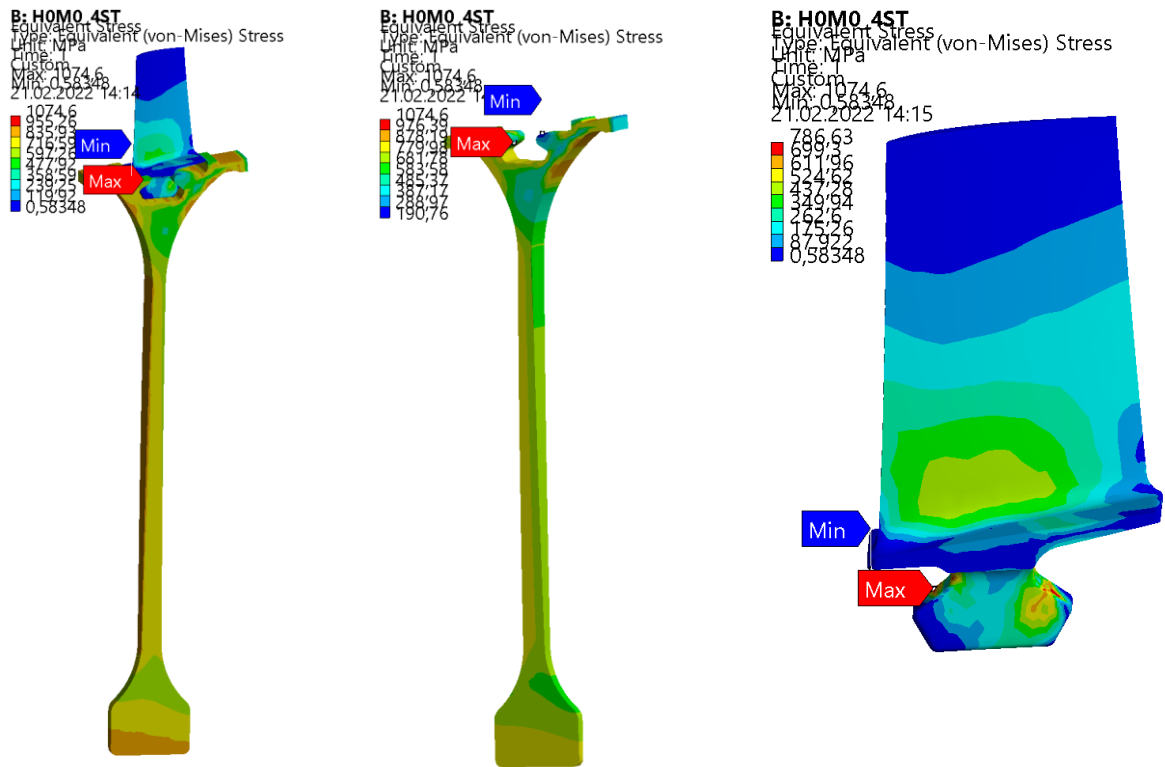


Рисунок 27 – Эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ четвёртой ступени, режим $H=0$ $M=0$, МПа

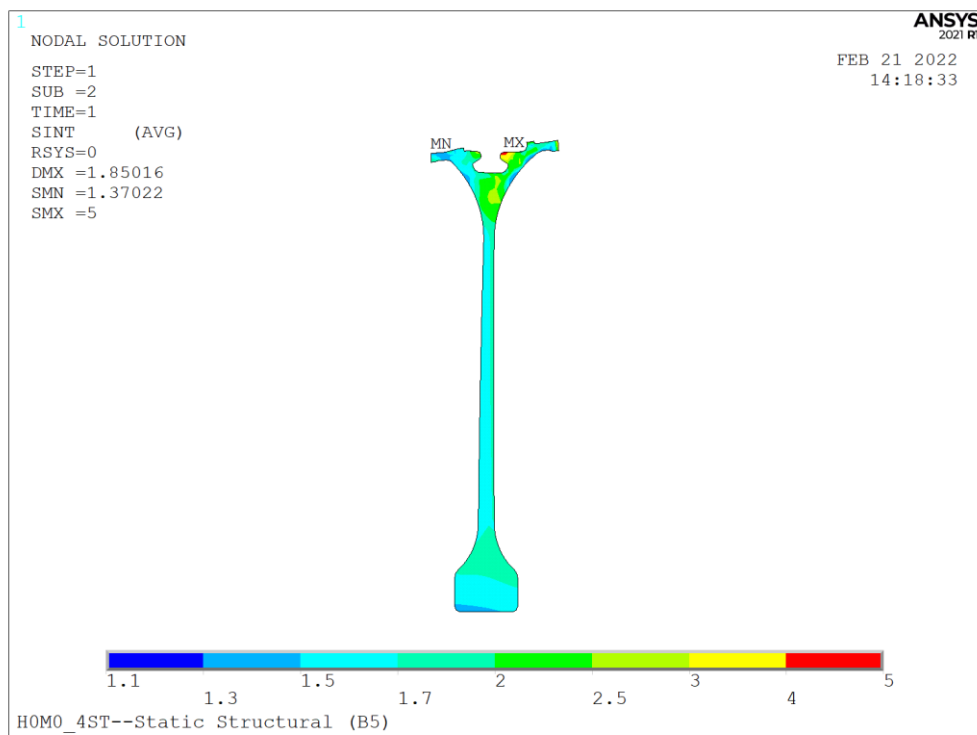


Рисунок 28 – Распределение запасов по пределу прочности σ_B диска четвёртой ступени, режим $H=0$ $M=0$

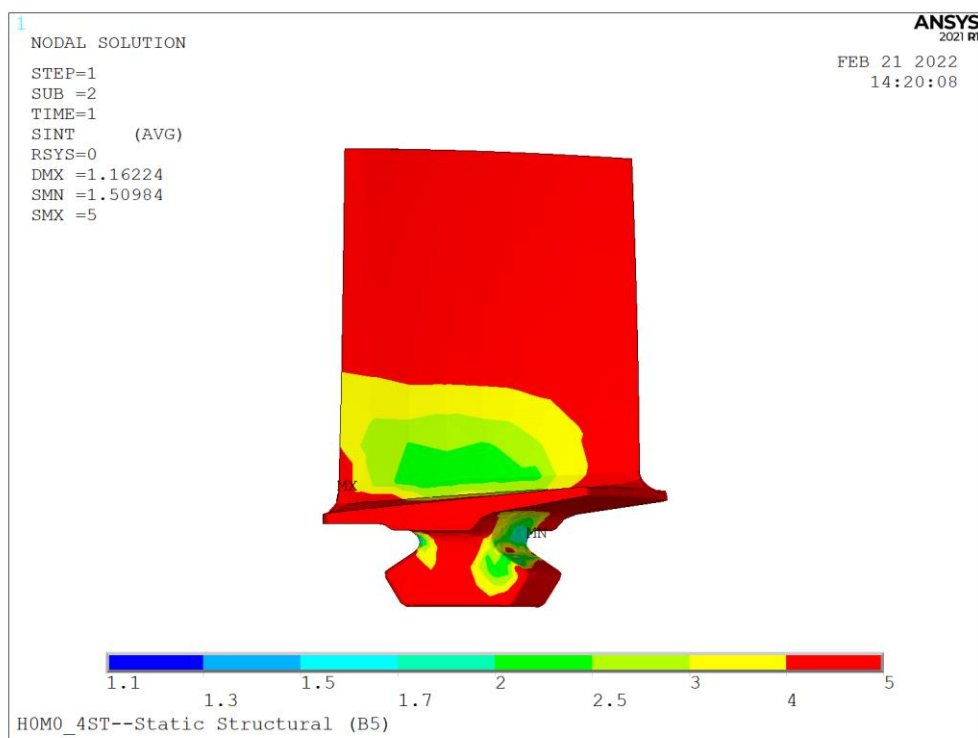


Рисунок 29 – Распределение запасов по пределу прочности σ_v лопатки четвёртой ступени, режим $H=0$ $M=0$

4.6 Расчет пятой ступени КВД

Модель пятой ступени представлена на рисунке 30. Сетка конечных элементов и нагрузки модели – рисунок 31. Размер элемента диска 1 мм, лопатки – 0,5 мм. Количество элементов – 160023; количество узлов – 265127. На рисунке 32 показано распределение температур на режиме H0M0.. На рисунке 33 показано распределение эквивалентных напряжений на режиме H0M0. На рисунках 34-35 показано распределение запасов по пределу прочности на режиме H0M0. Распределение по всем остальным режимам показано в таблице 12.

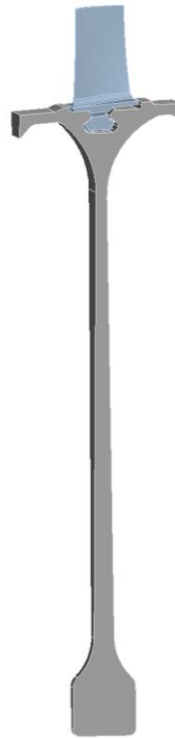


Рисунок 30 – Модель пятой ступени

B: HOMO 5ST
Static Structural
Time: 1 s
24.03.2022 15:06
A Pressure: 0,28746 MPa
B Rotational Velocity:
C Displacement 2
D Displacement

