

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА»  
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

На правах рукописи

НОВИКОВА ЮЛИЯ ДМИТРИЕВНА

МЕТОД ПРОЕКТНОГО РАСЧЁТА  
ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО УСТРОЙСТВА  
ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ  
СО СВОБОДНОЙ ТУРБИНОЙ

2.5.15. – Тепловые, электроракетные двигатели и энергетические установки  
летательных аппаратов

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:  
Прокофьев Андрей Брониславович,  
доктор технических наук, доцент

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ИССЛЕДУЕМОГО ВОПРОСА .....	12
1.1 Описание стенда для испытания газотурбинных двигателей со свободной турбиной.....	13
1.2 Описание процессов измерения и утилизации мощности, вырабатываемой двигателем на испытательном стенде.....	15
1.2.1 Измерение крутящего момента прямым способом .....	15
1.2.2 Измерение крутящего момента и утилизация мощности с помощью балансирных моментоизмерительных систем .....	17
1.2.3 Измерение температуры.....	24
1.2.4 Измерение давления .....	25
1.2.5 Измерение расхода воздуха .....	25
1.2.6 Измерение частоты вращения ротора.....	26
1.3 Оценка стоимости модификации компрессора с целью применения в качестве узла пневмотормоза .....	28
1.4 Подходы к модификации многоступенчатых осевых компрессоров .....	32
1.5 Рекомендации по созданию численных моделей .....	38
рабочего процесса многоступенчатых осевых компрессоров.....	38
1.6 Постановка задачи .....	41
2 РАЗРАБОТКА РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ФОРМИРОВАНИЮ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ СЕТОК ЧИСЛЕННЫХ МОДЕЛЕЙ ПОТОКА В МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРАХ ДЛЯ РАСЧЁТА С ИХ ПОМОЩЬЮ ГРАНИЦ РАБОЧЕЙ ОБЛАСТИ ПНЕВМОТОРМОЗА .....	43
2.1 Описание базового многоступенчатого осевого компрессора и его экспериментальных характеристик.....	43
2.2 Способ обработки результатов экспериментального исследования базового многоступенчатого осевого компрессора и расчёт погрешности определения его параметров .....	46

2.3 Построение рабочей области пневмотормоза по экспериментальным данным .....	54
2.4 Выбор параметров численной модели рабочего процесса многоступенчатого осевого компрессора как пневмотормоза .....	57
2.5 Способ построения рабочей области пневмотормоза с помощью численной модели .....	72
2.6 Рекомендации по формированию конечно-элементных сеток численных моделей потока в многоступенчатых осевых компрессорах для расчёта с их помощью границ рабочей области пневмотормоза.....	76
<b>3 ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТОВ МОДИФИКАЦИИ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА КАК ПНЕВМОТОРМОЗА НА ГРАНИЦЫ ЕГО РАБОЧЕЙ ОБЛАСТИ .....</b>	<b>77</b>
3.1 Модификация пневмотормоза путём установки дополнительных компрессорных ступеней .....	79
3.2 Оценка эффекта уменьшения проходного сечения на выходе из пневмотормоза, модифицированного путём установки дополнительных компрессорных ступеней .....	89
3.3 Модификация пневмотормоза путём подрезки ступеней базового компрессора .....	94
3.4 Модернизация пневмотормоза путём отбора воздуха .....	105
3.5 Закономерности смещения границ рабочей области пневматического тормоза, выполненного на базе многоступенчатого осевого компрессора .....	117
<b>4 ОПИСАНИЕ МЕТОДА ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СО СВОБОДНОЙ ТУРБИНОЙ И ЕГО АПРОБАЦИЯ .....</b>	<b>120</b>
4.1 Методика выбора из существующих многоступенчатых осевых компрессоров наиболее подходящего для создания динамического пневмотормоза, используемого в процессе испытаний авиационных газотурбинных двигателей со свободной турбиной.....	120

4.2	Апробация методики выбора из существующих многоступенчатых осевых компрессоров наиболее подходящего для создания динамического пневмотормоза, используемого в процессе испытаний авиационных ГТД СТ 124	
4.3	Последующая конструкторская доводка пневмотормоза .....	135
4.3.1	Проектирование спрямляющего аппарата для МОК пневмотормоза ..	135
4.3.2	Проектирование выходного устройства пневмоторомоза.....	139
4.4	Метод проектного расчета пневматического тормозного устройства для испытаний газотурбинных двигателей со свободной турбиной.....	143
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	146
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	149
	Приложение А Расчёт начальной (максимальной) цены контракта методом аналогов.....	163
	Приложение Б Рассчитанные поля чисел Маха, осредненные в окружном направлении .....	180
	Приложение В Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ .....	195

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы исследования.** Среди всех типов газотурбинных двигателей (ГТД) особое место занимают газотурбинные двигатели со свободной турбиной (ГТД СТ) – тепловые машины, в которых большая часть полезной тепловой энергии преобразуется на свободной турбине в механическую работу и отводится потребителю мощности. ГТД СТ широко применяются в составе силовых установок самолётов, вертолётов, они также используются в качестве вспомогательных силовых установок на борту летательных аппаратов.

ГТД СТ до передачи в эксплуатацию проходят испытания, в процессе которых определяется соответствие изготовленного двигателя заявленным характеристикам. Одним из наиболее дорогих с финансовой точки зрения и продолжительным по времени создания элементом испытательных комплексов является тормозное устройство, обеспечивающее утилизацию вырабатываемой испытуемым двигателем механической энергии. Наиболее распространены тормозные устройства следующих типов: электрические, гидравлические и пневматические.

Гидравлические и электрические тормоза имеют определенные преимущества и недостатки, широко освещенные в научной литературе. В качестве тормозного устройства возможно использование пневматического загрузочного устройства. Под пневматическим тормозным устройством понимается многоступенчатый осевой компрессор (МОК) с лемнискатным насадком на входе и выхлопным устройством на выходе. Преимуществом данного тормозного устройства являются существенно меньшие габаритные размеры по сравнению с гидравлическими и электрическими тормозами даже в случае испытания двигателей большой мощности. Данный тормоз для своей работы использует атмосферный воздух. Таким образом, риск загрязнения окружающей среды сведён к минимуму. Устройство испытательного стенда не предусматривает наличие редуктора. Пневмотормоз можно выполнить мобильным за счёт его небольших

габаритов и отсутствия дополнительного оборудования. Это позволяет проводить испытания не только в заводских условиях.

К недостаткам пневматического загрузочного устройства можно отнести высокую стоимость разработки компрессоров, лежащих в его основе. Снизить затраты и время на создание пневмотормозов возможно, если в качестве прототипа (далее базовый МОК) для создания пневмотормоза использовать геометрию серийно производимого авиационного компрессора и эксплуатировать детали, отработавшие свой лётный ресурс.

Предварительный экономический расчёт, включающий оценку затрат на проведение научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, затраты на технологическую подготовку производства и затраты на производство, позволил определить, что затраты по созданию МОК в случае модификации некоторых деталей базового МОК будут существенно ниже, чем выполнение полного цикла работ. Таким образом, создание пневмотормоза на базе готовых элементов конструкции базового МОК с применением деталей, отработавших лётный ресурс на авиационных двигателях, более выгодно.

В связи с этим представляется перспективным и актуальным создание метода проектного расчета пневматического тормозного устройства на базе готовых элементов конструкций осевых компрессоров (ОК) для испытаний авиационных ГТД СТ.

**Степень разработанности темы.** Разработке пневматического тормозного устройства большой мощности в интервале от 500 кВт до 5000 кВт и более посвящены патенты Коротова М.В. (ПАО «ОДК Кузнецов») и Матюхина Н.Ф. (АО "НПЦ газотурбостроения "Салют"). Созданием пневматических тормозов на базе компрессоров в этом диапазоне мощностей за рубежом активно занимается компания «Concepts NREC», а также посвящен отчёт В. Янсена и А. Ф. Картера (Лейк-херст, Нью-Джерси, США).

Результаты создания тормозных устройств для исследования ВСУ, агрегатных и микротурбинных приводов мощностью от нескольких киловатт до нескольких сотен киловатт представлены в работах Емина О.Н., Быкова Н.Н.,

Крылова Б.А., Котляра И.В., Дорофеева В.М., Наталевича А.С., Тихонова Н.Т., Клемина Ю.П., Вьюнышева В.Н., Шевырина А.М. и др [10, 12,31, 33, 40, 48, 89].

В настоящее время в процессе доводки компрессоров, в том числе на базе которых изготавливаются пневмотормоза, широко используются методы CFD моделирования их рабочего процесса с помощью таких программных комплексов, как ANSYS, NUMECA и др. [29, 36, 63, 64]. Анализ технической литературы показал, что в настоящее время выполнено значительное количество исследований, посвященных моделированию рабочего процесса ОК. Большой вклад в этой области внесли коллективы фирм, предприятий и университетов: ЦИАМ имени П.И. Баранова, ПАО «ОДК-Кузнецов», ПАО «ОДК-Сатурн», АО «ОДК-Авиадвигатель», АО «НПЦ газотурбостроения «Салют», МАИ, ПНИПУ, РГАТУ, Самарский университет, УГАТУ, МГТУ им. Н.Э. Баумана, и др. Следует отметить работы таких исследователей, как Иноземцев А.А., Милешин В.И., Федечкин К.С., Кривошеев И.А., Михеев М.Г., Матвеев В. Н., Попов Г.М., Горячкин Е.С. и других. [4, 9, 36, 45, 46, 47, 54, 56, 61, 64].

Однако, несмотря на большое количество работ, посвящённых численному моделированию рабочего процесса ОК, до настоящего момента не разработаны рекомендации по формированию конечно-элементных сеток моделей потока в ОК для расчёта границ рабочих областей пневматических тормозных устройств.

**Цель работы:** Повышение эффективности газодинамического проектирования пневматических тормозных устройств на базе готовых элементов конструкций ОК для испытаний авиационных ГТД СТ.

**Задачи работы:**

1. Создать метод проектного расчёта пневматического тормозного устройства, отличающийся использованием готовых элементов конструкций ОК под требования на испытания авиационных ГТД СТ.

2. Разработать методику выбора из существующих МОК наиболее подходящего для создания динамического пневмотормоза, используемого в процессе испытаний авиационных ГТД СТ.

3. Определить закономерности смещения границ рабочей области пневматического тормоза, выполненного на базе МОК.

4. Разработать рекомендации по формированию конечно-элементных сеток моделей потока в МОК для расчёта границ рабочей области пневматического тормоза.

**Объект и предмет исследования.** Объект исследования – рабочий процесс пневматического тормозного устройства, используемого в процессе испытаний авиационных ГТД СТ. Предмет исследования – методы формирования конфигурации пневмотормозов на базе готовых элементов конструкций МОК.

**Научная новизна:**

1. Разработан метод проектного расчёта пневматических тормозных устройств для испытания авиационных ГТД СТ, отличающийся применением готовых элементов конструкции ОК и алгоритмом их конструкторской доводки с целью получения геометрии пневмотормоза.

2. Разработана методика выбора из существующих МОК наиболее подходящего для создания динамического пневмотормоза, отличающаяся: рекомендациями по формированию конечно-элементных сеток моделей потока в ОК; используемыми закономерностями смещения границ рабочих областей пневматических тормозов в зависимости от установки дополнительных ступеней, величины подрезки ступеней базового компрессора и величины отбора воздуха за первой и второй ступенью.

3. Впервые выявлены количественные закономерности смещения границ рабочих областей пневматических тормозов в зависимости от установки дополнительных ступеней, величины подрезки ступеней базового компрессора и величины отбора воздуха за первой и второй ступенью. Применение одной и двух дополнительных ступеней позволяет сдвигать границы рабочих областей пневматических тормозов в зону больших значений мощности на 15,3...31,9 %. Подрезка ступеней на 15...45 % даёт возможность сдвигать границы в зону меньших значений мощности на 16,7...54,4 %. Отборы воздуха за первой и второй

ступеню на 5 и 10 % позволяют сместить границы рабочих областей в зону меньших значений мощности соответственно на 1,4...5,6 % и 1,4...10,4 %.

4. Разработаны рекомендации по формированию конечно-элементных сеток моделей потока в ОК для расчёта границ рабочей области пневматического тормоза, отличающиеся значениями параметров сеток в межлопаточном канале и по высоте проточной части компрессора. Предложено: количество элементов для одного лопаточного венца в одном слое расчётной сетки выдерживать на уровне 10 500 элементов; максимальное значение коэффициента роста ячеек ER устанавливать на уровне 1,35; максимальную относительную высоту ячеек канала MR выдерживать приблизительно равной 2000. Такие рекомендации позволяют определять границы рабочих областей пневматических тормозов с необходимой точностью и приемлемым временем счёта.

**Теоретическая и практическая значимость работы.** Теоретическая значимость работы заключается в развитии методов подготовки к проведению испытаний ГТД СТ, в частности, методов создания пневматических тормозных устройств на базе ОК, позволяющих эффективно проводить расчётные исследования влияния геометрических параметров пневмотормозов на их характеристики и диапазоны рабочих режимов.

Практическая значимость результатов состоит в повышении эффективности процесса создания пневматических тормозных устройств, а именно, уменьшении временных и финансовых затрат на их создание. Результаты диссертационной работы были использованы в процессе проектирования изделия ПТ-32 для испытаний двигателя НК-36СТ-32, что подтверждено актом, а также внедрены в учебный процесс института двигателей и энергетических установок Самарского национального исследовательского университета имени академика С.П. Королева.