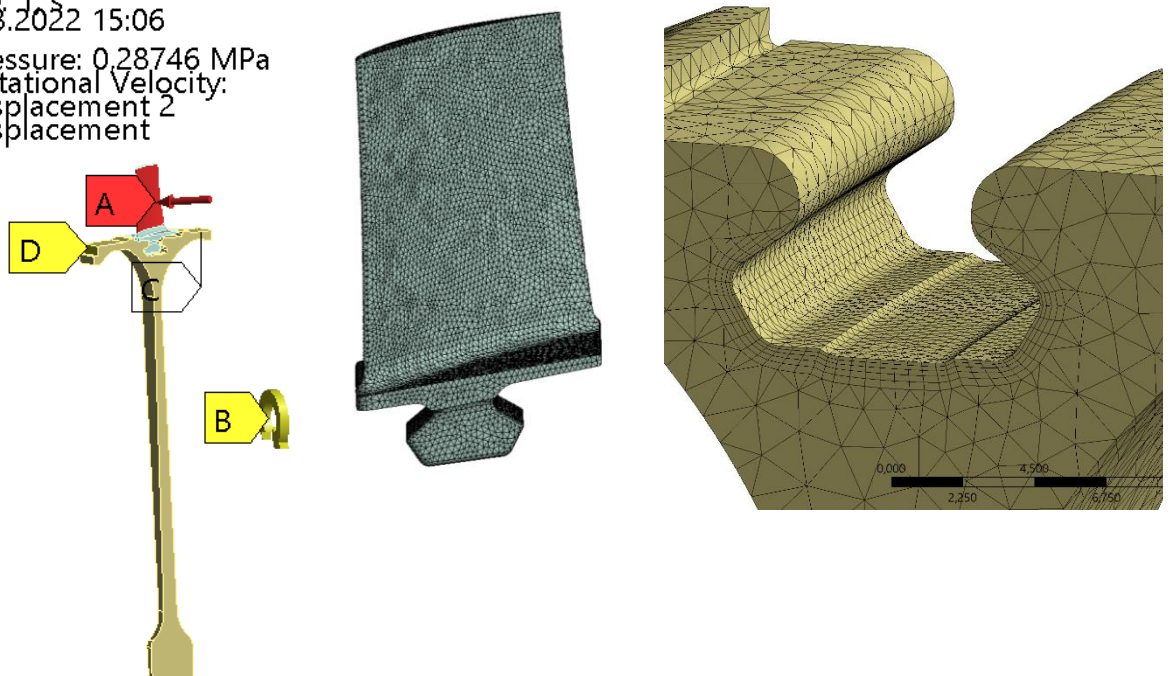


Рисунок 31 – Сетка конечных элементов и нагрузки модели пятой ступени

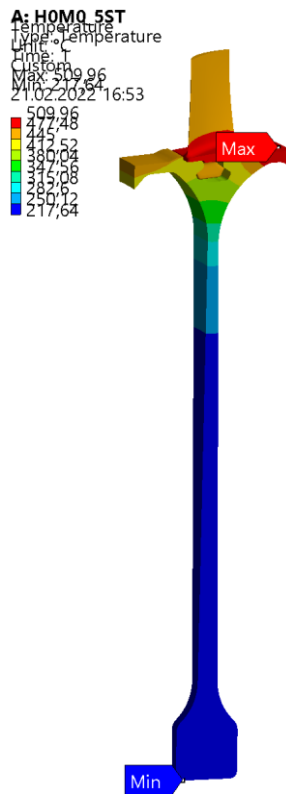


Рисунок 32 – Распределение температур пятой ступени, режим $H=0$ $M=0$, °C

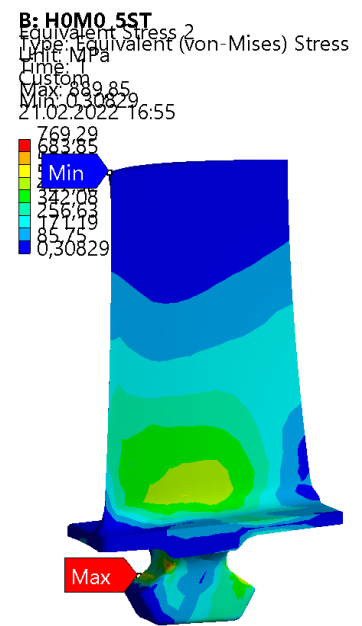
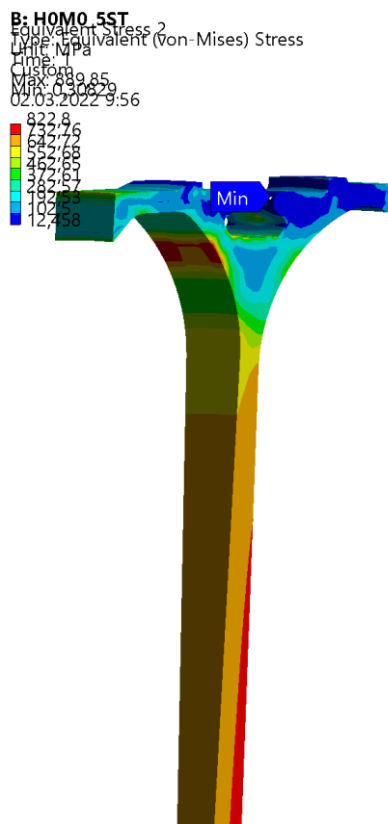
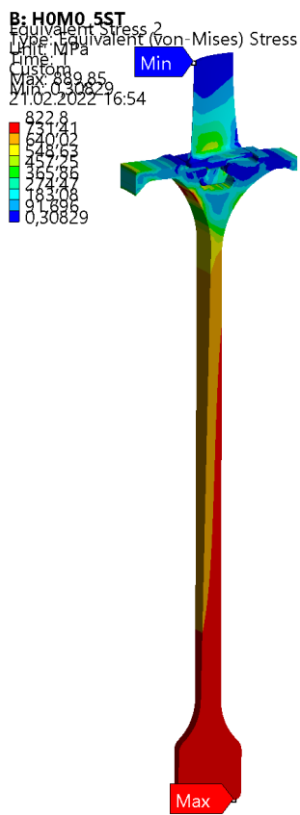


Рисунок 33 – Эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ пятой ступени, режим $H=0$ $M=0$, Мпа

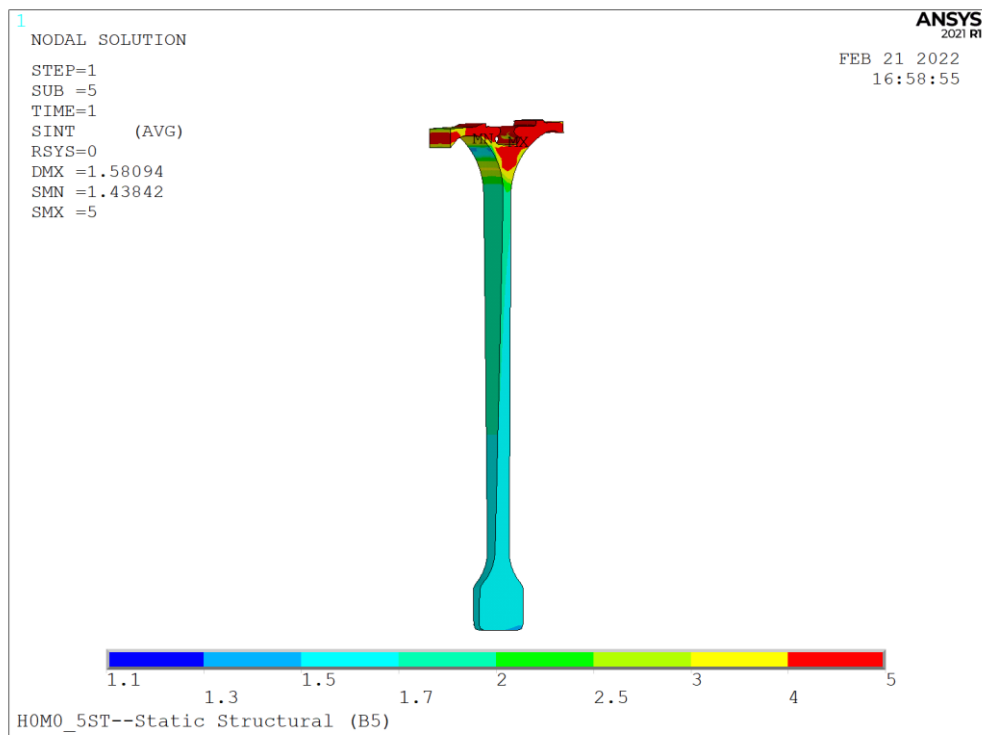


Рисунок 34 – Распределение запасов по пределу прочности σ_B диска пятой ступени, режим $H=0$ $M=0$

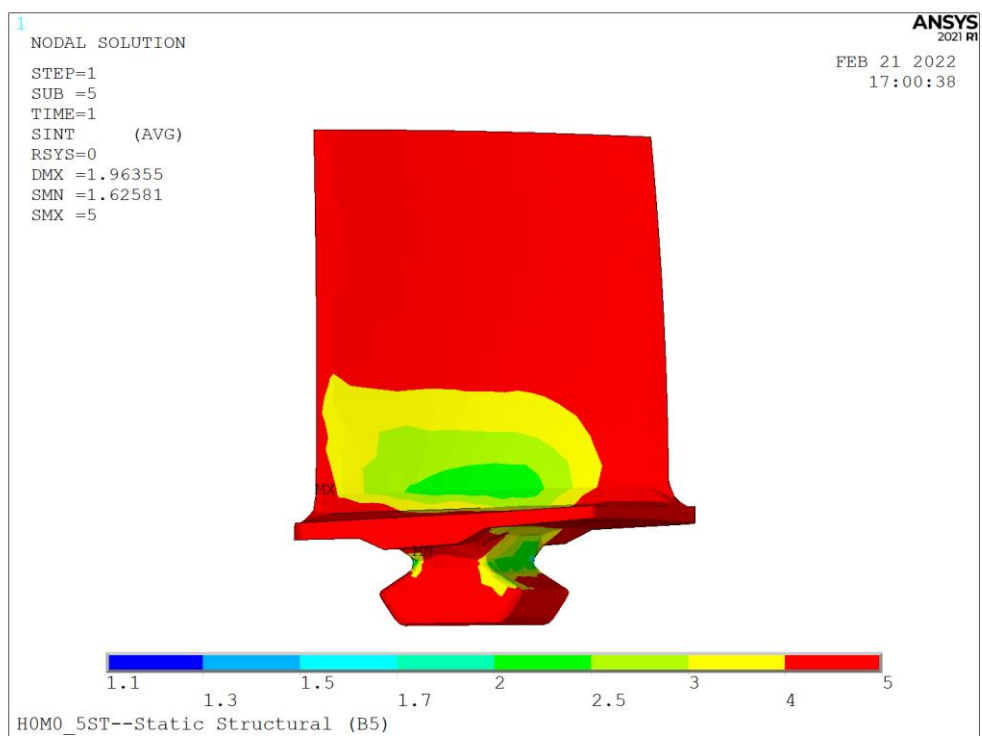


Рисунок 35 – Распределение запасов по пределу прочности σ_B лопатки пятой ступени, режим $H=0$ $M=0$

4.7 Расчет шестой ступени КВД

Модель шестой ступени представлена на рисунке 36. Сетка конечных элементов модели – рисунок 37. Размер элемента диска 1 мм, лопатки – 0,5 мм. Количество элементов – 173140; количество узлов – 279266. На рисунке 38 показано распределение температур на режиме Н0М0. На рисунке 39 показано распределение эквивалентных напряжений на режиме Н0М0. На рисунках 40-41 показано распределение запасов по пределу прочности на режиме Н0М0. Распределение по всем остальным режимам показано в таблице 12.

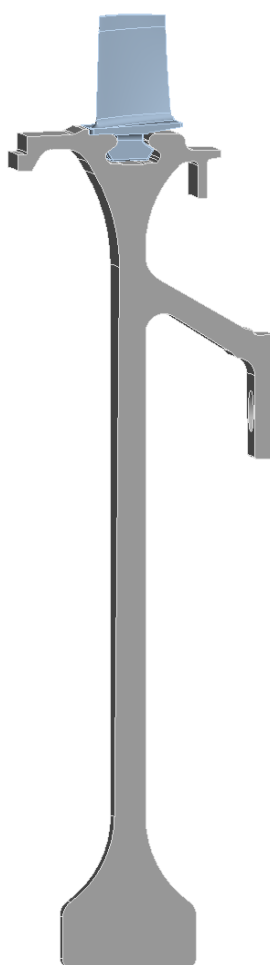


Рисунок 36 – Модель шестой ступени

B: HOMO 6ST
 Static Structural
 Time: 1 s
 24.03.2022 15:15
 A Displacement
 B Displacement 2
 C Pressure: 0.30887 MPa
 D Rotational Velocity:

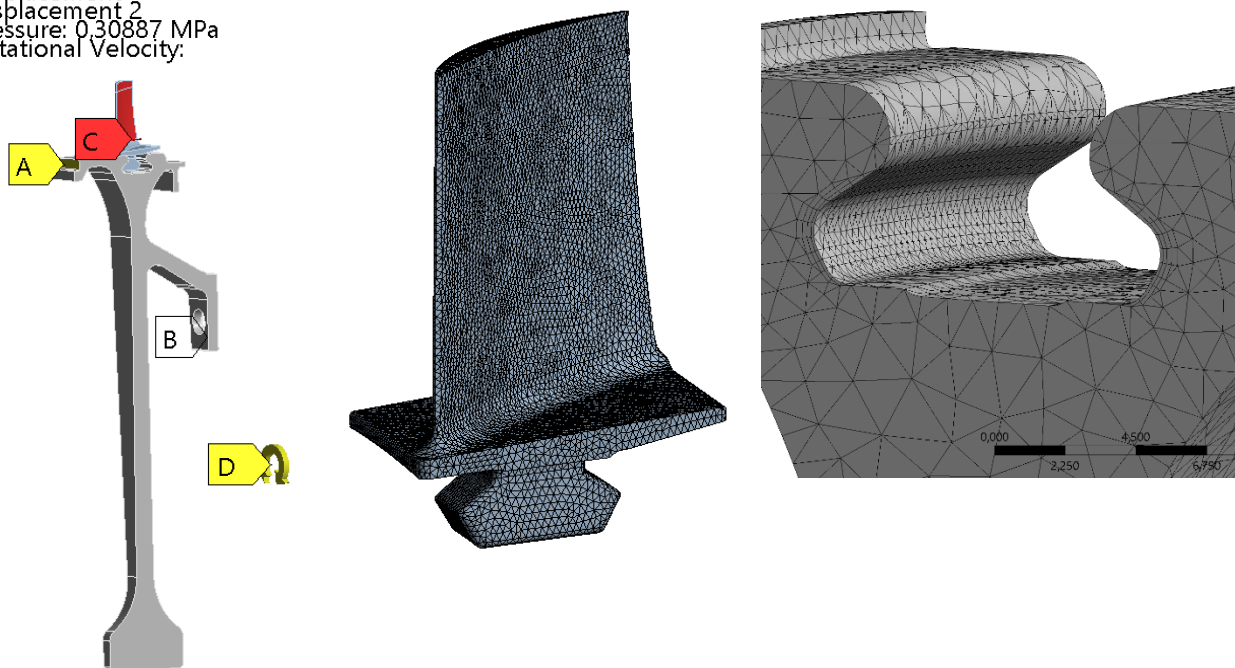


Рисунок 37 – Сетка конечных элементов и нагрузки модели шестой ступени

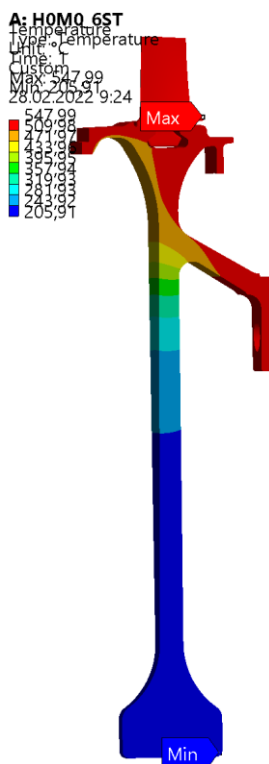


Рисунок 38 – Распределение температур шестой ступени, режим H=0 M=0, °C

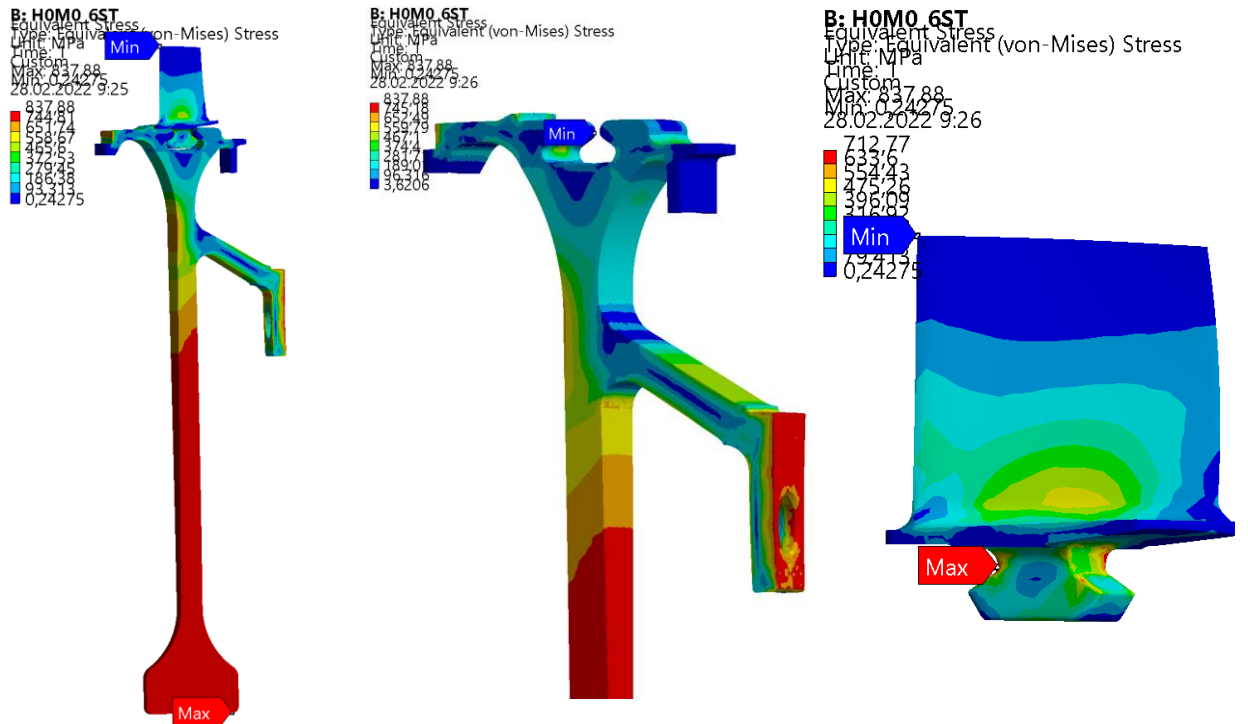


Рисунок 39 – Эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ шестой ступени, режим $H=0$ $M=0$, МПа

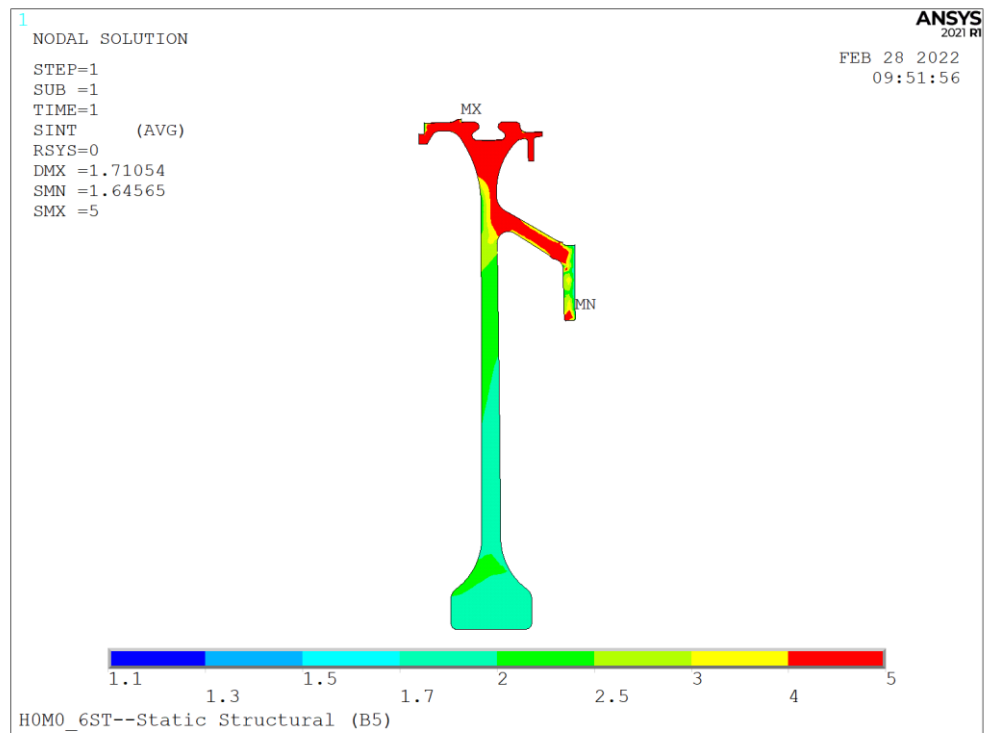


Рисунок 40 – Распределение запасов по пределу прочности $\sigma_{\text{В}}$ диска шестой ступени, режим $H=0$ $M=0$

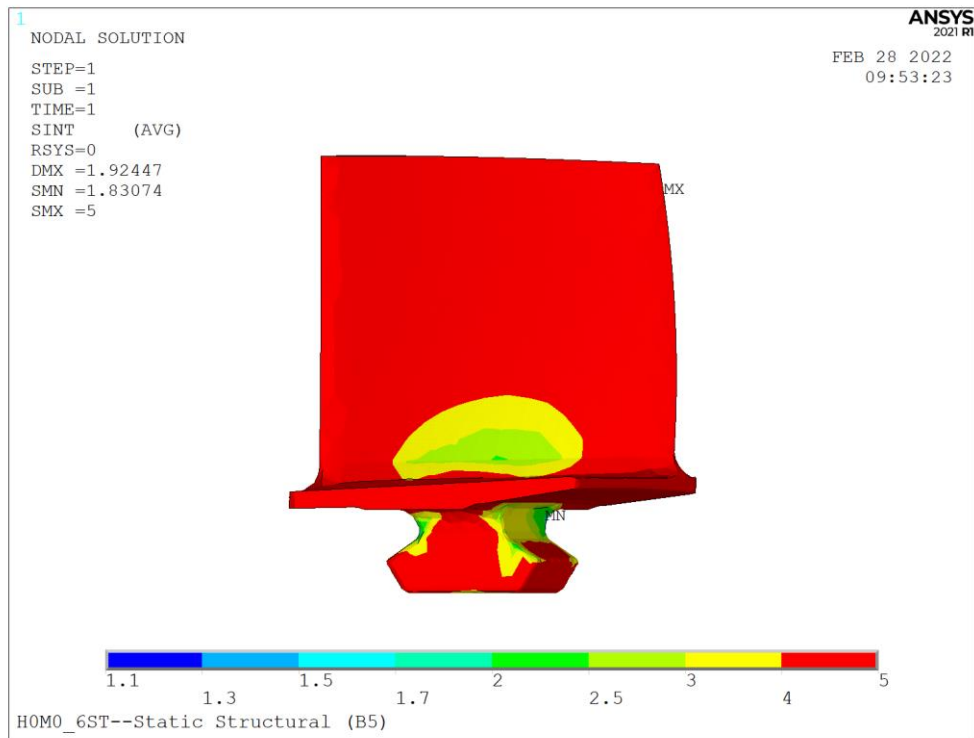


Рисунок 41 – Распределение запасов по пределу прочности σ_B лопатки шестой ступени, режим $N=0$ $M=0$

4.8 Расчет диска лабиринта КВД

Модель диска лабиринта представлена на рисунке 42. Сетка конечных элементов модели – рисунок 43. Размер элемента 1 мм. Количество элементов – 42609; количество узлов – 75215. На рисунке 44 показано распределение температур на режиме НОМ0. На рисунке 45 показано распределение эквивалентных напряжений на режиме НОМ0. На рисунке 46 показано распределение запасов по пределу прочности на режиме НОМ0. Распределение по всем остальным режимам показано в таблице 12.