**Методы исследования.** Общий методологический подход базируется на основных положениях механики жидкости и газа и теории лопаточных машин. Моделирование рабочего процесса ОК выполнялось с использованием методов расчёта трёхмерных течений, основанных на решении осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса.

**Положения, выносимые на защиту:**

1 Метод проектного расчёта пневматических тормозных устройств для испытания авиационных ГТД СТ.

2 Методика выбора из существующих МОК наиболее подходящего для создания динамического пневмотормоза, используемого в процессе испытаний авиационных ГТД СТ.

3 Закономерности смещения границ рабочих областей пневмотормозов в зависимости от количества дополнительных ступеней, величины подрезки ступеней базового компрессора и величины отбора воздуха за первой и второй ступенью.

4 Рекомендации по формированию конечно-элементных сеток численных моделей потока в ОК, предназначенных для определения границ рабочих областей пневматических тормозов.

**Достоверность полученных результатов** обусловлена использованием сертифицированного коммерческого программного обеспечения «NUMECA Fine/Turbo» базирующегося на широко применяемых в газодинамических расчётах осреднённых по Рейнольдсу уравнениях Навье-Стокса, а также совпадением результатов расчётов характеристик базового компрессора (на основе численного моделирования рабочего процесса) с экспериментальными данными.

**Апробация результатов исследования.** Основные результаты работы докладывались на: международной конференции «ASME 2015 Gas Turbine India Conference» (Индия, Хайдарабад, 2015г.); международных научно-технических конференциях «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (2016г., 2018г. 2021г., 2023г.); международной конференции «53st AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference» (США, Атланта, 2017г.); международной конференции «10th International Conference Aerospace Technology, Communications and Energy Systems (Великобритания, Лон-дон, 2017г.)», XXVI Международной научно-практической конференции «Решетневские чтения» (Красноярск, 2022г.), научно-технической конференции «Климовские чтения - 2022» (Санкт-Петербург, 2022),

третьей всероссийской школе-конференции государственного университета «Дубна» «Фундаментальная физика и прикладные технологии» (Дубна, 2024 г.), международной научно-технической конференции «Динамика и виброакустика машин» (Самара, 2024 г.), центральном институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова (Москва, 2024 г.)..

## 1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ИССЛЕДУЕМОГО ВОПРОСА

В современном авиадвигателестроении большое внимание уделяется показателям долговечности, надежности и безотказности узлов и элементов конструкций авиационных двигателей. Для обеспечения качества, надежности и долговечности авиационных двигателей гражданских судов введены в действие Авиационные правила [1]. Весь жизненный цикл газотурбинного двигателя (от разработки до утилизации) в независимости от области его применения сопровождается проведением испытаний [21, 26].

Назначение исследовательских и доводочных испытаний, проводимых в процессе создания и отработки конструкции новых двигателей, состоит в выяснении особенностей работы элементов двигателя в различных условиях, получении характеристик различных систем, агрегатов и двигателя в целом, определении надёжности работы деталей при длительной эксплуатации.

Назначение испытаний в процессе производства серийных двигателей состоит в проверке соответствия характеристик двигателя и его агрегатов техническим условиям, а также в выяснении надёжности его работы. Эти испытания являются последним этапом в технологическом процессе производства газотурбинного двигателя.

Наряду с другими проводятся испытания перед вводом объекта в эксплуатацию для проверки его соответствия требованиям государственных стандартов и технической документации, утвержденной в установленном порядке.

Результаты испытаний зависят от условий – совокупности воздействующих факторов и режимов функционирования объекта при испытаниях [21], а также от используемого экспериментального оборудования и средств измерения.

В связи с этим эффективное создание и поддержание в надлежащем состоянии стендового оборудования для проведения испытаний является одной из основных задач предприятия, выпускающего авиационные двигатели [43, 95].

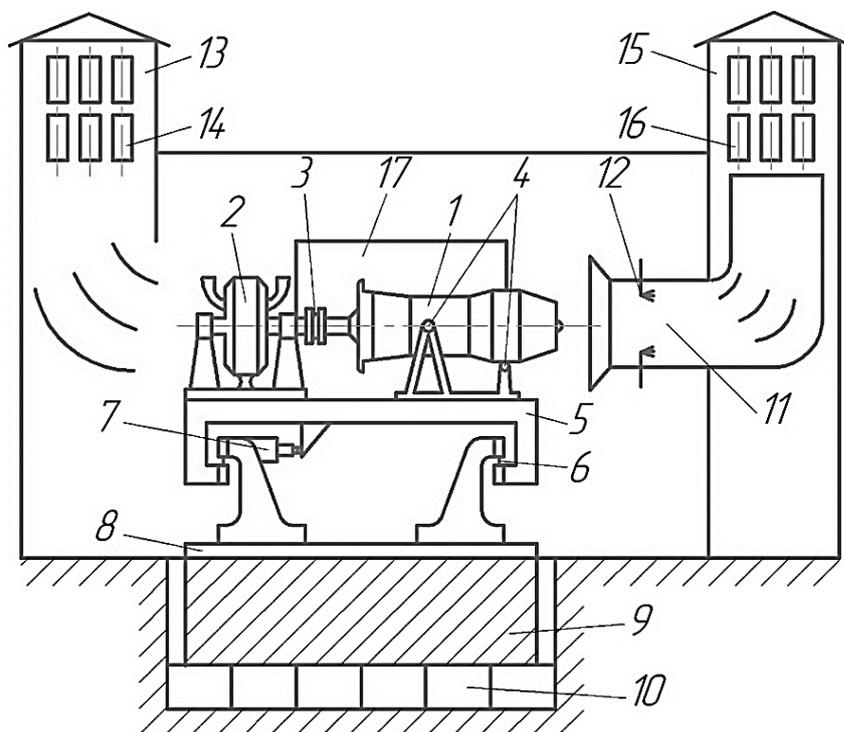
## 1.1 ОПИСАНИЕ СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СО СВОБОДНОЙ ТУРБИНОЙ

Испытания газотурбинных двигателей со свободной турбиной (ГТД СТ) выполняются на испытательном стенде, в состав которого обычно входят: бокс (содержит объект испытания и оборудование, необходимое для проведения испытаний); прилегающие к боксу вспомогательные помещения, где размещены часть экспериментального оборудования; кабина управления; системы обеспечения топливом, маслом, сжатым воздухом, электроэнергией и некоторые другие.

Типичная схема испытательного стенда ГТД СТ представлена на рисунке 1.1 [17]. В испытательном боксе на станке размещается испытываемый двигатель *1*. Узлы крепления ГТД *4* на станке те же, что и в процессе эксплуатации (например, на летательном аппарате). Станок представляет собой силоизмерительное устройство. На станок монтируется устройство для поглощения вырабатываемой двигателем мощности *2* (гидротормоз, пневмотормоз или электрический тормоз). Станина такого устройства *8* неподвижно укрепляется на мощном фундаменте *9*, который монтируется на вибропоглощающем основании *10*. Фундамент станка отделён от фундамента здания бокса воздушным зазором, что вместе с вибропоглощающим основанием позволяет практически исключить вибрационную нагрузку на конструкцию здания. К станине на гибких стальных лентах *6* подвешивается подвижная платформа *5*, на которую устанавливается двигатель *1*. Рабочее тело двигателя – воздух попадает в бокс через входную шахту шумоглушения *13*. Отработавшие газы покидают бокс через эжекторную выхлопную трубу *11*, где размещаются форсунки подачи воды *12* для охлаждения газового потока. Далее через выхлопную шахту *15* газы удаляются в атмосферу.

Глушители аэродинамического шума представляют собой чаще всего специальные лабиринты или камеры, образованные щитами, пластинами или цилиндрами *14*, *16* из перфорированного железа. Последние заполняются звукопоглощающими материалами.

В случае, если вся вырабатываемая двигателем мощность полностью срабатывается на свободной турбине, то двигатель закрепляется на жёстком станке без прямого измерения тяги, а отвод выхлопных газов осуществляется через трубопровод.



- 1 – испытываемый ГТД СТ; 2 – гидротормоз; 3 – валопровод от двигателя к гидротормозу;  
 4 – узлы крепления двигателя; 5 – подвижная платформа; 6 – гибкие стальные ленты;  
 7 – датчик силы тяги; 8 – станина испытательного станка; 9 – фундамент силоизмерительного  
 устройства; 10 – вибропоглощающее основание; 11 – эжекторная выхлопная труба;  
 12 – впрыск воды; 13 – входная шахта шумоглушения; 14 – элементы шумоглушения на входе;  
 15 – выхлопная шахта; 16 – элементы шумоглушения на выходе; 17 – окно кабины наблюдателя

Рисунок 1.1 – Схема испытательного стенда ГТД СТ

Для газотурбинных двигателей со свободной турбиной (ГТД СТ) одним из основных технических параметров является мощность  $N$  испытываемого двигателя. В связи с этим, двумя основными задачами, решаемыми в процессе испытания ГТД СТ, являются измерение и утилизация вырабатываемой двигателем мощности [90].

## 1.2 ОПИСАНИЕ ПРОЦЕССОВ ИЗМЕРЕНИЯ И УТИЛИЗАЦИИ МОЩНОСТИ, ВЫРАБАТЫВАЕМОЙ ДВИГАТЕЛЕМ НА ИСПЫТАТЕЛЬНОМ СТЕНДЕ

В процессе испытаний ГТД СТ вырабатывают полезную мощность на выходном валу [25]. Эту мощность необходимо измерить с высокой степенью точности, а также утилизировать надежным, безопасным и наиболее экономически выгодным способом. Существуют различные способы определения мощности на выходном валу [52]. Наиболее предпочтительным способом определения мощности на выходном валу двигателя  $N_B$  является косвенный способ согласно зависимости (1.1) [62]:

$$N_B = M_{кр} \cdot \frac{2\pi n}{60}, \quad (1.1)$$

где  $M_{кр}$  – крутящий момент на выходном валу двигателя, Н·м;

$n$  – частота вращения выходного вала двигателя, мин<sup>-1</sup>.

### 1.2.1 Измерение крутящего момента прямым способом

Согласно приведенной зависимости для определения мощности на выходном валу необходимо знать крутящий момент  $M_{кр}$ . Измерить его можно путём прямого измерения с помощью датчика и косвенным способом с помощью балансирных моментоизмерительных устройств [25, 34]. К основным определяющим факторам выбора того или иного способа стоит отнести точность измерительного устройства, надежность его работы, стоимость, ремонтпригодность и габаритные размеры.

Существует большое количество различных вариантов и типов датчиков прямого измерения крутящего момента [14, 59, 66-88]. Представленные датчики можно классифицировать по следующим признакам: измерение статического и\или динамического момента, контактный или бесконтактный способ съёма сигнала, тип крепления датчика, наличие подшипника.

При их выборе стоит обращать внимание на следующее: погрешность измерения, допустимую частоту вращения, максимальное значение измеряемого крутящего момента, допустимые условия эксплуатации, надежность, гарантированный срок эксплуатации, наличие службы поддержки и технической

консультации в Российской Федерации, стоимость с учётом установки, а также затрат на эксплуатацию и обслуживание.

На рисунке 1.2 представлен пример схемы установки датчика фланцевого типа швейцарской фирмы "KISTLER".

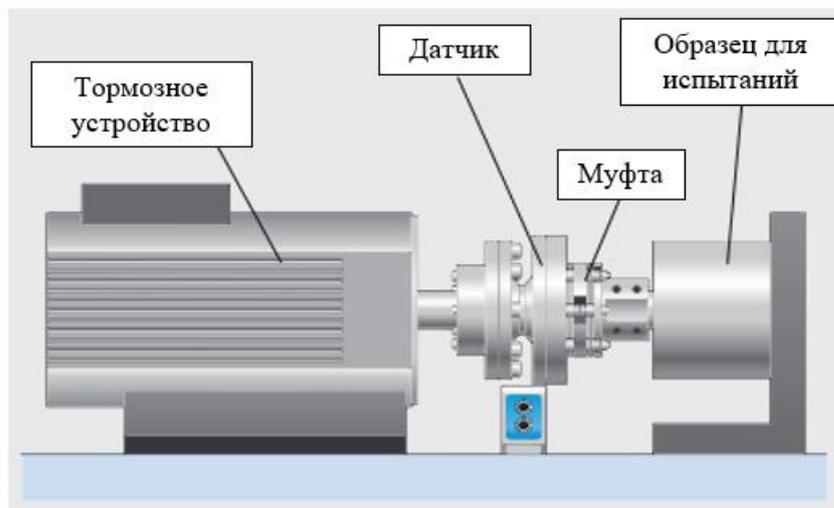


Рисунок 1.2 – Схема установки датчика фланцевого типа

В [49] приведена сводная таблица датчиков крутящего момента, представленных на рынке России и СНГ. На основе анализа этой таблицы можно сделать следующие выводы:

- серийные линейки датчиков измерения крутящего момента, представленные на рынке, позволяют измерять крутящий момент в диапазоне от 5 до 600 000 Н·м. При этом с увеличением величины крутящего момента снижается величина максимальной частоты вращения ротора;

- современные датчики позволяют измерить величину крутящего момента с погрешностью не превышающей 0,5 %;

- большинство производителей измерительных устройств расположены в недружественных Российской Федерации странах, что существенно увеличивает стоимость датчиков и затрудняет процесс их закупки и технического обслуживания.

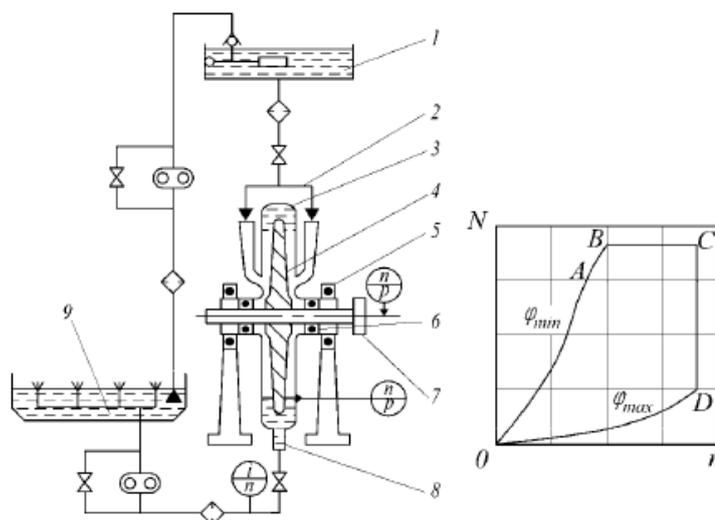
Таким образом, рассмотренные выше датчики позволяют измерять крутящий момент на вращающемся валу с небольшой погрешностью. Однако, их применение возможно только совместно с нагрузочным устройством: гидро-, электро- или

пневмотормозом. При этом следует учитывать их относительно высокую стоимость и возможность технического обслуживания.

### 1.2.2 Измерение крутящего момента и утилизация мощности с помощью балансирных моментоизмерительных систем

Наиболее часто на испытательных стендах функции измерения крутящего момента и утилизации мощности совмещают балансирные моментоизмерительные системы [25, 34]. В них как нагрузочные устройства применяются гидротормоза, пневмотормоза и электрические тормоза, корпуса которых установлены на балансирных опорах [39, 42, 96, 97, 100].

На рисунке 1.3 приведена схема гидротормоза и его нагрузочная характеристика. Жидкость, находящаяся в гидротормозе, приводится во вращение движущимся ротором. За счёт трения крутящий момент передаётся от ротора вращающемуся кольцу жидкости, а от него - на балансирно установленный статор. На этом статоре установлен рычаг известной длины  $l$ , на конце которого возникает опрокидывающая сила  $F$ . Измерив её, определяют крутящий момент на вращающемся валу по формуле  $M_{кр} = F \cdot l$ .



- 1 – расходный бак воды, 2 – трубопроводы подачи воды, 3 – статор гидротормоза,  
 4 – ротор гидротормоза, 5 – балансирные опоры статора, 6 – подшипники ротора,  
 7 – фланец валопровода, 8 – отвод воды,  
 9 – бассейн со струйным охлаждением отработанной воды

Рисунок 1.3 – Схема гидротормоза и его нагрузочная характеристика [25]

Гидротормоза являются наиболее часто используемыми загрузочными устройствами [13, 34, 93], так как они позволяют определить крутящий момент с высокой точностью (с погрешностью не более 0,5 %). Один гидротормоз позволяет выполнять испытания в широком диапазоне мощностей, легко регулируется и обладает высокой надёжностью.

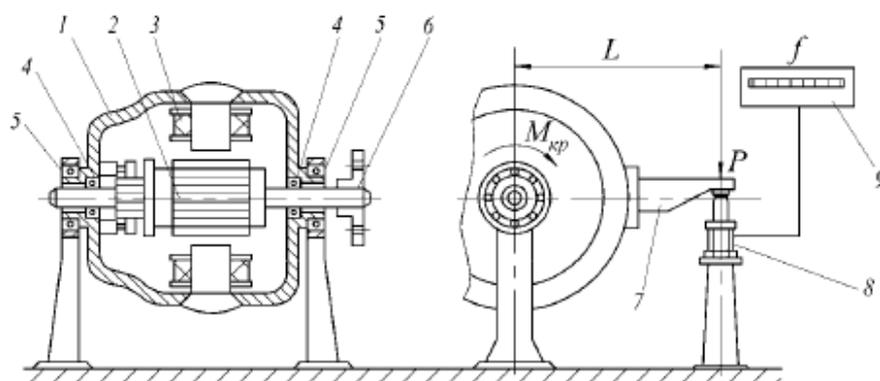
Однако, гидротормозам присущи и некоторые недостатки. Их применение требует дополнительных капитальных затрат на организацию водоснабжения. В среднем необходимо подавать 18...20 л воды в час на 1 кВт мощности испытываемого двигателя. На станциях для испытания современных ГТД СТ большой мощности потребность в воде может превышать 500 м<sup>3</sup>/час.

Таким образом, с увеличением мощности испытываемых двигателей существенно увеличиваются затраты на строительство гидротормоза и соответствующих систем, а также и стоимость проведения самих испытаний. К тому же в процессе проведения испытаний вода, используемая в качестве рабочего тела, загрязняется. Перед утилизацией её необходимо очищать, что связано с рисками загрязнения окружающей среды. Также нередко возникают возмущения со стороны гидротормоза в виде колебаний давления (расхода) воды, приводящие к колебаниям частоты вращения его ротора и не позволяющие точно определить его мощность или запас устойчивости компрессора [13, 15].

Альтернативой гидротормозу является электрический тормоз - электрогенератор. Он позволяет плавно регулировать мощность нагрузки в большом диапазоне режимов работы двигателя, полностью автоматизировать процесс испытаний, а также существенно снизить габариты испытательного бокса относительно гидротормоза и соответствующих систем [53].

Схема измерения крутящего момента с помощью электрического тормоза приведена на рисунке 1.4. Ротор электрического генератора связан с ротором испытываемого двигателя. За счёт изменения напряжения в обмотках возбуждения можно регулировать силы электромагнитного взаимодействия между ротором и статором. На статоре возникает крутящий момент, схема измерения которого аналогична гидротормозу. Дополнительно электротормоз позволяет измерять

мощность по параметрам электрического тока, вырабатываемого генератором. Погрешность измерения мощности в случае её определения по параметрам электрического тока составляет около 5 %.



1 – корпус электрического генератора, 2 – якорь электрогенератора (ротор тормоза), 3 – обмотки возбуждения, регулирующие интенсивность электромагнитного взаимодействия между ротором и статором, 4 – подшипники ротора, 5- подшипники статора, 6 – валопровод, соединяющий ротор тормоза с двигателем, 7 – рычаг, установленный на статоре, 8 – электрический датчик усилия, 9 – вторичный прибор для измерения усилия

Рисунок 1.4 – Схема измерения крутящего момента с электрическим тормозом [25]

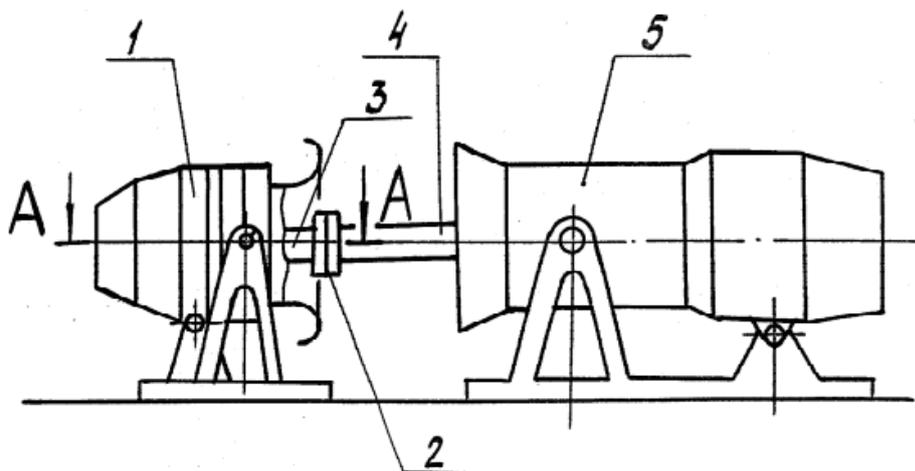
Однако использование такого типа тормозного устройства чревато обязательным использованием редуктора и большого количества дополнительного оборудования. При испытаниях на стенде двигателя с частотой вращения выходного вала, отличающейся от стандартной частоты (50 Гц), применяется редуктор для согласования частот вращения двигателя и генератора.

При проведении испытаний с помощью электрического тормоза необходимо предусмотреть принудительную систему его охлаждения, что увеличивает габариты системы и её стоимость.

Также одновременно и преимуществом, и недостатком электрических тормозов является необходимость использования вырабатываемого электричества. Аккумуляирование электричества приводит к существенным затратам на создание мощных аккумуляторных батарей - станций.

Использование вырабатываемого электричества в промышленных сетях осложняется периодичным характером его производства и сложностями в правовом регулировании данного вопроса.

В качестве тормозного устройства также возможно использовать пневматическое загрузочное устройство. Под ним понимается компрессор с лемнискатным насадком на его входе и выхлопным устройством на выходе (рисунок 1.5) [51]. Тормозное устройство такого типа используется на предприятии ПАО «ОДК-Кузнецов».



1 – пневмотормоз, 2 – муфта, 3 – вал пневмотормоза,  
4 – вал испытуемого двигателя, 5 – испытуемый двигатель  
Рисунок 1.5 – Схема соединения испытуемого двигателя  
с пневматически тормозным устройством [51]

Преимуществом такого тормозного устройства являются существенно меньшие габаритные размеры по сравнению с гидравлическими и электрическими тормозами даже в случае испытания двигателей большой мощности. Данный тормоз для своей работы использует атмосферный воздух. Таким образом, риск загрязнения окружающей среды сведён к минимуму. Кроме того, в конструкции испытательного стенда нет необходимости в редукторе.

Данные тормозные устройства активно используются в мировой практике. В качестве примера можно привести воздушный тормоз VAROC (рисунок 1.6), выпускаемый американской компанией Concepts NREC [101], специализирующейся на проектировании лопаточных машин.

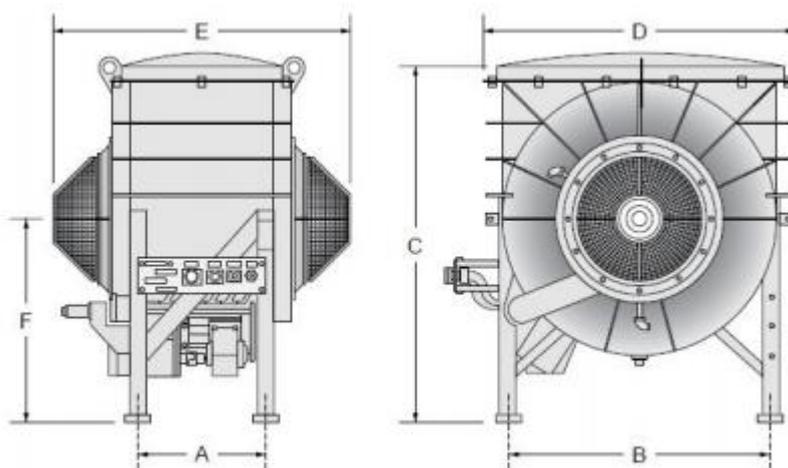


Рисунок 1.6 - Воздушный тормоз линейки VAROC

Компания выпускает линейку пневмотормозов: VAROC-35, VAROC-250 и VAROC-35-85. Основные размеры и технические параметры этих тормозов приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Основные размеры и технические параметры пневмотормозов линейки VAROC

Габаритные размеры, м (см. рисунок 1.7)	A	B	C	D	E	F
<b>VAROC-35</b>	0,34	0,73	1,02	0,89	0,84	0,60
<b>VAROC-250</b>	0,62	1,28	1,50	1,52	1,21	0,76
<b>VAROC-35-85</b>	0,34	0,73	1,02	0,89	0,84	0,60
	<b>VAROC-35</b>		<b>VAROC-250</b>		<b>VAROC-35-85</b>	
Диапазон изменения частоты вращения, мин <sup>-1</sup>	0-24 000		0-16 000		0-24 000	
Диапазон изменения мощности, кВт (л.с.)	0-2 600 (0-3 500)		0-13 500 (0-18 000)		0-4 100 (0-5 500)	
Вес, кг	376		1304		931	
Измерение крутящего момента	Уравновешивание крутящего момента		Уравновешивание крутящего момента или измерение на валу		Уравновешивание крутящего момента или измерение на валу	
Расход воздуха, кг/сек	8,3		35,1		17,51	

По данным производителя пневмотормоза VAROC используются военными и коммерческими организациями по всему миру более 25 лет. Он применяется для испытаний турбовальных двигателей вертолетов, электрогенераторов и морских судов. VAROC используется для тестирования двигателей Apache, Black Hawk и Chinook перед их повторной установкой на летательные аппараты.

Существенным преимуществом пневматического тормозного устройства является то, что его можно выполнить мобильным благодаря небольшим габаритам и отсутствию дополнительного оборудования. Это позволяет проводить испытания не только в заводских, но и на взлётной полосе в полевых условиях (рисунок 1.7).