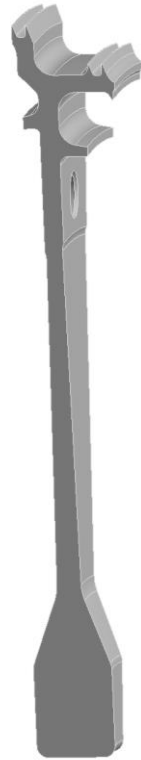


Рисунок 42 – Модель диска лабиринта



B: HOMO DISK LAB
Static Structural
Time: 1 s
24.03.2022 15:25
A Displacement
B Displacement 2
C Rotational Velocity:

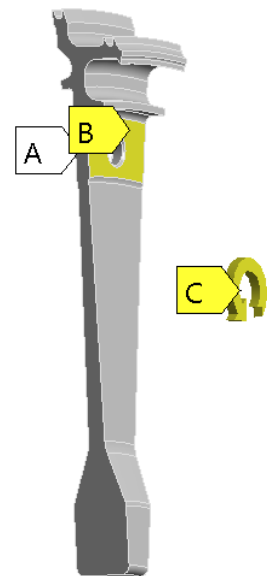


Рисунок 43 – Сетка конечных элементов и нагрузки модели диска лабиринта

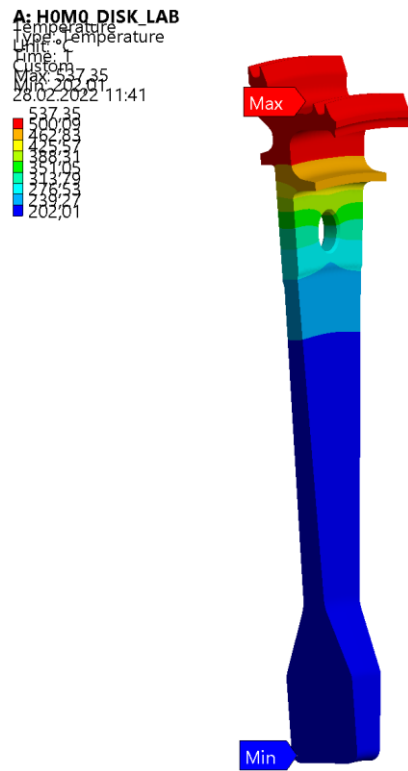


Рисунок 44 – Распределение температур диска лабиринта, режим $H=0$ $M=0$, °C

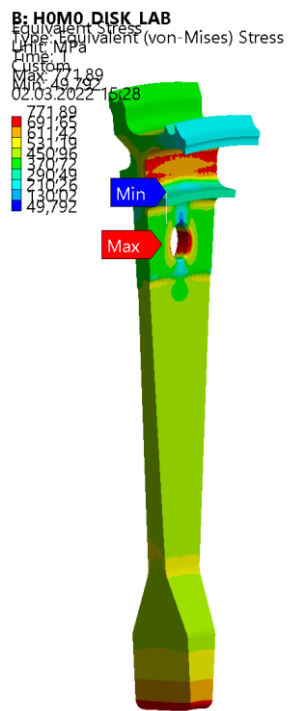


Рисунок 45 – Эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{экв}}$ диска лабиринта, режим $H=0$ $M=0$, МПа

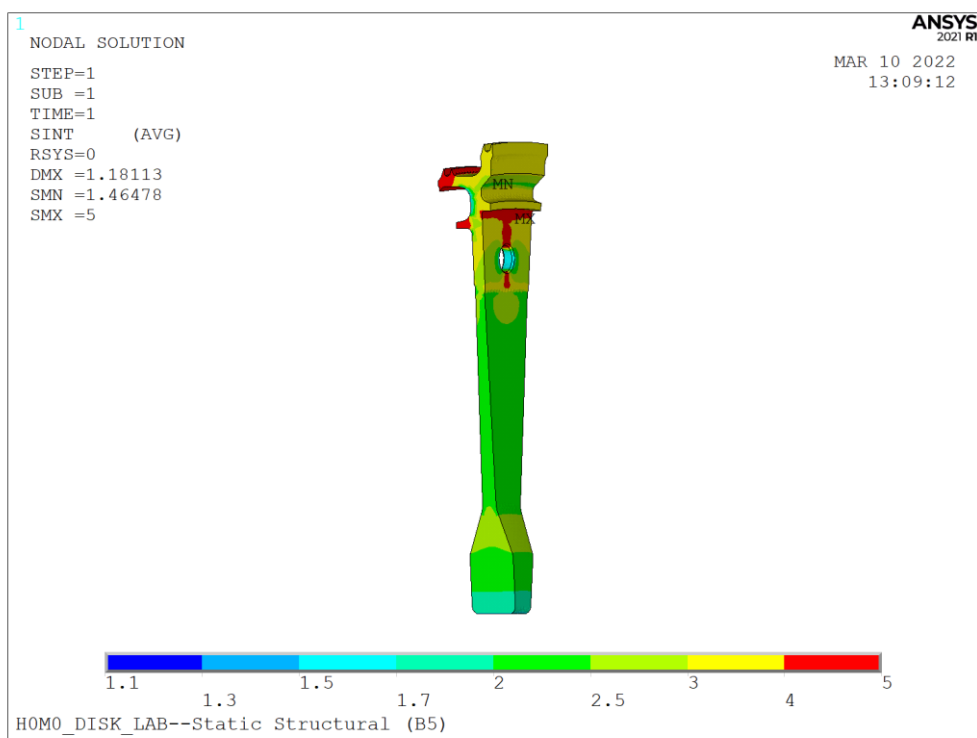


Рисунок 46 – Распределение запасов по пределу прочности σ_B диска лабиринта, режим Н=0 М=0

4.9 Результаты расчета

Определены напряжения и запасы по пределу прочности $\sigma_{\text{длит}}$ дисков, лопаток, вала и цапфы КВД на шести режимах по 3D-модели. Результаты представлены в таблице 12. Все элементы ротора КВД удовлетворяют Нормам прочности.

Таблица 12 – Запасы статической прочности

Ступень	Режим	Ступица	Полотно	Замковые пазы	Лопатка
Первая ступень	Н0 М0	2,70518	3,59605	-	1,71376
	Н0 М1,2	2,44322	3,30847	-	1,51819
	Н11 М0,8	3,93792	5	-	4,45076
	Н11 М1,4	2,56651	3,50004	-	1,7739
	Н13 М2	2,36595	3,15036	-	1,79023
	Н17 М2	2,26413	3,10596	-	2,21269
Вторая ступень	Н0 М0	2,19278	2,98134	-	1,33781
	Н0 М1,2	2,10146	2,9009	-	1,3254
	Н11 М0,8	2,17435	3,04009	-	1,34253
	Н11 М1,4	2,17608	2,99793	-	1,43487
	Н13 М2	2,05003	2,85024	-	1,39514
	Н17 М2	2,05058	2,8623	-	1,47421
Третья ступень	Н0 М0	2,38953	2,83368	-	2,75305
	Н0 М1,2	2,32284	2,66156	-	1,85485
	Н11 М0,8	3,458	4,13062	-	4,46084
	Н11 М1,4	2,3132	2,83942	-	2,66716

	H13 M2	2,21091	2,58254	-	3,20992
	H17 M2	2,18062	2,66101	-	3,89908
Четвертая ступень	H0 M0	1,49362	1,51202	1,5195	1,45252
	H0 M1,2	1,4923	1,49427	1,50239	1,37169
	H11 M0,8	2,04343	2,36603	2,7023	1,93947
	H11 M1,4	1,4969	1,50716	1,61864	1,50528
	H13 M2	1,48976	1,496	1,49966	1,39415
	H17 M2	1,48674	1,49533	1,49554	1,44748
Пятая ступень	H0 M0	1,50566	1,66651	1,78617	1,6169
	H0 M1,2	1,48849	1,6173	1,72467	1,65762
	H11 M0,8	1,37866	2,44586	3,66661	2,04942
	H11 M1,4	1,50113	1,61135	3,81583	1,46972
	H13 M2	1,56324	1,91254	1,49243	1,39699
	H17 M2	1,47557	1,55563	1,33371	1,31737
Шестая ступень	H0 M0	1,9113	1,97942	1,898	1,73199
	H0 M1,2	1,93066	1,92775	1,82915	1,66986
	H11 M0,8	1,87111	2,74733	4,04588	2,584
	H11 M1,4	1,91042	2,00009	2,13672	1,67718
	H13 M2	1,91497	1,92873	1,66044	1,57995
	H17 M2	1,9552	2,31343	1,95175	1,36466

Продолжение таблицы 12

	Режим	Запасы
Диск лабиринта	H0 M0	1,46478
	H0 M1,2	1,34975
	H11 M0,8	1,73688
	H11 M1,4	1,51294
	H13 M2	1,45387
	H17 M2	1,38659

5 Аналитические расчеты деталей ротора

Согласно Нормам ЦИАМ, при проведении 3D-расчётов деталей двигателя методом конечных элементов, необходимо провести аналитический расчёт по упрощенным моделям тех же деталей по методикам соответствующих ОСТов, с целью подтверждения полученных результатов.

5.1 Определение запаса прочности дисков по меридианальному и цилиндрическому сечению

Одной из основных оценок прочности диска является запас по разрушающим оборотам. Так же ее называют предварительной оценкой прочности диска.

Для удовлетворительно работающих дисков запас по разрушающим оборотам (разрушение по меридианальному сечению) $k_{в1} = 1,4 \div 1,6$.

Минимальное значение запаса по разрушающим оборотам при разрушении по цилиндрическому сечению $k_{в2} = 1,35 \div 1,6$.

При экспериментальном определении запасов прочности при условиях, близких к рабочим, должно быть $k_{в} > 1,2 \div 1,3$.

5.1.1 Запас по меридианальному сечению

При приближенном определении разрушающих оборотов исходят из предположения, что в момент разрушения во всех точках диска $\sigma_{\theta}(r) = \sigma_{в}(r)$., т.е. окружное направление равно пределу прочности материала на данном радиусе. Разрушение происходит по меридианальному сечению.

Величина $\sigma_{в}$ в общем случае изменяется по радиусу вследствие неравномерного распределения температуры.

Значение $k_{в}$ может быть найдено из рассмотрения условия равновесия половины диска в момент, непосредственно предшествующий разрушению (рис. 57).