1

2



3

4

- 1 - испытания двигателя в испытательном блоке с помощью пневмотормоза VAROC-35  
 2 - испытания двигателя T55 Chinook, стоящего на вооружении армии США с помощью пневмотормоза VAROC-250  
 3 – испытания двигателя на взлетной полосе на открытом воздухе в зимний период с помощью пневмотормоза VAROC-35  
 4- испытания двигателя T700 Apache Engine в полевых условиях с помощью пневмотормоза VAROC-35

Рисунок 1.7 – Примеры применения пневмотормозов линейки VAROC

В таблице 1.2 приведено сравнение электрических, гидравлических и пневматических тормозов [101]. Очевидно, что пневматическое тормозное устройство обладает рядом преимуществ.

Таблица 1.2 – Сравнение электрических, гидравлических и пневматических тормозов

Тип тормозного устройства	Гидротормоз	Электротормоз	Пневмотормоз
Рабочая среда	Вода	Проводник электрического тока/вода	Воздух
Риск загрязнения окружающей среды	Высокий	Высокий	Низкий
Условия окружающей среды	Есть ограничения	Есть ограничения	Нет ограничений
Диапазон скоростей	От низких до высоких	От низких до высоких	От низких до очень высоких
Высокоскоростной редуктор	Применяется в некоторых случаях	Применяется в некоторых случаях	Не применяется
Расположение	Фиксированное	Фиксированное	Фиксированное или мобильное
Охлаждение	Вода	Вода	Воздух
Вес системы	Повышенный	Повышенный	Умеренный
Габаритные размеры системы	Повышенные	Повышенные	Умеренные
Стоимость обслуживания	Умеренная	Умеренная	Низкая

Недостатком пневматического загрузочного устройства является высокая стоимость и продолжительность разработки многоступенчатых осевых компрессоров, лежащих в его основе. К обязательным этапам создания пневмотормоза относятся:

- разработка компрессора с потребляемой мощностью, равной мощности испытываемых двигателей;
- подбор лемнискатного насадка;
- проектирование и изготовление выхлопной системы с обеспечением возможности регулирования выходного сечения для различных режимов работы испытываемого двигателя.

Однако, если не проектировать новый, а модифицировать существующий и прошедший процессы доводки и испытаний МОК, то можно существенно сократить затраты на создание пневмотормоза.

В случае пневмотормоза, выполненного на базе компрессора, его ротор связан с ротором испытуемого двигателя. На статоре возникает крутящий момент, схема измерения которого аналогична случаю с гидро- и электротормозом.

В случае применения пневмотормоза определить мощность на выходном валу двигателя можно ещё и через удельную работу, затрачиваемую на привод компрессора, по формуле:

$$N_B = L_K \cdot G, \quad (1.2)$$

где  $L_K = i_K^* - i_B^* = c_p \cdot (T_K^* - T_B^*)$  – удельная работа компрессора пневмотормоза;  
 $G$  – расход воздуха через компрессор.

Определение работы  $L_K$  и расхода воздуха  $G$  осуществляется косвенным методом измерения, что приводит к увеличению погрешности измерения мощности до 5 % [28]. Однако данный способ не требует балансирной установки корпуса компрессора.

В зависимости от выбранного способа определения мощности  $N_B$  изменяется перечень приборов, используемых при оборудовании стенда.

Для случая, когда мощность определяется через крутящий момент, стенд должен быть оборудован высокоточными датчиками замера либо крутящего момента, либо опрокидывающей силы  $F$ , а также измерения частоты вращения ротора.

Для случая, когда мощность находится через удельную работу, совершаемую компрессором пневмотормоза, испытательный стенд должен быть оборудован высокоточными датчиками измерения полного давления и полной температуры, а также расходомерным устройством.

### 1.2.3 Измерение температуры

Измерение температуры воздуха в проточной части компрессора обычно осуществляется термоэлектрическими датчиками сопротивления на входе и термопарами на выходе. Погрешность измерения температуры при этом составляет 0,2...0,5% [22, 23].

В качестве примеров термоэлектрических датчиков сопротивления можно привести платиновые и медные датчики ТС-1088, ТС-1187Exd, ТС-1288, ТС-1388, ТС-0295, ТС-101...-118, ТС-201...-205 и др., в качестве примера терморезисторов: ТП-2088, ТП-2187Exd, ТП-2388, ТП-1085, ТП-1388, ТП-2488, ТП-0188, ТП-0198, ТП-0199, ТП-0295, ТП-0395.

#### 1.2.4 Измерение давления

Давление потока воздуха в проточной части компрессора чаще всего измеряется с помощью тензорезисторных дифференциальных датчиков избыточного давления и давления разрежения таких, как Сапфир, Метран, Honeywell, Kulite, Druck и др.

Современные датчики позволяют измерить величину давления с погрешностью не более 0,2 %.

Для измерения атмосферного давления используются барометры. Наибольшее распространение получили деформационные барометры-анероиды. В качестве примера можно привести такие барометры, как БАММ-1, М-110, М-67, МД-20 [25].

#### 1.2.5 Измерение расхода воздуха

Наиболее распространенным является способ замера расхода воздуха с использованием лемнискатного насадка на входе в двигатель и установкой гребенки для измерения полных и статических давлений на входе в двигатель [17].

Лемнискатный насадок (рисунок 1.8) имеет плавную входную часть, выполненную по лемнискату, для получения равномерных профилей скоростей по сечениям входного канала.

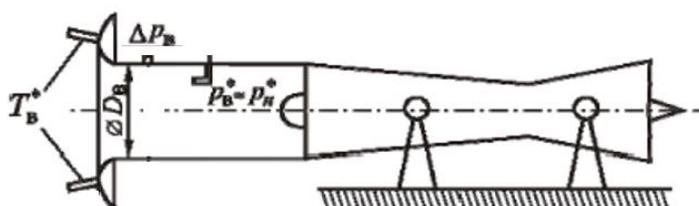


Рисунок 1.8 – Схема измерения расхода воздуха при стендовом испытании двигателя

По окружности насадка расположены трубки отбора статического давления, которые объединены в коллектор для определения среднего по окружности статического давления.

В процессе испытания измеряется перепад между полным давлением потока  $p_B^*$  и статическим давлением  $p_B$ , т.е.  $\Delta p_B = p_B^* - p_B$ , а также температура  $T_B^*$  на входе в двигатель. Причём, в силу высокой чистоты внутренней поверхности входного насадка, обычно принимают, что его коэффициент восстановления полного давления  $\sigma \approx 1$ , а  $p_B^* = p_H$ .

Тогда расход воздуха определяется по формуле

$$G_B = m_B F_B p_B^* \frac{q(\lambda_B)}{\sqrt{T_B^*}}, \quad (1.3)$$

где константа  $m = \sqrt{\frac{k_B}{R_B} \left(\frac{2}{k_B+1}\right)^{\frac{k_B+1}{k_B-1}}} = 0,04038 \text{ (кг} \cdot \text{К/Дж)}^{0,5}$ ;

$F_B$  – площадь поперечного сечения, м<sup>2</sup>;

$q(\lambda_B)$  – приведенная плотность тока, определяемая по газодинамической функции

$$\pi(\lambda_B) = \frac{p_B}{p_B^*} = \frac{p_B - \Delta p_B}{p_B^*} = 1 - \frac{\Delta p_B}{p_B^*}. \quad (1.4)$$

### 1.2.6 Измерение частоты вращения ротора

При измерении частоты вращения выходного вала наиболее точными и надёжными считаются стробоскопические тахометры. Их принцип действия основан на регистрации за установленный промежуток времени количества импульсов, пропорциональных частоте вращения.

Погрешность авиационных тахометров, при нормальных условиях, не превышает  $\pm 0,5 \%$ . Однако, известны и более точные датчики. Так, тахометры немецкой фирмы Testo позволяют определять частоту вращения в диапазоне от 1 до 99 999 мин<sup>-1</sup> с погрешностью до 0,02 % от измеряемой величины [78].

Выводы:

1. Измерение с помощью уравнивания крутящего момента позволяет получить высокую точность его измерения с погрешностью до 0,5 %. В

случае электротормоза и пневмотормоза возможно измерение крутящего момента альтернативными способами, но при этом погрешность измерения может увеличиться до 5% [28, 53].

2. Непосредственное измерение крутящего момента и частоты вращения на валу позволяет определять мощность с погрешностью до 0,5...0,7 %, но приводит к увеличению стоимости стенда.
3. Наибольшее применение при испытании ГТД СТ получили гидротормоза благодаря своей надежности и относительной простоте конструкции. Однако стоит отметить, что эти устройства габаритны, немобильны и при их эксплуатации появляется риск загрязнения окружающей среды. При увеличении мощности испытуемого двигателя, растут габариты гидротормозов, что затрудняет их использование для двигателей большой мощности.
4. Для двигателей большей мощности стоит применять электро- и пневмотормозы. Однако габариты электротормоза существенно увеличиваются с ростом мощности испытуемого двигателя, что сказывается на финансовых затратах.
5. Применение пневмотормозов не так распространено, как гидравлических тормозных устройств, ввиду сложности и дороговизны их разработки и производства. Однако в случае, если для их создания используются доведённые узлы, находящиеся в эксплуатации авиационных ГТД, или отработавшие свой ресурс детали и сборочные единицы таких двигателей, то стоимость пневмотормозов существенно сокращается за счет снижения затрат на их проектирование и доводку.

В связи с этим далее представлена оценка стоимости модификации МОК с целью применения их в качестве основного узла пневмотормоза и рассмотрен обзор существующих подходов к модификации компрессоров (с использованием численного моделирования их рабочего процесса) как узлов пневмотормоза.

### 1.3 ОЦЕНКА СТОИМОСТИ МОДИФИКАЦИИ КОМПРЕССОРА С ЦЕЛЬЮ ПРИМЕНЕНИЯ В КАЧЕСТВЕ УЗЛА ПНЕВМОТОРМОЗА

Для ориентировочной оценки затрат на разработку, модификацию и производство авиационной техники возможно использование модели затрат авиастроительных предприятий, приведенной в работах [27, 41]. Согласно данной модели, суммарные затраты на разработку и производство авиационной техники вычисляются по формуле:

$$TC = C_{\text{ниокр}} + C_{\text{ТПП}} + C_{\text{произв}}, \quad (1.5)$$

где

TC – Total Cost – общие издержки или общие затраты;

$C_{\text{ниокр}}$  – затраты на научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы (в том числе на фундаментальные научно-исследовательские работы) (НИОКР);

$C_{\text{ТПП}}$  – затраты на технологическую подготовку производства (ТПП);

$C_{\text{произв}}$  – затраты на производство.

Эта модель была использована для сравнения затрат на создание пневматического тормозного устройства, включающего полный цикл разработки (ПЦР) нового МОК (1.6) для пневматического тормоза, и затрат на создание МОК для пневмотормоза на базе готовых элементов конструкции (1.7):

$$TC_{\text{ПЦР}} = C_{\text{ниокр ПЦР}} + C_{\text{ТПП ПЦР}} + C_{\text{произв ПЦР}}; \quad (1.6)$$

$$TC = C_{\text{ниокр БМОК}} + C_{\text{ТПП БМОК}} + C_{\text{произв БМОК}} \quad (1.7)$$

$$+ C_{\text{ниокр МД}} + C_{\text{ТПП МД}} + C_{\text{произв МД}},$$

где  $C_{\text{ниокр ПЦР}}$  – затраты на НИОКР по созданию нового МОК для пневмотормоза, включающие полный цикл его разработки;

$C_{\text{ТПП ПЦР}}$  – затраты на ТПП нового МОК для пневмотормоза;

$C_{\text{произв ПЦР}}$  – затраты на производство нового МОК для пневмотормоза;

$C_{\text{ниокр БМОК}}$  – затраты на НИОКР по созданию базового МОК для пневмотормоза;

$C_{\text{ТПП БМОК}}$  – затраты на ТПП базового МОК для пневмотормоза;

$C_{\text{произв БМОК}}$  – затраты на производство базового МОК для пневмотормоза;

$C_{\text{ниокр мд}}$  - затраты на НИОКР по созданию модифицированных деталей компрессора для пневмотормоза на основе базового МОК;

$C_{\text{тпп мд}}$  - затраты на ТПП модифицированных деталей компрессора для пневмотормоза на основе базового МОК;

$C_{\text{произв мд}}$  - затраты на производство модифицированных деталей компрессора для пневмотормоза на основе базового МОК.

Слагаемые  $C_{\text{ниокр бмок}}$  и  $C_{\text{тпп бмок}}$  в выражении (1.7) будут равны нулю в связи с тем, что создание пневмотормоза выполняется на базе готовых элементов конструкций МОК, имеющего налаженный и полностью доведённый процесс производства.

Стоимость производства  $C_{\text{произв}}$  включает в себя, прежде всего, материальные затраты (на закупку сырья, комплектующих изделий и производственных услуг)  $C_{\text{мат}}$  и затраты на оплату труда  $C_{\text{тр}}$  [41]:

$$C_{\text{произв}} = C_{\text{мат}} + C_{\text{тр}}. \quad (1.8)$$

При использовании данной модели было принято допущение, что создание тормозного устройства на предприятии – это опытное производство с высоким уровнем преемственности при проведении НИОКР, выполнении ТПП и процессов непосредственного производства. В связи с этим затраты на производство нового МОК для пневмотормоза приблизительно равны сумме затрат на производство базового МОК и затрат на производство его модифицированных деталей:

$$C_{\text{произв пцр}} = C_{\text{произв бмок}} + C_{\text{произв мд}} \quad (1.9)$$

Однако в случае использования при сборке базового МОК деталей, отработавших свой летный ресурс, выражение 1.9 примет вид:

$$C_{\text{произв пцр}} > C_{\text{произв бмок}} + C_{\text{произв мд}}. \quad (1.10)$$

Содержание и объём работ по ТПП зависят от конструктивных и технологических особенностей изделий и типа производства. Чем больше деталей и сборочных единиц входит в изделие, тем больше число операций и, соответственно, технологических процессов их выполнения, число единиц технологической оснастки и технологических документов [16, 19, 20]. В связи с

этим затраты на ТПП нового МОК будут больше затрат на ТПП модифицированных деталей базового МОК:

$$C_{\text{ТПП пцр}} > C_{\text{ТПП мд}}. \quad (1.11)$$

Авиационную промышленность принято относить к наукоемким отраслям, поскольку при создании авиатехники относительно высока доля затрат на НИОКР [41]. При выполнении НИОКР необходимо контролировать экономическую обоснованность затрат, включаемых в цену выполняемых работ. Методики расчёта стоимости НИОКР должны предусматривать экспертизу соответствия затрат рыночному уровню цен на соответствующие или аналогичные работы, материалы, сырье, необходимые комплектующие, а также уровень оплаты труда исполнителей [38]. В связи с этим для определения ориентировочных затрат на НИОКР была использована методика определения начальной (максимальной) цены государственных контрактов на выполнение научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ, утвержденная приказом Минпромторга России от 16 июля 2009 года № 653 [58].

Для расчёта ориентировочных затрат на НИОКР на модификацию МОК с помощью численного моделирования методом аналогов была сформирована выборка из трех контрактов (Приложение А). Для обоснования включения в состав выборки контрактов-аналогов было определено три параметра сравнения:

- выполнение инженерного анализа численными методами;
- объектом исследования является рабочий процесс лопаточной машины;
- цель исследования - совершенствование существующей конструкции лопаточной машины.

В связи с тем, что дата заключения контрактов-аналогов приходится на период времени, превышающий 6 месяцев с момента формирования определяемой ориентировочной цены, цены контрактов-аналогов были скорректированы с учётом индексов потребительских цен, рассчитываемых Федеральной службой государственной статистики (Росстата) [11].

Коэффициент приведения цены (КПЦ) контракта-аналога к моменту формирования начальной (максимальной) цены определялся, как:

$$\text{КПЦ} = \frac{\text{ИПЦ}}{100}, \quad (1.12)$$

где ИПЦ - индекс потребительских цен (по данным Росстата) за период с месяца заключения контракта-аналога до момента (месяца) формирования начальной (максимальной) цены контракта по предполагаемой работе или предшествующему ему месяцу, %.

В свою очередь

$$\text{ИПЦ} = 100 + \sum_{t=\Phi}^T (\text{ИПЦ}_t - 100), \quad (1.13)$$

где

$\text{ИПЦ}_t$  - индекс потребительских цен на  $t$ -й месяц;

$\Phi$  - месяц заключения контракта-аналога;

$T$  - месяц формирования начальной (максимальной) цены.

Скорректированное с учетом изменения индекса потребительских цен значение цены контракта-аналога ( $\text{ЦКА}_{\text{корр}}$ ) рассчитывалось как:

$$\text{ЦКА}_{\text{корр}} = \text{ЦКА} \cdot \text{КПЦ}, \quad (1.14)$$

где ЦКА - цена контракта-аналога, руб.

В результате использования методики определения начальной (максимальной) цены государственных контрактов на выполнение НИОКР были определены ориентировочные затраты на НИОКР при создании нового МОК, включающие полный цикл его разработки, которые составили 30 259 тыс. руб. (таблица А.1).

Аналогичным способом были определены затраты на НИОКР при модификации базового МОК, являющегося прототипом для создания пневмотормоза, которые оказались равны 5 416 тыс. руб. (таблица А.2).

Отсюда следует, что затраты на НИОКР по модификации компрессора ниже чем затраты на проектирование нового компрессора практически в 5,6 раза.

В связи с этим далее рассмотрены возможные подходы к модификации уже выпускаемых многоступенчатых осевых компрессоров, направленные на изменение потребляемой ими мощности и потребного крутящего момента.

#### 1.4 ПОДХОДЫ К МОДИФИКАЦИИ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Одним из способов модификации ГТД, его узлов и элементов, сложившихся в российской и мировой практике [37], является геометрическое моделирование (масштабирование). С его помощью можно существенно сократить затраты на создание пневмотормозов на базе МОК.

Отношение сходных линейных размеров конструктивных узлов моделируемого и базового ГТД называется коэффициентом моделирования. Для определения коэффициента моделирования узла или ступени чаще всего используется характерный диаметр. В частности, для компрессора – это наружный диаметр первого рабочего колеса:

$$K_{\text{мод}} = \frac{D_{\text{нар}}}{D_{\text{нар.баз}}} \quad (1.15)$$

Моделирование (масштабирование) может производиться как в сторону увеличения размеров ( $K_{\text{мод}} > 1$ ), так и в сторону их уменьшения ( $K_{\text{мод}} < 1$ ). В масштабированных узлах все линейные размеры прямо пропорциональны коэффициенту моделирования, расход воздуха (газа) и мощность прямо пропорциональны квадрату  $K_{\text{мод}}$ , а объем и масса прямо пропорциональны кубу  $K_{\text{мод}}$ .

Моделирование узлов ГТД основано на гидродинамической теории подобия. Если в геометрически подобных конструкциях выдерживается равенство гидродинамических критериев подобия (приведённых скоростей потока в осевом и окружном направлении -  $\lambda_a$  и  $\lambda_u$ , чисел Рейнольдса (Re), Пекле (Pe), Фруда (Fr) и показателей изоэнтропы ( $k=C_p/C_v$ ) в сходственных точках), то возможно распространение результатов газодинамического и прочностного проектирования,

испытаний базового узла на моделируемый узел. Это означает, что при идентичных параметрах цикла и внешних условиях в модельном узле сохраняются:

- газодинамика потока, температура и давление вдоль проточной части, исходное количество лопаток, запасы газодинамической устойчивости;
- напряжения и запасы прочности, вибросостояние деталей, запасы по критической частоте вращения (при условии использования одинаковых материалов при изготовлении деталей базовой и масштабируемой конструкций).

Поэтому применение стратегии масштабирования при проектировании пневмотормозов даёт возможность значительно снизить объемы проектных работ и технические риски, а также делает возможным применение результатов испытаний и использование опыта эксплуатации существующих МОК при разработке модельных компрессоров.

Необходимо отметить, что на практике при моделировании невозможно точно выдержать все критерии подобия и граничные условия. Так, при изменении линейных размеров не пропорционально изменяются критерии подобия ( $Re$ ,  $Pe$ ,  $Fr$ ). В то же время могут не выдерживаться одинаковыми относительные радиальные зазоры, относительные радиусы кромок лопаток, сопряжений и т.д. Поэтому при проектировании чаще используется принцип «малого моделирования». В соответствие с ним доведённый по газодинамике и прочности газогенератор или другой узел ГТД моделируется в малом диапазоне изменения линейных размеров – приблизительно  $\pm 20\%$ . Это позволяет с относительно небольшой доводкой сохранить все газодинамические и прочностные характеристики моделируемого объекта.

На рисунке 1.9 показан пример разработки компрессоров фирмы Solar (США) с использованием масштабирования базового компрессора и применения дополнительных, ранее отработанных ступеней.

Также примером подхода к масштабированию конструкции может служить создание запорожским опытно-конструкторским бюро А.Г. Ивченко семейства двигателей меньшей размерности АИ-24 (1961) (рисунок 1.10) мощностью от 1900 до 2100 кВт на основе двигателя АИ-20 (1957) (рисунок 1.11) [35].

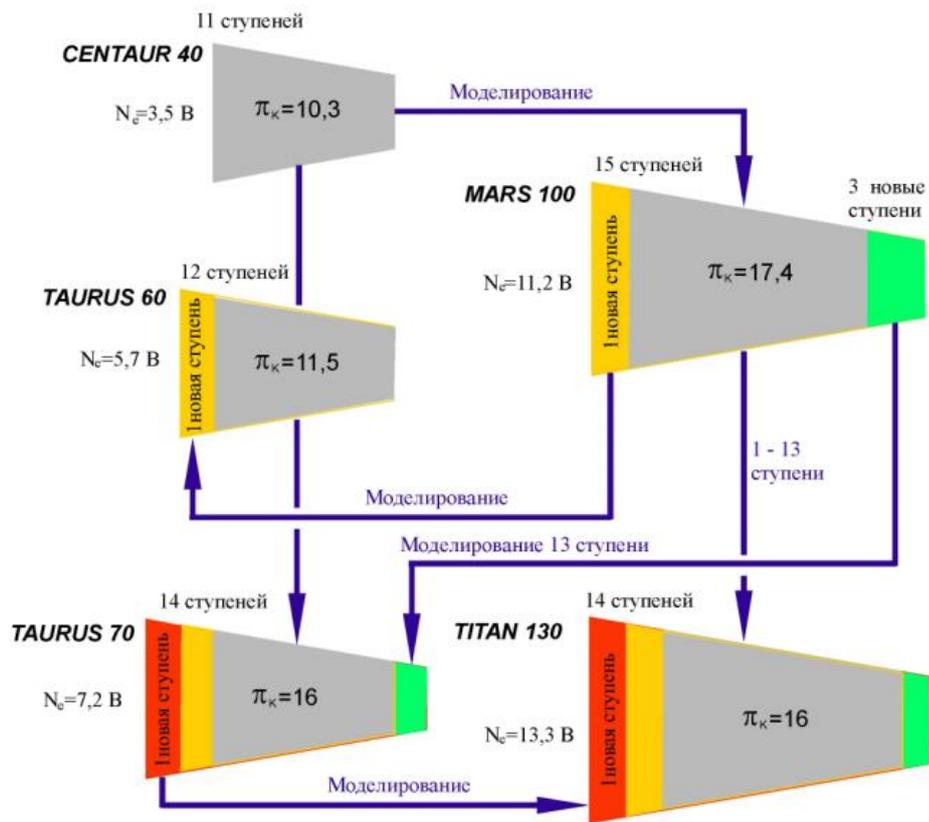


Рисунок 1.9 – Пример разработки компрессора ГТД фирмы Solar с использованием моделирования каскадов компрессора и отдельных ступеней [37]

Из анализа рисунков 1.10 и 1.11, а также таблицы 1.3 можно сделать вывод, что конструктивные схемы этих двигателей практически одинаковы, однако масса, габариты и размерные физические параметры у них существенно различаются. В частности, следует отметить, что мощность двигателя АИ-24 снизилась более чем в 1,5 раза.

Таблица 1.3 – Параметры газотурбинных двигателей АИ-20 и АИ-24 [35]

Двигатель	Масса сухая, кг	Габаритные размеры (длина / диаметр), м	Взлетная мощность, кВт	Степень повышения давления в компрессоре
АИ-20	1080	3,1 / 0,845	3125	7,3
АИ-24	600	2,346 / 1,075	1875	6,4