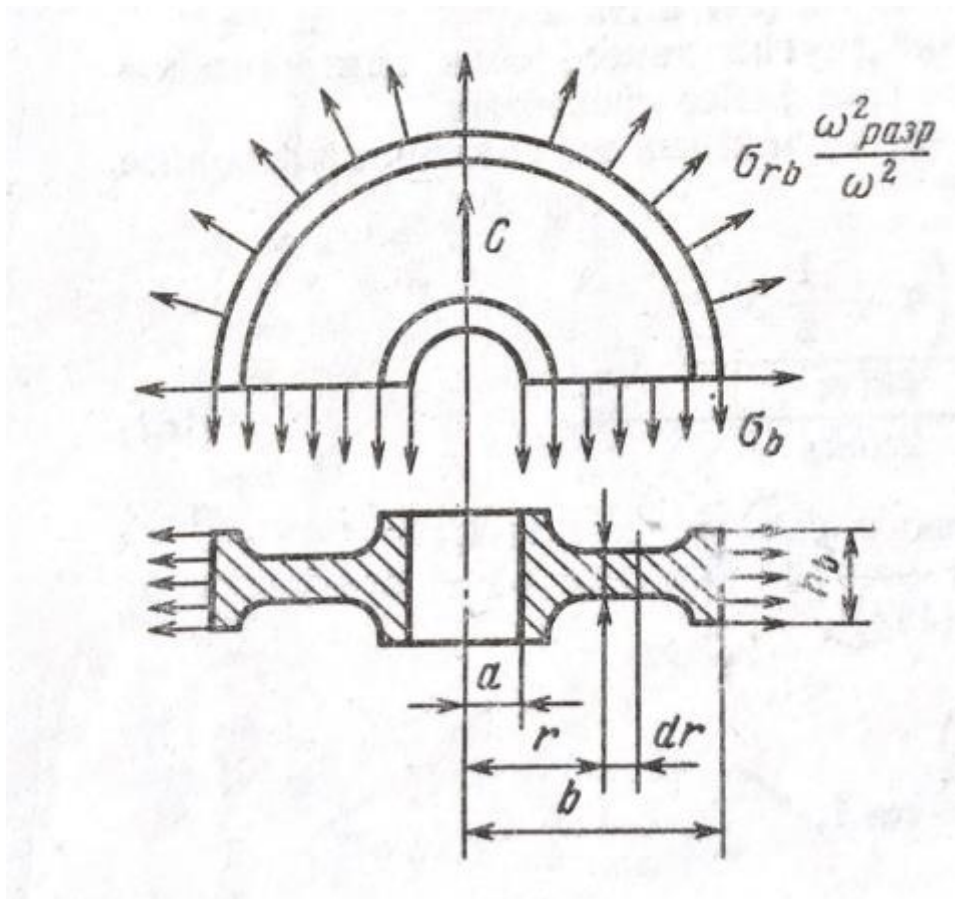


Рисунок 57 – К определению запаса прочности по разрушающим оборотам

В этот момент радиальное напряжение на ободе $\sigma_{rb}^* = \sigma_{rb} \frac{\omega_{разр}^2}{\omega^2}$, где σ_{rb} – радиальное напряжение на ободе при расчётной угловой скорости. Напряжениями на внутреннем корпусе ($r=a$) можно пренебречь, так как давление напрессовки, если оно и было в рабочих условиях, к моменту разрушения исчезнет совсем из-за больших радиальных перемещений ступицы диска. Центробежная сила собственно масс диска выражается для половины диска следующим образом:

$$C = 2 \cdot \rho \cdot \omega_{разр}^2 \cdot J,$$

где $J = \int_a^b r^2 \cdot h \cdot dr$ – момент инерции половины меридианального сечения диска относительно оси вращения.

Проектируя все силы на вертикальное направление, найдём

$$2\sigma_{rb} \frac{\omega_{разр}^2}{\omega^2} b h_b + 2\rho\omega_{разр}^2 J = 2 \int_a^b \sigma_v h dr,$$

откуда

$$k_{B1} = \frac{\omega_{\text{разр}}}{\omega} = \sqrt{\frac{\int_a^b \sigma_B h dr}{\sigma_{rb} b h_b + \rho \omega_{\text{разр}}^2 J}}$$

Если величина σ_B одинакова для всех радиусов, то

$$\int_a^b \sigma_B h dr = \sigma_B \int_a^b h dr = \sigma_B F,$$

где F – площадь половины меридианального сечения диска.

В этом случае

$$k_{B1} = \sqrt{\frac{\sigma_B F}{\sigma_{rb} b h_b + \rho \omega_{\text{разр}}^2 J}}$$

Как видно из формулы, для увеличения прочности диска необходимо увеличивать толщину в области ступицы диска, так как при этом момент инерции возрастает медленнее, чем площадь сечения.

Для дисков, работающих при высоких температурах, под σ_B следует понимать предел длительной прочности материала (при заданном ресурсе работы).

5.1.2 Запас по цилиндрическому сечению

Кроме разрыва по меридианальному сечению возможно разрушение по цилиндрической поверхности и частично в меридианальной плоскости. Такому разрушению способствуют отверстия в полотне диска или местное утонение.

Рассмотрим предельное равновесие при разрушении по цилиндрическому сечению радиуса r^* (рис. 58) Допустим, для общности, что на этом радиусе находятся центры отверстий диаметра d .

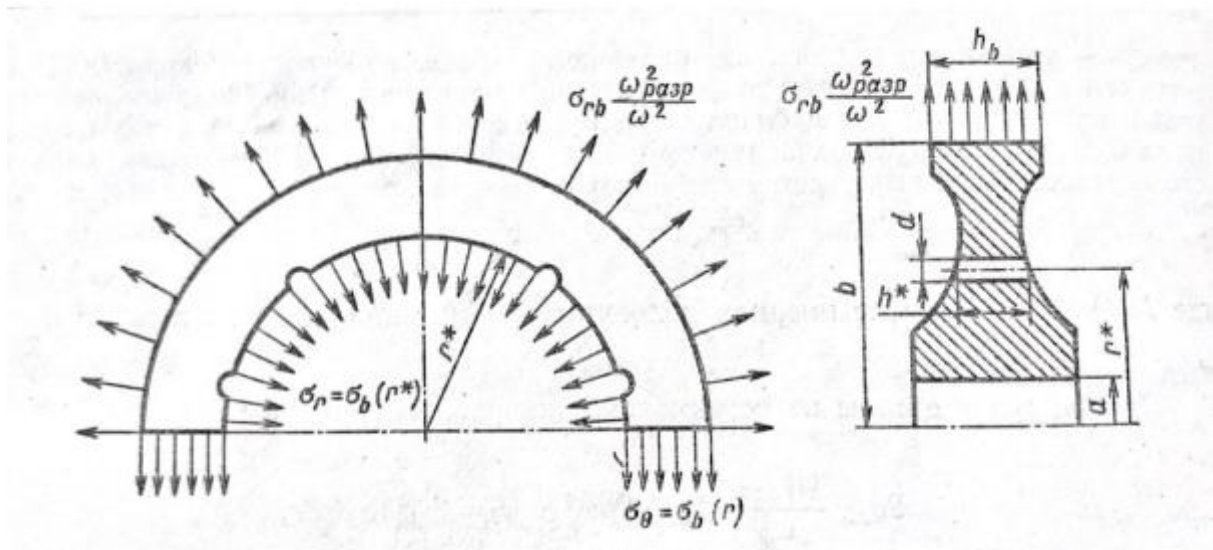


Рисунок 58 – К определению запаса прочности по разрушающим оборотам при разрушении по цилиндрическому сечению

По всей поверхности разрушения действующие напряжения считают равными пределу прочности материала.

Рассматривая равновесие сил в вертикальном направлении, можно записать

$$2\sigma_{rb} \frac{\omega_{разр}^2}{\omega} bh_b + 2\rho\omega_{разр}^2 J_* = 2 \int_{r^*}^b \sigma_b(r) h dr + 2\sigma_b(r^*) r^* h^* \left(1 - \frac{zd}{2\pi r^*}\right),$$

где

$$J_* = \int_{r^*}^b hr^2 dr.$$

Из условия равновесия получают

$$k_{в2}(r^*) = \frac{\omega_{разр}}{\omega} = \sqrt{\frac{\int_{r^*}^b \sigma_b(r) h dr + \sigma_b(r^*) r^* h^* \left(1 - \frac{zd}{2\pi r^*}\right)}{\sigma_{rb} bh_b + \rho\omega_{разр}^2 J_*}}.$$

Расчёт проводится для различных радиусов r^* и для оценки прочности принимают минимальное значение $k_{в2}$.

Если на рассматриваемом радиусе отверстий не имеется, то $k_{в2}(a) = k_{в1}$, так как цилиндрическая поверхность радиуса a свободна от напряжений. Обычно минимальный запас по цилиндрическому сечению получается в подобной части полотна диска.

5.1.3 Расчет запасов по разрушающей частоте вращения дисков

Исходные данные для расчёта приведены в таблице 13.

Таблица 13 – Исходные данные для расчёта

	Диск 1 ступени	Диск 2 ступени	Диск 3 ступени	Диск 4 ступени	Диск 5 ступени	Диск 6 ступени	Диск лабиринта
Материал диска	ВТ25У	ВТ25У	ВЖ172	ВЖ172	ВЖ172	ВЖ172	ВЖ172
Плотность материала диска, кг/м ³	4620	4620	8327	8327	8327	8327	8327
Масса лопатки, кг	0,014684	0,010454	0,0079229	0,02034	0,01327	0,01408	-
Количество лопаток, шт	61	73	83	91	97	83	-
Центр тяжести лопатки, мм	235	237	243	247	249	253	-
Масса болта, кг	-	-	-	0,01488		0,01488	-
Количество болтов, шт	-	-	-	36		36	-
Центр тяжести болта, мм	-	-	-	201		178	-

Запас прочности по разрушающим оборотам по меридиональному сечению $k_{в1}$ определяется по формуле:

$$k_{в1} = \sqrt{\frac{\sum \sigma_{вi} \cdot F_i}{\frac{P}{2\pi} + \rho \cdot \omega^2 \cdot J \cdot 10^{-4}}},$$

где $\sigma_{вi}$ – предел прочности материала на каждом участке, кг/мм²;

F_i – площадь каждого участка половины меридионального сечения диска, мм²;

P – центробежная сила, действующая на лопатку, Н;

ρ – плотность материала диска, кг/мм³;

ω – угловая скорость, рад · с;

J – момент инерции половины меридионального сечения диска, кг · мм².

Центробежную силу, действующую на лопатку, определяем по формуле:

$$P = m \cdot r_{ц.т.} \cdot \omega^2 \cdot z \cdot 10^{-4},$$

где m – масса лопатки, кг;

$r_{ц.т.}$ – центр тяжести лопатки, мм;

ω – угловая скорость, рад \times с; z – количество лопаток на диске, шт.

Момент инерции половины меридианного сечения найдем по формуле:

$$J = \sum S_i \times r_i^2 ,$$

где S_i – площадь отсеченной части;

r_i – радиус до центра тяжести каждого участка.

Распределение температур по диску было взято из теплового расчёта, представленного в разделе 4.

Максимальные допустимые напряжения σ_B для дисков, выполненных, из материала ВТ25У и ВЖ172 взяты согласно таблице 14 и таблице 15 соответственно.

Таблица 14 – Зависимость σ_B от температуры для материала ВТ25У

t, C°	σ_{Bi} , кг/м ³
20	117
300	101
400	94
500	87
600	80

Таблица 15 – Зависимость σ_B от температуры для материала ВЖ172

t, C°	σ_{Bi} , кг/м ³
20	153
450	143,4
600	140
650	129
700	118
750	94,9

Запас прочности по разрушающим оборотам по меридиональному сечению k_{B2} определяется по формуле:

$$k_{B2} = \sqrt{\frac{F_{от} \times \sigma_{Bi} + \sigma_{Bi} \times h_i \times r_{i от}}{\frac{P}{2 \times \pi} + \rho \times \omega^2 \times J_{от} \times 10^{-4}}}$$

где σ_{Bi} – предел прочности материала на каждом участке, кг/мм²;

$F_{от}$ – площадь отсеченной части, мм²;

h_i – средняя ширина каждого участка, мм;

$r_{i \text{от}}$ – радиус до центра тяжести каждого отсеченного участка, мм;

P – центробежная сила, действующая на лопатку, Н;

ρ – плотность материала диска, кг/мм³;

ω – угловая скорость, рад × с;

$J_{\text{от}}$ – момент инерции отсеченной площади, кг × мм².

Для расчёта диски были разбиты на участки в 10 мм, разбиение представлено на рисунках 59-66.

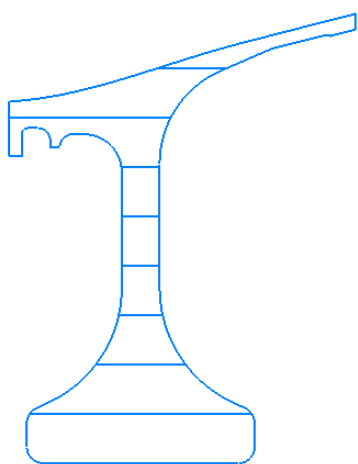


Рисунок 59 – Диск первой ступени

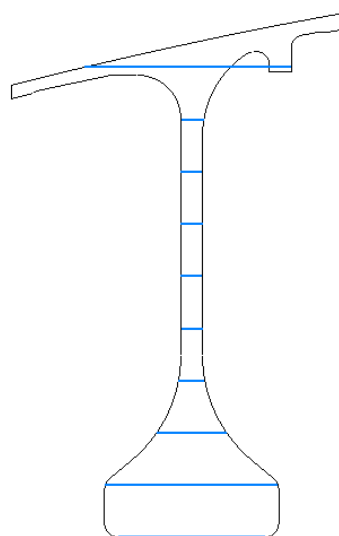


Рисунок 60 – Диск второй ступени

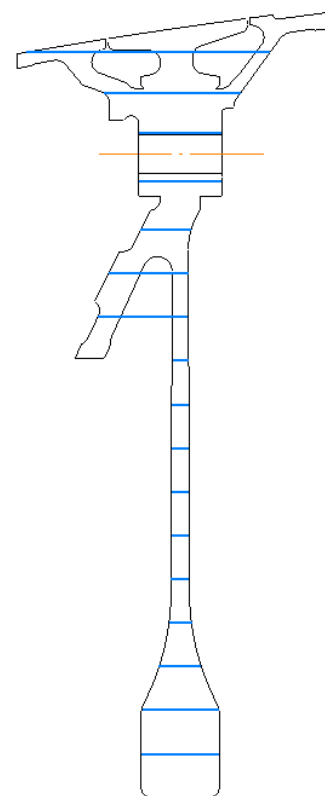


Рисунок 62 – Диск третьей ступени

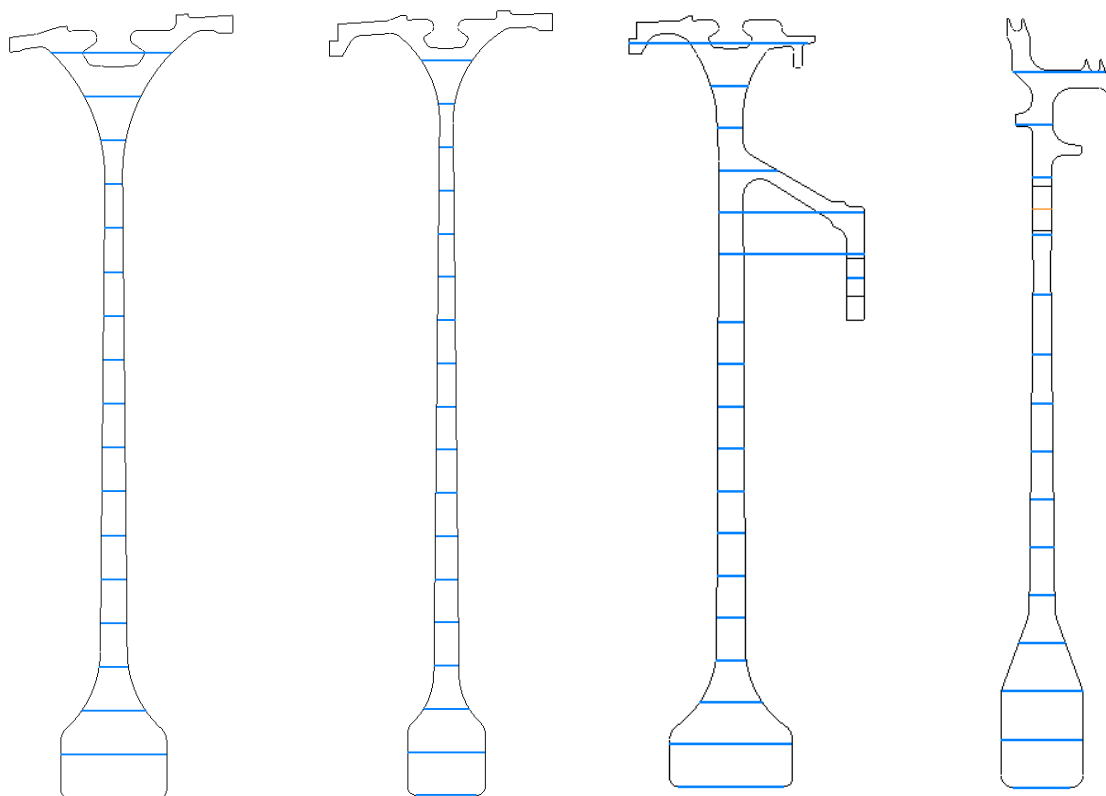


Рисунок 63 – Диск четвертой ступени

Рисунок 64 – Диск пятой ступени

Рисунок 65 – Диск шестой ступени

Рисунок 66 – Диск лабиринта

Результаты расчётов запасов по разрушающим оборотам по меридиональному и по цилиндрическому сечению для дисков представлены в таблице 16.

Программа для расчёта 1ого диска на режиме Н0 М0 представлена в приложении А.

Таблица 16 – Результаты расчёта запаса по разрушающим оборотам на всех режимах для дисков КВД

Диск	Режим	$k_{в1}$	$k_{в2}$ (Минимальное значение)
Первый диск	Н0 М0	1,56	2,28
	Н0 М1,2	1,51	2,2
	Н11 М0,8	1,6	2,5
	Н11 М1,4	1,7	2,6
	Н13 М2	1,47	2,15
	Н17 М2	1,47	2,14
Второй диск	Н0 М0	1,58	1,91
	Н0 М1,2	1,52	1,84
	Н11 М0,8	1,58	1,95
	Н11 М1,4	1,64	2,01
	Н13 М2	1,48	1,79
	Н17 М2	1,48	1,79

Третий диск	H0 M0	1,54	1,59
	H0 M1,2	1,48	1,53
	H11 M0,8	1,5	1,7
	H11 M1,4	1,67	1,75
	H13 M2	1,44	1,49
	H17 M2	1,44	1,49
Четвертый диск	H0 M0	1,52	1,56
	H0 M1,2	1,5	1,54
	H11 M0,8	1,65	1,74
	H11 M1,4	1,51	1,91
	H13 M2	1,47	1,51
	H17 M2	1,47	1,51
Пятый диск	H0 M0	1,52	1,58
	H0 M1,2	1,49	1,56
	H11 M0,8	1,52	1,62
	H11 M1,4	1,61	1,72
	H13 M2	1,46	1,53
	H17 M2	1,46	1,53
Шестой диск	H0 M0	1,54	1,58
	H0 M1,2	1,51	1,56
	H11 M0,8	1,55	1,67
	H11 M1,4	1,65	1,74
	H13 M2	1,48	1,53
	H17 M2	1,48	1,53
Диск лабиринта	H0 M0	1,89	2,01
	H0 M1,2	1,86	1,98
	H11 M0,8	1,89	2,1
	H11 M1,4	1,91	2,08
	H13 M2	1,82	1,96
	H17 M2	1,83	1,95

Запасы $k_{в1}$ и $k_{в2}$ для дисков КВД удовлетворяют требованиям Норм прочности.

5.2 Расчёт на прочность хвостовиков рабочих лопаток и замковых выступов дисков

На рисунке 67 приведена схема для расчёта хвостовика лопатки и замкового выступа диска аналитическим методом.

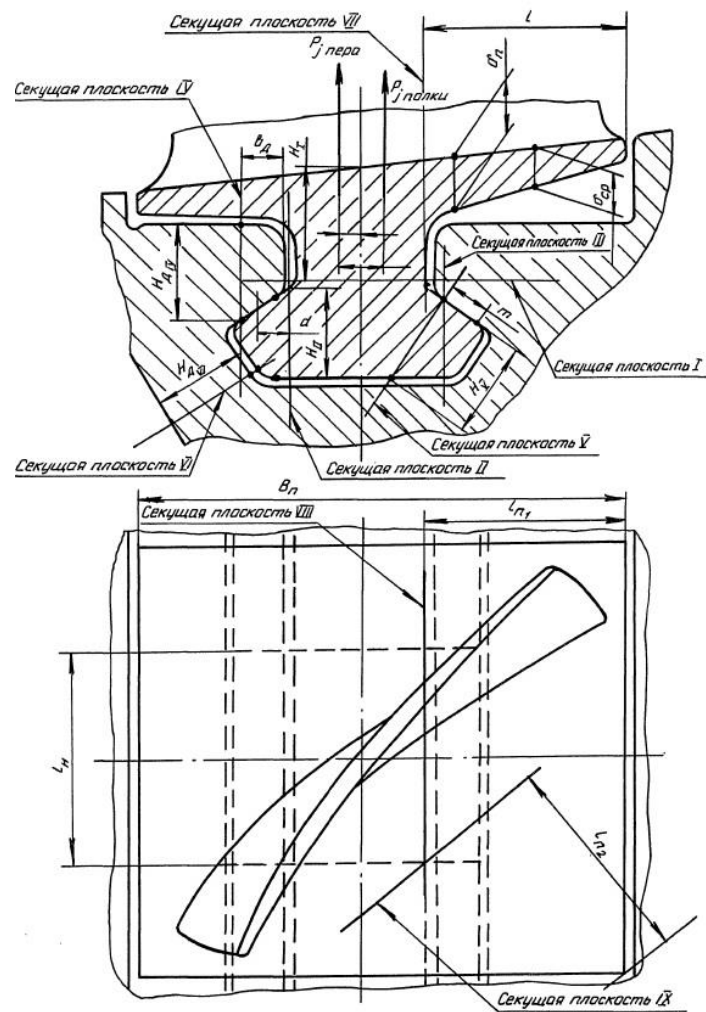


Рисунок 67 – Схема для расчёта хвостовика лопатки и замкового выступа диска аналитическим методом

На рисунке 68 приведена схема сечения I хвостовика лопатки.