ЗМКБ  
«ПРОГРЕСС»  
им. А. Г. Ивченко

### ТВД АИ-24

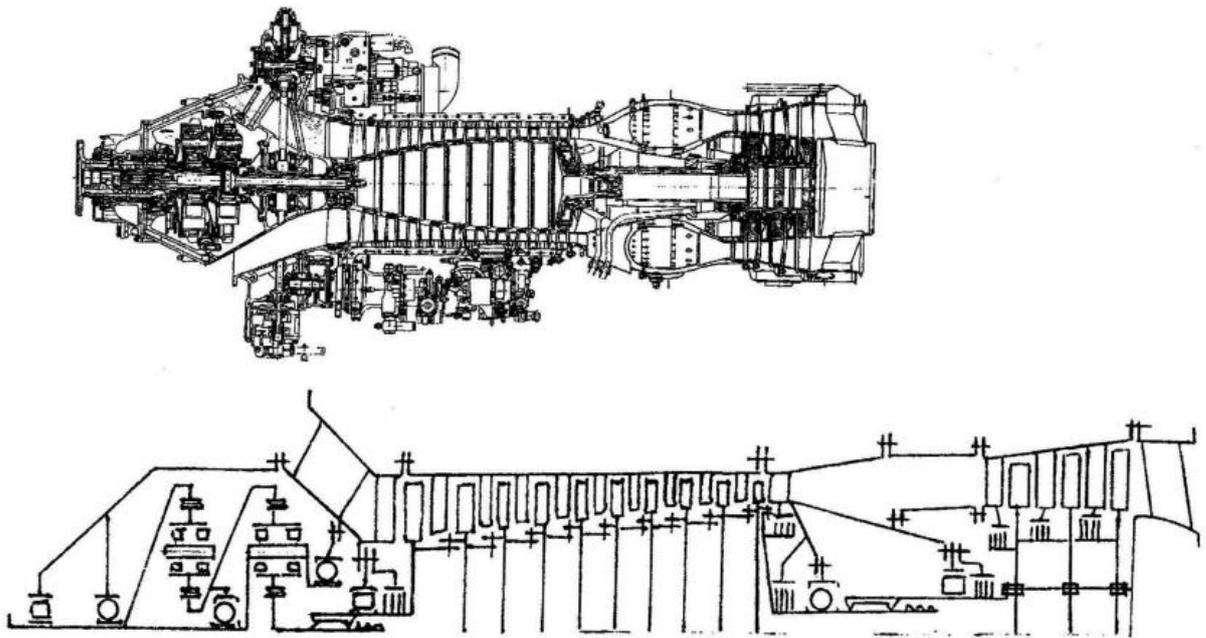


Рисунок 1.10 – Продольный разрез и конструктивная схема двигателя АИ-24

ЗМКБ  
«ПРОГРЕСС»  
им. А. Г. Ивченко

### ТВД АИ-20А

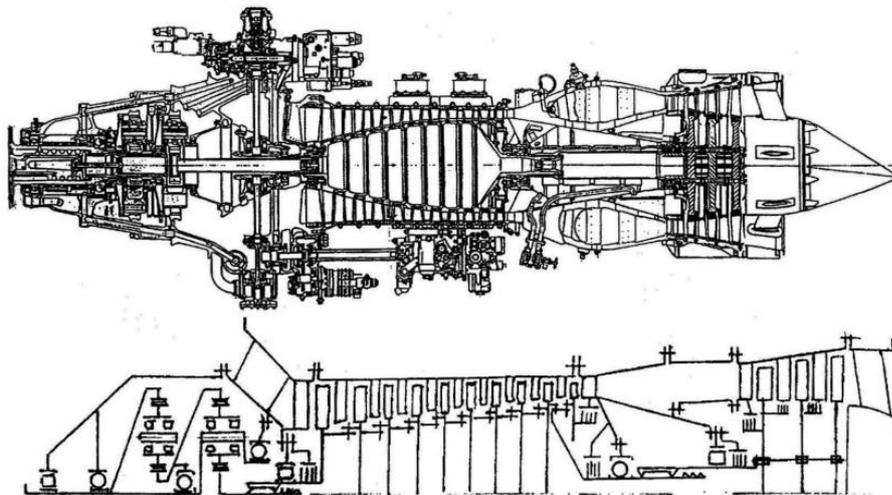


Рисунок 1.11 – Продольный разрез и конструктивная схема двигателя АИ-20

Примером масштабирования конструкции может служить создание двигателя большей размерности Д-18Т для сверхтяжелых транспортных самолетов Ан-124 «Руслан» и Ан-225 «Мрия». В качестве прототипа для газодинамического моделирования Д-18Т (1984) (рисунок 1.12) был использован двигатель Д-36 (1974)

(рисунок 1.13) с некоторой корректировкой основных узлов. Из анализа таблицы 1.4 видно, что тяга Д-18Т превышает тягу двигателя-прототипа Д-36 более чем в 3,7 раза.

Таблица 1.4 – Параметры газотурбинных двигателей Д-18Т и Д-36 [35]

Двигатель	Масса сухая, кг	Габаритные размеры (длина / диаметр), м	Тяга, кН	Степень повышения давления в компрессоре
Д-36	1106	3,47 / 1,711	63,7	20,2
Д-18Т	4100	5,4 / 2,937	230	25

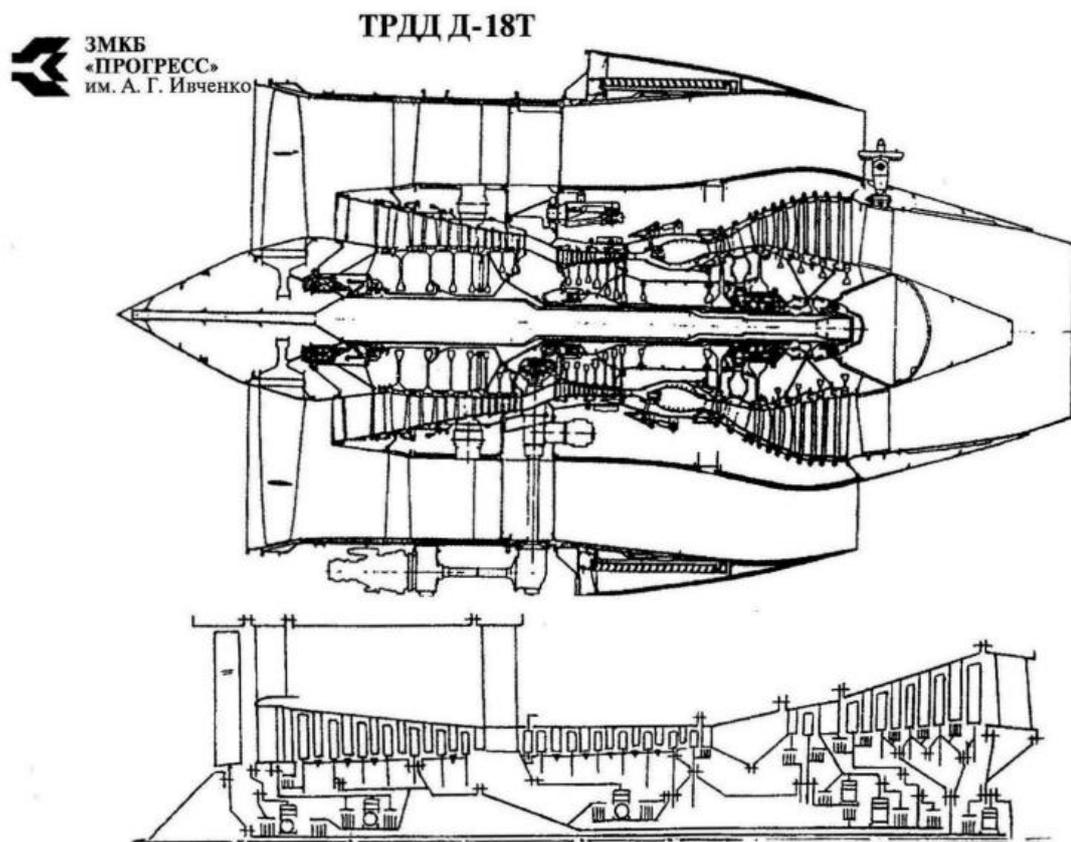


Рисунок 1.12 – Продольный разрез и конструктивная схема двигателя Д-18Т

Примером модификации двигателя путем сокращения высоты его лопаток может служить создание двигателя НК-36СТ для газотурбинной установки, предназначенной для привода газоперекачивающего оборудования. За прототип для создания НК-36СТ был взят отечественный турбореактивный двухконтурный двигатель. Лопатки компрессора НК-36СТ были получены путем отсечения той части, которая работала на второй контур в двигателе прототипе. Данный подход

позволил сократить расходы на проектирование нового компрессора меньшей мощности, однако форма профиля пера лопатки подвергалась доводке [5].

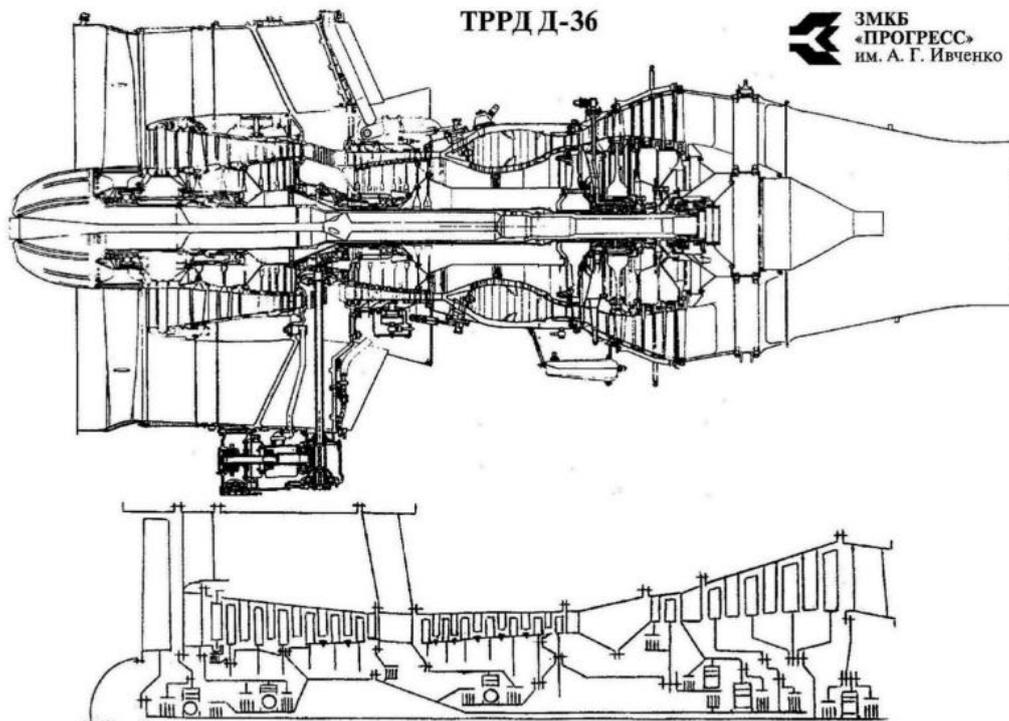


Рисунок 1.13 – Продольный разрез и конструктивная схема двигателя Д-36

Наиболее распространен в качестве способа доводки осевого компрессора метод перепрофилирования пера лопатки. К часто изменяемым параметрам относятся: угол установки профиля  $\gamma$ , густота решетки  $t/b$ , угол изгиба профиля  $\varepsilon$ , форма средней линии профиля, относительная толщина профиля  $s_{\max}/b$ , распределение толщины. Вопросами перепрофилирования пера лопаток осевых компрессоров занимаются авторы К.С. Федечкин, М.Г. Михеев, В.И. Милешин, А.А. Иноземцев и др. [9, 36, 45, 54, 61]. Перепрофилирование пера лопатки оказывает незначительное влияние на изменение мощности, потребляемой компрессором, однако влечет существенное увеличение затрат, связанных с его модернизацией. При этом перепрофилирование пера лопатки позволяет повысить КПД компрессора и увеличить запас его газодинамической устойчивости.

В завершение настоящего подраздела следует отметить, что все перечисленные подходы к модификации компрессоров, а, именно,

масштабирование, изменение количества ступеней и высоты лопаток, перепрофилирование лопаток приводят к заметному изменению потребляемой мощности и потребного крутящего момента. Однако оценить изменение указанных параметров с помощью теории подобия удаётся только, весьма приблизительно, даже в случае изменения габаритов, как отмечено выше, на  $\pm 20\%$ .

Для более точной оценки изменения мощности и крутящего момента, что особенно важно в случае применения компрессора в пневмотормозе, нужны более точные методы. К последним относятся методы, базирующиеся на моделях рабочего процесса компрессоров. Наиболее точными в настоящее время являются методы численного моделирования трёхмерных течений, основанные на решении осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса.

### 1.5 РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СОЗДАНИЮ ЧИСЛЕННЫХ МОДЕЛЕЙ

#### РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Известно много работ, посвященных численному моделированию компрессоров, в которых чаще всего довольно подробно описывается выбранное направление исследования, методы решения поставленных задач и полученные результаты. Вместе с тем не всегда описаны параметры используемых численных моделей, а представленные параметры конечно-элементных сеток, позволившие получить те или иные результаты, зачастую невозможно соотнести с геометрическими размерами компрессора, что затрудняет возможность их использования.

Например, в статье [102] представлена численная модель расхода утечек через уплотнение в привтулочной области статора. Эта численная модель используется в трёхмерной численной модели рабочего процесса девятиступенчатого осевого компрессора и верифицирована по экспериментальным характеристикам рассматриваемого компрессора при различных частотах вращения. Численная модель в данном исследовании

использована для анализа влияния расхода утечек на напорные и КПД-характеристики, а также на запас ГДУ компрессора.

О параметрах численной модели сказано, что расчёт выполнен в стационарной постановке с учётом вязкости рабочего тела. Структурная сетка создана с помощью пакета AutoGrid5 программного обеспечения NUMECA. Решение было получено с помощью программного продукта Ansys CFX. В качестве модели турбулентности была использована модель  $k-\epsilon$  с двумя дифференциальными уравнениями. Высота пристеночного слоя составила 0,01 мм.

Для исследуемого девятиступенчатого компрессора рассмотрено несколько вариантов количества элементов в одном лопаточном венце, а, именно: 50 000, 100 000, 200 000, 300 000, 500 000, 700 000 элементов. Установлено, что наиболее быстро и с достаточной точностью результаты возможно получить при количестве элементов в каждом лопаточном венце не менее 300 000.

Однако в статье не представлены геометрические размеры компрессора. При этом приведены его некоторые характеристики: массовый расход рабочего тела 85,0 кг/с, скорость потока на входе 355,6 м/с, относительное число Маха в впускном отверстии 0,89.

Статья [94] посвящена управлению потоком в лопаточных венцах высоконагруженного компрессора. В ней исследовано изменение аэродинамических характеристик компрессора за счёт постоянной откачки воздуха через отверстия в торцевых стенках и нестационарной импульсной откачки с торцевой стенки в сочетании с отрицательным изгибом лопатки.

Численное моделирование было реализовано с помощью коммерческого программного продукта CFX с применением трёхмерного нестационарного осреднения по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса (URANS), для замыкания которых применялась модель турбулентности  $k-\omega$  (SST). С целью исключения влияния количества элементов сеточной модели на результаты расчёта было создано шесть сеточных моделей от 1 млн. до 2,44 млн. элементов в одном лопаточном венце. Учитывая незначительную величину изменения коэффициента потерь давления после 1,32 млн. ячеек сетки, данное количество было выбрано для

экономии вычислительных ресурсов в этом исследовании. Из геометрических параметров лопаточного венца в статье приведены: величина хорды лопатки – 100 мм, высота лопатки – 100 мм, шаг решетки – 80 мм.