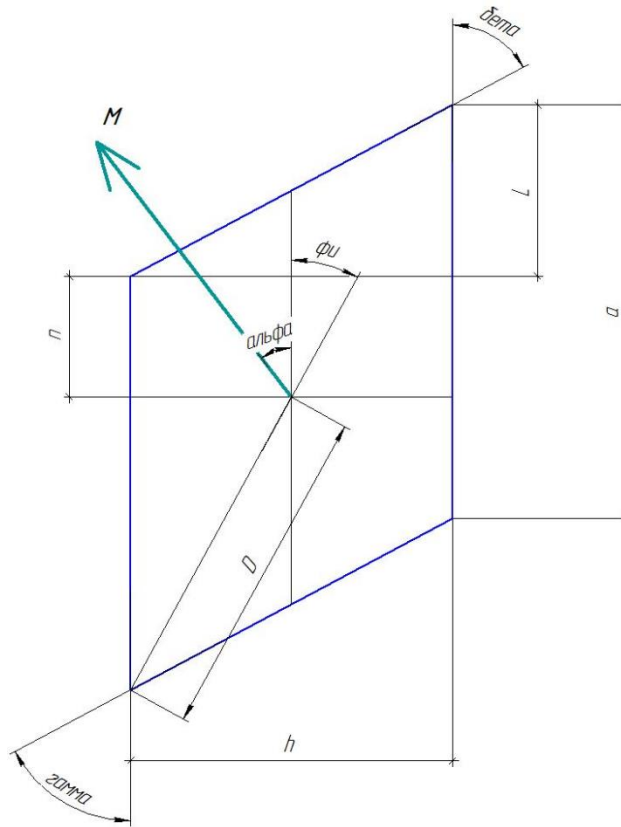


Рисунок 68 – Сечение I хвостовика лопатки

В соединении хвостовика лопатки и диска были определены:

1. Напряжение растяжения в секущей плоскости I ножки хвостовика лопатки, Н/мм²

$$\sigma_{PI} = \frac{P_{jпннI}}{l_H B_H},$$

где $P_{jпннI}$ – центробежная сила пера, полки и ножки хвостовика, Н;

l_H – длина ножки хвостовика в окружном направлении, мм;

B_H – ширина ножки хвостовика в направлении оси компрессора, мм;

2. Напряжение изгиба в секущей плоскости I ножки хвостовика лопатки, Н/мм²

$$\sigma_{UXI} = \frac{(M_{X_I}^{\Sigma} + P_a^{\Sigma} H_I) G}{l_H B_H^2},$$

$$\sigma_{UYI} = \frac{(M_{Y_I}^{\Sigma} + P_u^{\Sigma} H_I) G}{l_H^2 B_H},$$

где $M_{X_I}^{\Sigma}$ и $M_{Y_I}^{\Sigma}$ – суммарные изгибающие моменты в секущей плоскости I, Н · м;

H_I – расстояние от корневого сечения пера лопатки до секущей плоскости I по вертикальной осевой линии, мм;

P_a^Σ, P_u^Σ – суммарные газовые силы, действующие на перо лопатки в осевом и окружном направлении, Н;

$M_{X_I}^\Sigma$ – изгибающий момент от центробежных сил вызванный смещением элемента соединения в осевом направлении, Н · м;

l_H – длина ножки хвостовика в окружном направлении, мм;

3. Суммарные напряжения в секущей плоскости I ножки хвостовика и запас прочности по формулам

$$\sigma_I^\Sigma = \sigma_{PI} + \sigma_{UX_I} + \sigma_{UY_I},$$

$$K_{m_I} = \frac{\sigma_{дл.л}}{\sigma_I^\Sigma},$$

где $\sigma_{дл.л}$ – предел длительной прочности материала лопатки, Н/мм²;

K_{m_I} – запас прочности;

4. Напряжение изгиба в секущей плоскости II элемента соединения хвостовика лопатки и запас прочности по формулам

$$\sigma_{U_{II}} = \frac{P_{jл} d}{\frac{2}{l_H H_I^2}},$$

где d – расстояние от секущей плоскости II до центра рабочей поверхности элемента соединения, мм;

$P_{jл}$ – центробежная сила лопатки, Н;

l_H – длина ножки хвостовика в окружном направлении, мм;

$$K_{m_{II}} = \frac{\sigma_{дл.л}}{\sigma_{U_{II}}};$$

где $K_{m_{II}}$ – запас прочности;

5. Напряжение среза в секущей плоскости III элемента соединения хвостовика лопатки и запас прочности по формулам

$$\tau_{срIII} = \frac{P_{jл}}{2l_H H_{III}},$$

$$K_{мл}(\tau) = 0,6 \frac{\sigma_{дл.л}}{\tau_{срIII}};$$

где $K_{мл}(\tau)$ - запас прочности;

$P_{jл}$ – центробежная сила лопатки, Н;

6. Напряжение среза в секущей плоскости IV замкового выступа диска и запас прочности по формулам

$$\tau_{срIV} = \frac{P_{jл}}{2F_{ср.д.}},$$

$$K_{мд}(\tau) = 0,6 \frac{\sigma_{дл.д}}{\tau_{срIV}}.$$

где $F_{ср.д.}$ – площадь выступа диска, мм²;

$P_{jл}$ – центробежная сила лопатки, Н;

$\sigma_{дл.д}$ – предел длительной прочности материала диска, Н/мм²;

где $K_{мд}(\tau)$ – запас прочности;

7. Напряжение смятия на контактных поверхностях элемента соединения хвостовика от действия центробежной силы лопатки запас по смятию по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{P_{jл}}{2ml_{н.см} \sin 55^\circ},$$

$$K_m(\sigma_{см}) = \frac{\sigma_{дл.д}}{\tau_{срIV}}$$

где $l_{н.см}$ – длина площадки смятия в окружном направлении, мм;

$K_m(\sigma_{см})$ - запас прочности;

$P_{jл}$ – центробежная сила лопатки, Н;

В таблицах 17 - 19 указаны основные запасы прочности хвостовика лопатки и замкового выступа диска 4, 5 и 6 ступени.

Таблица 17 – Результаты расчёта для 4 ступени

	Н0 М0	Н0 М1,2	Н11 М0,8	Н11 М1,4	Н13 М2	Н17 М2
Запас прочности K_{m_I}	3,36	3,84	5,16	3,31	3,13	2,85
Запас прочности $K_{m_{II}}$	3,14	3,12	5,52	3,37	3,11	3,01
Запас прочности $K_{m_{л}}(\tau)$	3,31	3,28	5,83	3,55	3,29	3,19
Запас прочности $K_{m_{д}}(\tau)$	4,34	4,03	6,75	4,49	3,88	3,53
Запас прочности $K_m(\sigma_{св})$	1,92	1,83	2,89	1,98	1,82	1,81

Таблица 18 – Результаты расчёта для 5 ступени

	Н0 М0	Н0 М1,2	Н11 М0,8	Н11 М1,4	Н13 М2	Н17 М2
Запас прочности K_{m_I}	4,67	4,34	5,04	4,66	4,20	3,66
Запас прочности $K_{m_{II}}$	4,15	3,98	4,43	4,19	3,69	3,36
Запас прочности $K_{m_{л}}(\tau)$	4,11	3,94	4,39	4,16	3,67	3,33
Запас прочности $K_{m_{д}}(\tau)$	4,42	4,33	4,59	4,21	3,59	3,27
Запас прочности $K_m(\sigma_{св})$	2,32	2,23	2,26	2,41	2,15	2,14

Таблица 19 – Результаты расчёта для 6 ступени

	Н0 М0	Н0 М1,2	Н11 М0,8	Н11 М1,4	Н13 М2	Н17 М2
Запас прочности K_{m_I}	6,93	6,27	9,51	6,65	5,84	5,01
Запас прочности $K_{m_{II}}$	4,39	3,98	5,94	4,22	3,71	3,18
Запас прочности $K_{m_{л}}(\tau)$	5,03	4,56	6,81	4,83	4,25	3,65
Запас прочности $K_{m_{д}}(\tau)$	5,24	4,75	9,95	5,04	4,48	4,04
Запас прочности $K_m(\sigma_{св})$	3,41	3,21	5,15	3,53	3,11	3,10

Выводы

1. Предложена методика расчёта узлов ГТД на статическую прочность, позволяющая проводить расчёты сложных конструкторских узлов на обычном ПК, не прибегая к вычислительным кластерам, проводить вариационные расчёты, внося корректировки, снизить общие трудозатраты и расчётное время.
2. Методика предполагает двухэтапное решение общей задачи о напряженно-деформированном состоянии конструкторских узлов. Первый этап – деформационное состояние узлов. Второй этап – прочностной расчёт с граничными условиями из первого этапа.
3. В процессе расчётов по критериям прочности уточнена компоновка КВД. Для выбранной компоновки на шести основных режимах работы определены деформационное состояние компрессора, эквивалентные напряжения, а также запасы по длительной прочности основных деталей.
4. При проведении аналитических расчётов по упрощенным моделям тех же деталей по методикам соответствующих ОСТов, получены результаты схожи, с расчётами методом конечных элементов, что подтверждает данную методику.

Список литературы

1. Федорченко, Д. Г. Моделирование реальных условий нагружения при проектировании высокоресурсных турбомашин с использованием моделей высокого уровня / Д. Г. Федорченко // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2014. – № 6(89). – С. 78-86.
2. Биргер И.А. Расчёт на прочность деталей машин / И.А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. — 1979: Москва "Машиностроение", 1979. — 702 с.
3. Кишкин С.Т. Авиационные материалы. Том 3. Жаропрочные стали и сплавы. Сплавы на основе тугоплавких материалов. / С.Т. Кишкин, Е.Б. Качанов, И.П. Булыгин. — 1989: ОНТИ, 1989. — 245 с.
4. Климов В.Н., Козлов Д.М. Современные авиационные конструкционные сплавы / В.Н. Климов, Д.М. Козлов. – Самара: Изд-во Самарского университета, 2017. - 40с.
5. Кишкин С.Т. Авиационные материалы. Том 5. Магниево-титановые сплавы. / С.Т. Кишкин, Е.Б. Качанов, И.П. Булыгин. — 1989: ОНТИ, 1989. — 585 с.
6. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели конструкция и расчёт деталей. / Г.А. Скубачевский. – Москва: Изд-во «Машиностроение», 1969. –с.88-397.
7. ОСТ 1 00105-83. Авиационный стандарт. Резьба метрическая с увеличенной закругленной формой впадины для диаметров от 1 до 200 мм. Основные размеры и допуски. – 32 с.
8. ОСТ 1 02683-89. Отраслевой стандарт. Хвостовик рабочей лопатки компрессора. Общие требования. – 12с.
9. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. /И.А. Биргер, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1990. – 368с.: ил.
10. Бернштейн М.Л., Займовский В.А. Механические свойства металлов. / М.Л.Бернштейн, В.А. Займовский. – М.: Металлургия, 1979. – 254с.
11. Старцев Н.И. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей и приводов энергетических установок: учеб. / Н.И. Старцев. – М: Изд-во Двигатель, 2018. – 288с.: ил.
12. Кулагин И.И. Теория авиационных двигателей. / И.И. Кулагин. – М.: Государственное издательство оборонной промышленности, 1958. – 479с.

13. Сиротин Н.Н. Основы конструирования, производства и эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей и энергетических установок в системе CALS технологий: в 3 кн. / Н.Н. Сиротин, А.С. Новиков, А.Г. Пайки, А.Н. Сиротин. – 2-е изд., перераб. И доп. – М.: Наука, 2011.-ISBN 978-5-02-036654-1.

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(обязательное)

Расчёт в программе Maple k_{B1} и k_{B2} диска первой ступени на режиме НОМО

1 ДИСК НОМО

```
>
[
  > restart;
  Количество участков:
  > u := 9;
  u := 9 (1)
  > t1 := [20, 300, 400, 500, 600];
  t1 := [20, 300, 400, 500, 600] (2)
  >  $\sigma 1$  := [117, 101, 94, 87, 80];
   $\sigma 1$  := [117, 101, 94, 87, 80] (3)
  > f(x) := spline(t1,  $\sigma 1$ , x, linear) :
  > evalf(f(254));
  103.6285714 (4)
  Температура каждого участка:
  > t[1] := 258.42; t[2] := 234.67; t[3] := 230.7; t[4] := 227.68; t[5] := 224.64; t[6] := 218.57;
  t[7] := 215.45; t[8] := 213.33; t[9] := 212.85;
  t1 := 258.42
  t2 := 234.67
  t3 := 230.7
  t4 := 227.68
  t5 := 224.64
  t6 := 218.57
  t7 := 215.45
  t8 := 213.33
  t9 := 212.85 (5)
  > for j to u do  $\sigma B[j]$  := f(t[j]) end do;
   $\sigma B_1$  := 103.3760000
   $\sigma B_2$  := 104.7331428
   $\sigma B_3$  := 104.9600000
   $\sigma B_4$  := 105.1325714
   $\sigma B_5$  := 105.3062857
   $\sigma B_6$  := 105.6531428
   $\sigma B_7$  := 105.8314285
   $\sigma B_8$  := 105.9525714
   $\sigma B_9$  := 105.9800000 (6)
]
```

Площадь каждого участка

> $F[1] := 75.984724; F[2] := 196.278767; F[3] := 72.025175; F[4] := 45.020467; F[5] := 45.009107; F[6] := 47.419972; F[7] := 79.499250; F[8] := 183.210862; F[9] := 267.138432;$

$F_1 := 75.984724$
 $F_2 := 196.278767$
 $F_3 := 72.025175$
 $F_4 := 45.020467$
 $F_5 := 45.009107$
 $F_6 := 47.419972$
 $F_7 := 79.499250$
 $F_8 := 183.210862$
 $F_9 := 267.138432$

(7)

Масса лопатки

> $m := 0.014684;$

$m := 0.014684$

(8)

Центр тяжести лопатки

> $r_{lop} := 235;$

$r_{lop} := 235$

(9)

Угловая скорость

> $\omega := \frac{15475 \cdot 3.14}{30};$

$\omega := 1619.716667$

(10)

Количество лопаток

> $z := 61;$

$z := 61$

(11)

Плотность материала диска

> $\rho := 4.620 \cdot 10^{-6}$

$\rho := 0.000004620000000$

(12)

Центробежная сила, действующая на лопатку

> $P := m \cdot r_{lop} \cdot \omega^2 \cdot z \cdot 10^{-4}$

$P := 55223.02279$

(13)

Радиус до центра тяжести каждого участка

> $r[1] := 205; r[2] := 195; r[3] := 187; r[4] := 180; r[5] := 172; r[6] := 164; r[7] := 157; r[8] := 149; r[9] := 142;$

$r_1 := 205$
 $r_2 := 195$
 $r_3 := 187$
 $r_4 := 180$
 $r_5 := 172$

$$\begin{aligned}
 r_6 &:= 164 \\
 r_7 &:= 157 \\
 r_8 &:= 149 \\
 r_9 &:= 142
 \end{aligned}
 \tag{14}$$

Момент инерции половины меридианного сечения

$$\begin{aligned}
 > J := \sum_{g=1}^9 (F[g] \cdot r[g]^2) \\
 J &:= 2.865464730 \cdot 10^7
 \end{aligned}
 \tag{15}$$

Запас прочности по разрушающим оборотам по меридианальном сечению

$$\begin{aligned}
 > KBI &:= \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^9 (\sigma B[i] \cdot F[i])}{\frac{P}{2 \cdot 3.14} + \rho \cdot \omega^2 \cdot J \cdot 10^{-4}}} \\
 KBI &:= 1.564928645
 \end{aligned}
 \tag{16}$$

Площадь отсеченной части

$$\begin{aligned}
 > Fot[1] &:= 75.984724; Fot[2] := 272.263491; Fot[3] := 344.288666; Fot[4] := 389.309134; \\
 &Fot[5] := 434.318241; Fot[6] := 481.738213; Fot[7] := 561.237463; Fot[8] \\
 &:= 744.448324; Fot[9] := 1011.586757; \\
 Fot_1 &:= 75.984724 \\
 Fot_2 &:= 272.263491 \\
 Fot_3 &:= 344.288666 \\
 Fot_4 &:= 389.309134 \\
 Fot_5 &:= 434.318241 \\
 Fot_6 &:= 481.738213 \\
 Fot_7 &:= 561.237463 \\
 Fot_8 &:= 744.448324 \\
 Fot_9 &:= 1011.586757
 \end{aligned}
 \tag{17}$$

Средняя ширина каждого участка

$$\begin{aligned}
 > h[1] &:= 7.979421; h[2] := 27.154696; h[3] := 8.061441; h[4] := 6.00268; h[5] := 6.001149; \\
 &h[6] := 6.1543; h[7] := 10.157622; h[8] := 22.616172; h[9] := 36.000047; \\
 h_1 &:= 7.979421 \\
 h_2 &:= 27.154696 \\
 h_3 &:= 8.061441 \\
 h_4 &:= 6.00268 \\
 h_5 &:= 6.001149 \\
 h_6 &:= 6.1543 \\
 h_7 &:= 10.157622
 \end{aligned}$$

$$h_8 := 22.616172$$

$$h_9 := 36.000047 \quad (18)$$

Момент инерции отсеченной площади

$$> Jot[1] := F[1] \cdot r[1]^2$$

$$Jot_1 := 3.193258026 \cdot 10^6 \quad (19)$$

$$> Jot[2] := \sum_{i=1}^2 F[i] \cdot r[i]^2$$

$$Jot_2 := 1.065675814 \cdot 10^7 \quad (20)$$

$$> Jot[3] := \sum_{i=1}^3 F[i] \cdot r[i]^2$$

$$Jot_3 := 1.317540648 \cdot 10^7 \quad (21)$$

$$> Jot[4] := \sum_{i=1}^4 F[i] \cdot r[i]^2$$

$$Jot_4 := 1.463406961 \cdot 10^7 \quad (22)$$

$$> Jot[5] := \sum_{i=1}^5 F[i] \cdot r[i]^2$$

$$Jot_5 := 1.596561903 \cdot 10^7 \quad (23)$$

$$> Jot[6] := \sum_{i=1}^6 F[i] \cdot r[i]^2$$

$$Jot_6 := 1.724102660 \cdot 10^7 \quad (24)$$

$$> Jot[7] := \sum_{i=1}^7 F[i] \cdot r[i]^2$$

$$Jot_7 := 1.920060361 \cdot 10^7 \quad (25)$$

$$> Jot[8] := \sum_{i=1}^8 F[i] \cdot r[i]^2$$

$$Jot_8 := 2.326806796 \cdot 10^7 \quad (26)$$

$$> Jot[9] := \sum_{i=1}^9 F[i] \cdot r[i]^2$$

$$Jot_9 := 2.865464730 \cdot 10^7 \quad (27)$$

Радиус до каждого отсеченного участка

$$> rot[1] := 199.782892; rot[2] := 190.5; rot[3] := 183; rot[4] := 175.5; rot[5] := 167; rot[6]$$

$$:= 161; rot[7] := 153; rot[8] := 145; rot[9] := 138;$$

$$rot_1 := 199.782892$$

$$\begin{aligned}
 rot_2 &:= 190.5 \\
 rot_3 &:= 183 \\
 rot_4 &:= 175.5 \\
 rot_5 &:= 167 \\
 rot_6 &:= 161 \\
 rot_7 &:= 153 \\
 rot_8 &:= 145 \\
 rot_9 &:= 138
 \end{aligned}
 \tag{28}$$

Запас прочности по разрушающим оборотам по цилиндрическому сечению

$$\begin{aligned}
 > KB2[1] := \sqrt{\frac{Fot[1] \cdot \sigma B[1] + \sigma B[1] \cdot h[1] \cdot rot[1]}{\frac{P}{2 \cdot 3.14} + \rho \cdot \omega^2 \cdot Jot[1] \cdot 10^{-4}}} \\
 KB2_1 &:= 3.692349574
 \end{aligned}
 \tag{29}$$

$$\begin{aligned}
 > KB2[2] := \sqrt{\frac{Fot[2] \cdot \sigma B[2] + \sigma B[2] \cdot h[2] \cdot rot[2]}{\frac{P}{2 \cdot 3.14} + \rho \cdot \omega^2 \cdot Jot[2] \cdot 10^{-4}}} \\
 KB2_2 &:= 5.125314773
 \end{aligned}
 \tag{30}$$

$$\begin{aligned}
 > KB2[3] := \sqrt{\frac{Fot[3] \cdot \sigma B[3] + \sigma B[3] \cdot h[3] \cdot rot[3]}{\frac{P}{2 \cdot 3.14} + \rho \cdot \omega^2 \cdot Jot[3] \cdot 10^{-4}}} \\
 KB2_3 &:= 2.777107698
 \end{aligned}
 \tag{31}$$

$$\begin{aligned}
 > KB2[4] := \sqrt{\frac{Fot[4] \cdot \sigma B[4] + \sigma B[4] \cdot h[4] \cdot rot[4]}{\frac{P}{2 \cdot 3.14} + \rho \cdot \omega^2 \cdot Jot[4] \cdot 10^{-4}}} \\
 KB2_4 &:= 2.391081766
 \end{aligned}
 \tag{32}$$

$$\begin{aligned}
 > KB2[5] := \sqrt{\frac{Fot[5] \cdot \sigma B[5] + \sigma B[5] \cdot h[5] \cdot rot[5]}{\frac{P}{2 \cdot 3.14} + \rho \cdot \omega^2 \cdot Jot[5] \cdot 10^{-4}}} \\
 KB2_5 &:= 2.318377125
 \end{aligned}
 \tag{33}$$

$$\begin{aligned}
 > KB2[6] := \sqrt{\frac{Fot[6] \cdot \sigma B[6] + \sigma B[6] \cdot h[6] \cdot rot[6]}{\frac{P}{2 \cdot 3.14} + \rho \cdot \omega^2 \cdot Jot[6] \cdot 10^{-4}}} \\
 KB2_6 &:= 2.289140366
 \end{aligned}
 \tag{34}$$

$$\begin{aligned}
 > KB2[7] := \sqrt{\frac{Fot[7] \cdot \sigma B[7] + \sigma B[7] \cdot h[7] \cdot rot[7]}{\frac{P}{2 \cdot 3.14} + \rho \cdot \omega^2 \cdot Jot[7] \cdot 10^{-4}}} \\
 KB2_7 &:= 2.642284191
 \end{aligned}
 \tag{35}$$

$$\begin{aligned}
 > KB2[8] := \sqrt{\frac{Fot[8] \cdot \sigma B[8] + \sigma B[8] \cdot h[8] \cdot rot[8]}{\frac{P}{2 \cdot 3.14} + \rho \cdot \omega^2 \cdot Jot[8] \cdot 10^{-4}}} \\
 KB2_8 &:= 3.394681929
 \end{aligned}
 \tag{36}$$

$$\begin{aligned}
 > KB2[9] := \sqrt{\frac{Fot[9] \cdot \sigma B[9] + \sigma B[9] \cdot h[9] \cdot rot[9]}{\frac{P}{2 \cdot 3.14} + \rho \cdot \omega^2 \cdot Jot[9] \cdot 10^{-4}}} \\
 KB2_9 &:= 3.815767138
 \end{aligned}
 \tag{37}$$