В статье А.А. Иноземцева, Е.Т. Гузачева, В.А. Катаева, А.И. Плотникова [36] приведены исследования по определению оптимальных и критических зависимостей параметров ступеней осевого компрессора для повышения запасов устойчивой работы и основные требования к построению сеточных моделей: отношение сторон гексаэдра для каждой ячейки не превышает 100; углы скоса сторон гексаэдра выдержаны в диапазоне от 15 до 165°; количество ячеек поперек пограничного слоя в O-сетке 10–12; плавность изменения размеров ячеек сетки на границах блоков; количество ячеек вдоль лопатки – не менее 60 для РК и не менее 50 для НА; сгущение сетки вдоль лопатки к втулке и к корпусу; общее количество ячеек не менее 300 000 для лопатки РК и НА.

Газодинамические параметры были рассчитаны в трехмерной вязкой постановке с помощью коммерческого программного комплекса ANSYS CFX V14. Моделирование течения проводилось в стационарной постановке, воздух рассматривался как совершенный газ. Моделирование турбулентности осуществлялось с помощью дифференциальной модели  $k-\omega$ . Для построения сеток использовалась программа AutoGrid. Объемы сеток на один венец – от 300 тыс. до 700 тыс. ячеек. Радиальные зазоры венцов составили 0,4 мм. Геометрические параметры исследуемого компрессора не приведены.

Подробно параметры сеточной модели осевого компрессора описаны в диссертации Горячкина Е.С. [18]. В работе приведено исследование по выбору рациональных параметров сеточной модели для оптимизации осевых компрессоров. Исследование проводилось с использованием высоконагруженной ступени компрессора, работающей при высокой частоте вращения ротора. Для выбранной ступени характерно то, что при высоком значении относительного диаметра втулки рабочего колеса, транс- и сверхзвуковая скорости потока занимают практически всю высоту канала на входе в рабочее колесо.

В рамках исследования отдельно изучалось влияние числа ячеек двумерной сетки, влияние числа и распределения ячеек по высоте проточной части, влияния модели турбулентности на результаты численного моделирования рабочего процесса.

Получено, что для оптимизационных расчётов рекомендовано использовать численные модели компрессоров с настройками:

- количеством элементов в одном слое расчётной сетки, которое определяется как суммарное количество элементов в сетке, отнесенное к количеству слоёв сетки по высоте проточной части, около 21000 элементов;

- фактором роста ячеек, показывающим во сколько раз высота одной ячейки  $y_{i-1}$  больше следующей  $y_i$ ,  $ER = \frac{y_{i-1}}{y_i} = 1,4$ ;

- максимальной относительной высотой ячеек канала, определяемой как отношение максимальной высоты элемента в канале  $y_{max}$  к высоте пристеночной ячейки  $y_{min}$ ,  $MR = \frac{y_{max}}{y_{min}} = 1000$ ;

- моделью турбулентности SA.

Однако существующие рекомендации по созданию численных моделей осевых компрессоров были получены с целью возможности проведения оптимизации геометрических параметров компрессоров и получения при этом адекватных результатов численного моделирования.

Наиболее часто безразмерный параметр, характеризующего размер элемента, ближайшего к стенкам ПЧ,  $y^+$  выдерживается равным 1 [2, 4].

Рекомендаций по построению сеточных моделей, учитывающих особенности работы пневматических тормозных устройств, созданных на базе МОК не было найдено.

## 1.6 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Выполненный обзор технической литературы показал, что пневмотормоз является наиболее рациональным вариантом для проведения испытаний ГТД СТ в том числе большой мощности. Однако, его создание связано с существенными

денежными и временными затратами на разработку компрессора, лежащего в основе пневмотормоза.

Установлено, что отказ от проектирования нового компрессора и использование существующих конструкций для создания пневматического тормозного устройства позволит существенно сократить финансовые затраты на его разработку.

При этом необходимы рекомендации по формированию рациональных численных моделей рабочего процесса МОК пневмотормозов, обеспечивающих получение результатов моделирования с небольшими погрешностями (менее 3...4%) за приемлемое время.

В связи с этим целью работы является повышение эффективности газодинамического проектирования пневматических тормозных устройств на базе готовых элементов конструкций ОК для испытаний авиационных ГТД СТ.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать рекомендации по формированию конечно-элементных сеток моделей потока в МОК для расчёта границ рабочей области пневматического тормоза.
2. Определить закономерности смещения границ рабочей области пневматического тормоза, выполненного на базе МОК.
3. Разработать методику выбора из существующих МОК наиболее подходящего для создания динамического пневмотормоза, используемого в процессе испытаний авиационных ГТД СТ.
4. Создать метод проектного расчёта пневматического тормозного устройства, отличающийся использованием готовых элементов конструкций ОК под требования на испытания авиационных ГТД СТ.

## 2 РАЗРАБОТКА РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ФОРМИРОВАНИЮ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ СЕТОК ЧИСЛЕННЫХ МОДЕЛЕЙ ПОТОКА В МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРАХ ДЛЯ РАСЧЁТА С ИХ ПОМОЩЬЮ ГРАНИЦ РАБОЧЕЙ ОБЛАСТИ ПНЕВМОТОРМОЗА

### 2.1 ОПИСАНИЕ БАЗОВОГО МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА И ЕГО ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

Оценка потенциала возможного изменения границ рабочей области пневмотормоза при модификации МОК осуществлялась с помощью численного моделирования рабочего процесса перспективного КНД двигателя производства ПАО «ОДК-Кузнецов» (далее базового МОК).

Для верификации численных моделей рабочего процесса базового МОК были использованы результаты экспериментального определения его характеристик.

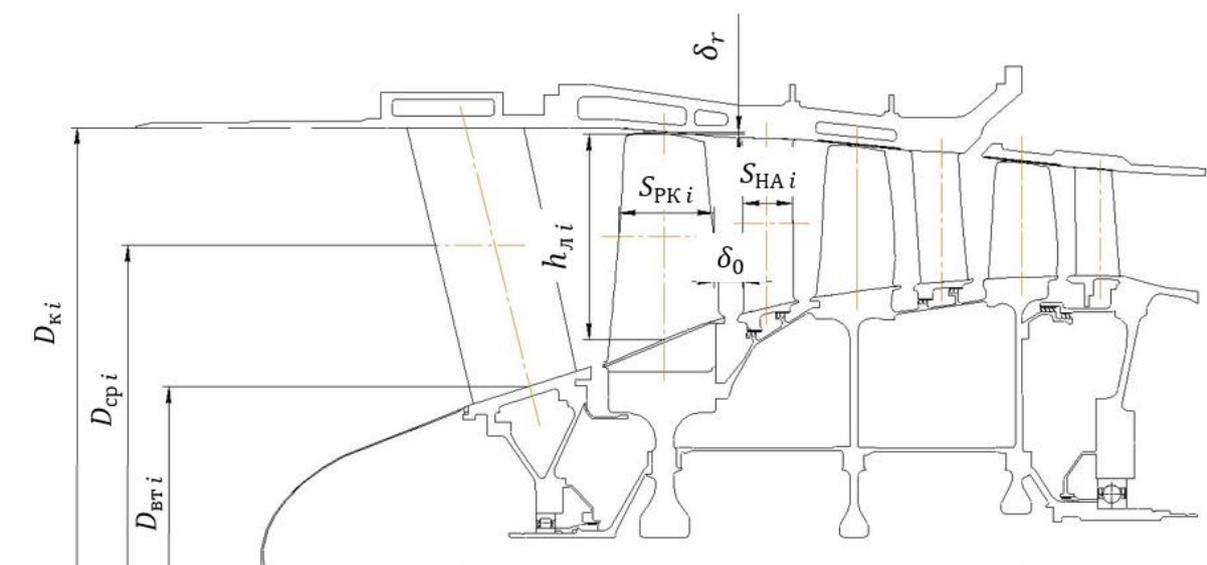
Основные параметры базового МОК приведены в таблице 2.1. На рисунке 2.1 дана его схема, а на рисунках 2.2 ... 2.4 представлены экспериментальные напорные, мощностные и моментные характеристики.

Эти зависимости даны в относительном виде. За базовую принята расчётная точка на характеристике МОК с максимальным КПД для относительной частоты вращения  $\bar{n} = n/n_p = 1$ , где  $n_p$  - частота вращения компрессора на расчётном, базовом режиме при температуре  $T_H^* = 15$  °С. Относительный расход воздуха на этом режиме равен  $\bar{G}_v = G_v/G_{v_p} = 1$ , где  $G_{v_p}$  - расход воздуха в точке с максимальным КПД.

На расчётном режиме были также зафиксированы расчётные значения степени повышения давления  $\pi_{кр}^*$ , мощности  $N_{кр}$ , крутящего момента  $M_{кр}$  и в соответствии с этим относительная степень повышения давления  $\bar{\pi}_k = \pi_{кр}^* / \pi_{кр_p}^* = 1$ , относительная мощность  $\bar{N}_k = N_k / N_{кр_p} = 1$  и относительный крутящий момент  $\bar{M}_{кр} = M_{кр} / M_{кр_p} = 1$ .

Таблица 2.1 – Основные параметры базового МОК

Параметр	Обозначение	Значение
Количество ступеней, шт.	$z$	3
Относительный диаметр втулки рабочего колеса, (первая / вторая / последняя ступень)	$\overline{d_{втул i}} = D_{втул i} / D_{к i}$	0,46 / 0,66 / 0,71
Относительная высота рабочей лопатки, (первая / вторая / последняя ступень)	$\overline{h_{л i}} = h_{л i} / S_i$	2,37 / 2,07 / 1,82
Окружная скорость на периферии РК, м/с, приведенная к стандартным атмосферным условиям (первая / вторая / последняя ступень)	$U_{пер пр}$	344,9 / 312,4 / 271,8



$D_{к i}$  – наружный (периферийный) диаметр,  $D_{втул i}$  – втулочный диаметр,  
 $D_{ср i}$  – средний диаметр,  $h_{л i}$  – высота лопатки,  $S_{ПК i}$  – ширина венца рабочего колеса,  
 $S_{НА i}$  – ширина венца направляющего аппарата,  $\delta_0$  – осевой зазор,  $\delta_r$  – радиальный зазор

Рисунок 2.1 – Схема базового многоступенчатого осевого компрессора

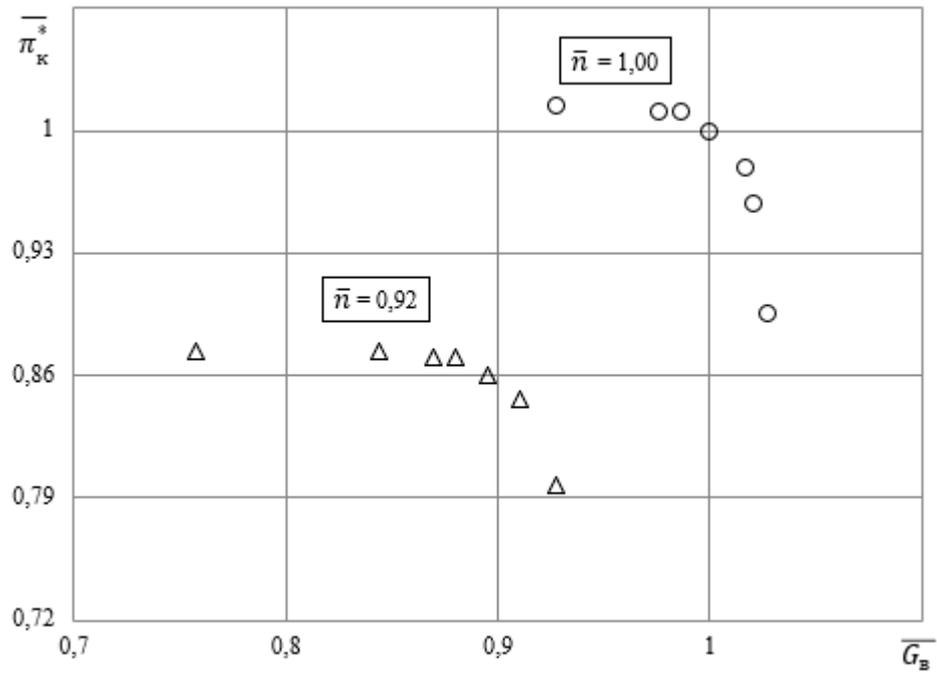


Рисунок 2.2 - Экспериментальная зависимость степени повышения давления от расхода воздуха и частоты вращения ротора компрессора в относительном виде

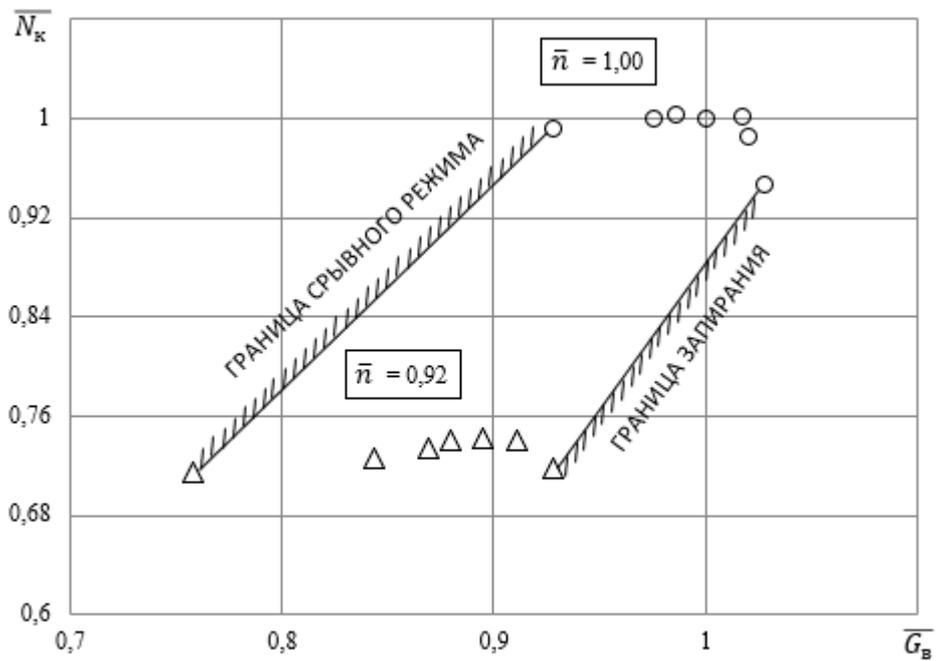


Рисунок 2.3 - Экспериментальная зависимость мощности от расхода воздуха и частоты вращения ротора компрессора в относительном виде

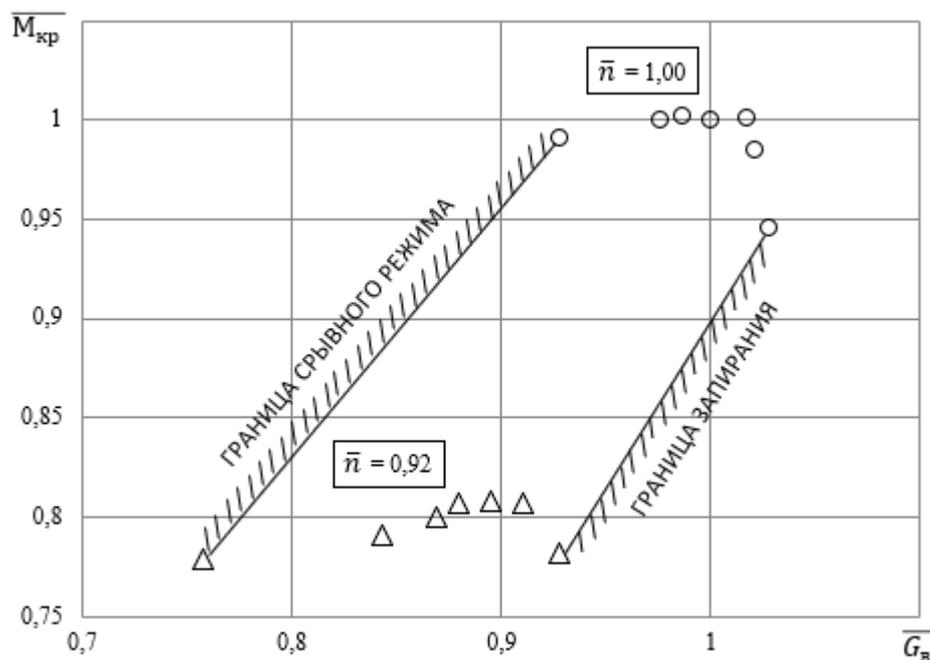
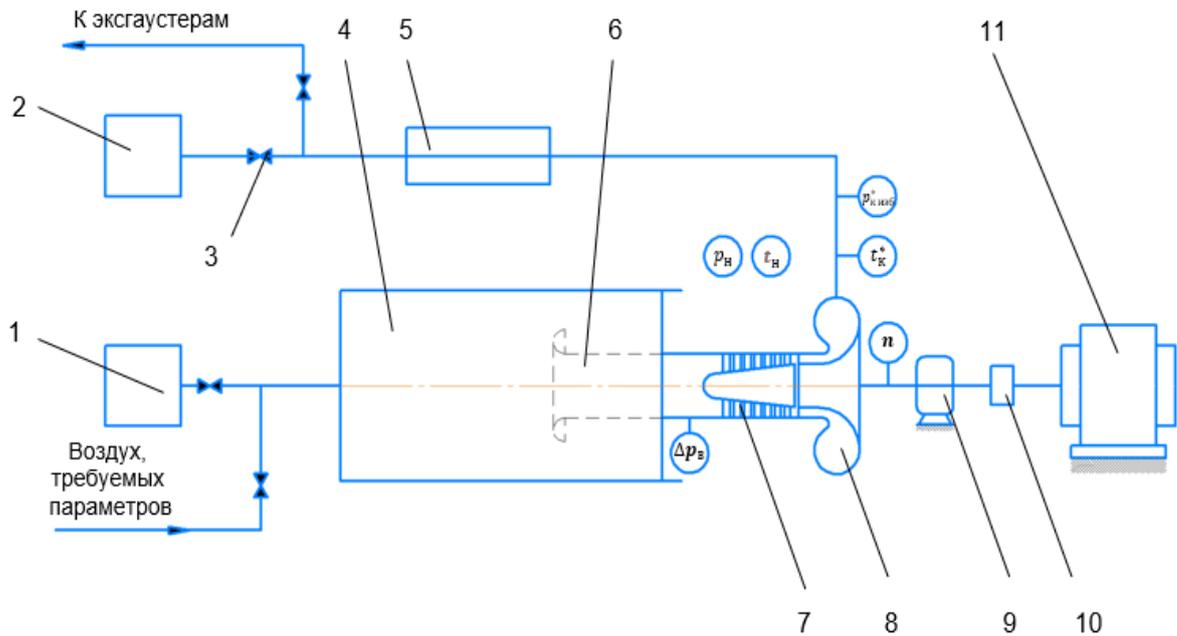


Рисунок 2.4 - Экспериментальная зависимость крутящего момента от расхода воздуха и частоты вращения ротора компрессора в относительном виде

## 2.2 СПОСОБ ОБРАБОТКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ БАЗОВОГО МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА И РАСЧЁТ ПОГРЕШНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЕГО ПАРАМЕТРОВ

Схема универсального стенда для экспериментального определения характеристик МОК приведена на рисунке 2.5. Компрессор 7 приводится во вращение электродвигателем 11 через гидромуфту 10 и мультипликатор 9. Воздух поступает в компрессор через воздухозаборник 6 из шахты забора атмосферного воздуха 1. Воздухозаборник 6 находится в термобарокамере 4 и имеет специально спрофилированный плавный вход для создания равномерного поля скоростей перед компрессором и используется одновременно для измерения расхода воздуха.

Из компрессора воздух поступает в ресивер 8, за которым находится холодильник 5. Далее расположена дроссельная заслонка 3, имитирующая сопротивление газового тракта двигателя. После этого воздух сбрасывается в атмосферу через выхлопную шахту 2.



- 1 – шахта забора воздуха из атмосферы, 2 – выхлопная шахта,  
 3 – заслонка, 4 – термобарокамера, 5 – холодильник, 6 – воздухозаборник, 7 – компрессор,  
 8 – ресивер, 9 – мультипликатор, 10 – гидромуфта, 11 – электродвигатель

Рисунок 2.5 - Схема стенда для экспериментального определения характеристик многоступенчатого осевого компрессора

За счёт изменения мощности электродвигателя и положения дроссельной заслонки можно устанавливать на компрессоре режимы с различными значениями частоты вращения  $n$  и расхода воздуха  $G_B$ .

Стенд оснащен измерительной аппаратурой, позволяющей в процессе испытаний определять значения атмосферного давления  $p_H$  и температуры воздуха  $t_H$  в градусах Цельсия, давления разрежения на входе в компрессор  $\Delta p_B$ , избыточного давления за компрессором  $p_{к\text{ изб}}^*$ , полной температуры на выходе из компрессора в градусах Цельсия  $t_K^*$ , частоту вращения вала  $n$ . По величинам перечисленных параметров возможно определить: расход воздуха через компрессор  $G_B$ , степень повышения давления  $\pi_K^*$ , мощность, потребляемую компрессором  $N_K$ , и крутящий момент на его валу  $M_{кр}$ .

Обработка экспериментальных данных выполнялась в соответствии с представленной ниже методикой.

1. Полное давление на входе в компрессор  $p_B^*$  принималось равным атмосферному давлению  $p_H$

$$p_H = p_H^* = p_B^* \quad (2.1)$$

2. Полная температура воздуха на входе в компрессор в градусах Цельсия  $t_B^*$  принималась равной температуре атмосферного воздуха  $t_H$

$$t_H = t_H^* = t_B^* \quad (2.2)$$

3. Атмосферная температура воздуха в градусах Кельвина  $T_H$

$$T_H = t_H + 273,15 \quad (2.3)$$

4. Полная температура потока на выходе из компрессора в градусах Кельвина  $T_K^*$

$$T_K^* = t_K^* + 273,15 \quad (2.4)$$

5. Статическое давление на входе в компрессор  $p_B$

$$p_B = p_H - \Delta p_B \quad (2.5)$$

6. Газодинамическая функция давления  $\pi(\lambda_B)$  на входе в компрессор

$$\pi(\lambda_B) = \frac{p_B}{p_B^*} \quad (2.6)$$

7. Приведенная скорость потока воздуха  $\lambda_B$  на входе в компрессор

$$\lambda_B = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \cdot \left(1 - \pi(\lambda)^{\frac{k-1}{k}}\right)} \quad (2.7)$$

8. Газодинамическая функция плотности тока воздуха  $q(\lambda_B)$  на входе в компрессор

$$q(\lambda_B) = \lambda_B \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_B^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (2.8)$$

9. Расход воздуха  $G_B$

$$G_B = m_B \cdot \frac{p_B^* \cdot F_B}{\sqrt{T_B^*}} \cdot q(\lambda_B) = m_B \cdot \frac{p_B^* \cdot F_B}{\sqrt{T_H^*}} \cdot q(\lambda_B), \quad (2.9)$$

где  $F_B$  – площадь поперечного сечения воздухозаборника в сечении замера давления разрежения  $\Delta p_B$ .

10. Полное абсолютное давление на выходе из компрессора  $p_{к\text{ абс}}^*$

$$p_{к\text{ абс}}^* = p_{к\text{ изб}}^* + p_H \quad (2.10)$$

11. Степень повышения полного давления в компрессоре  $\pi_k^*$

$$\pi_k^* = \frac{p_{к\text{ абс}}^*}{p_H} \quad (2.11)$$

12. Удельная работа компрессора  $L_k$

$$L_k = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot (T_k^* - T_B^*) \quad (2.12)$$

13. Мощность, потребляемая компрессором,  $N_k$

$$N_k = G_B \cdot L_k \quad (2.13)$$

14. Крутящий момент на валу компрессора  $M_{кр}$

$$M_{кр} = N_k \cdot \frac{30}{\pi \cdot n} \quad (2.14)$$

15. При формировании зависимостей на рисунках 2.2...2.4 в относительном виде за базовую точку принята расчётная точка на характеристике МОК с максимальным КПД для относительной частоты вращения  $\bar{n} = 1$ . Значения всех параметров на этих рисунках были приведены в относительный вид с помощью формулы:

$$\bar{x} = \frac{x}{x_p} \quad (2.15)$$

где  $x_p$  и  $x$  – размерные параметры в расчётной (базовой) и произвольной точках соответственно.

Предельная относительная погрешность для измеряемых первичных параметров определялась по методике, изложенной в ГОСТ 8.736-2011 [24]:

$$\delta x = \frac{\Delta x}{x} \cdot 100 \%, \quad (2.16)$$

где  $\Delta x$  - абсолютная погрешность измерения (таблица 2.2);

$x$  – результат измерения.

Значения относительной погрешности для измеряемых первичных параметров приведены в таблице 2.3.

Из таблицы 2.3 видно, что наибольшие предельные относительные погрешности определения атмосферного давления  $p_H$  и температуры  $t_H$ , давления разрежения на входе в компрессор  $\Delta p_B$ , полной температуры на выходе из

компрессора  $t_k^*$ , избыточного полного давления на выходе из компрессора  $p_{k \text{ изб}}^*$  и частоты вращения МОК  $n$  составили соответственно 0,13; 3,33; 0,37; 0,97; 0,61 и 0,50 %.

Таблица 2.2 – Значения абсолютных погрешностей для измеряемых первичных параметров

№ п/п	Обозначение абсолютных погрешностей параметров	Размерность	Значение абсолютной погрешности	Примечание
1.	$\Delta p_H$	Па	135	Барометр типа БАММ-1
2.	$\Delta t_H$	С°	0,5	Термопара типа Т [23]
3.	$\Delta(\Delta p_B)$	Па	19,6	Дифманометр сильфонный пневматический типа ДС-П [57]
4.	$\Delta t_k^*$	С°	1	Термопара типа S,R [23]
5.	$\Delta p_{k \text{ изб}}^*$	Па	785	Манометр МТ-100

Предельные относительные погрешности косвенных измерений определялись в соответствии с рекомендациями МИ2083-90 [44] с помощью выражений, приведенных ниже.

1. Предельная относительная погрешность атмосферной температуры воздуха в градусах Кельвина.

$$\delta T_H = \frac{\Delta t_H}{t_H + 273,15} \cdot 100 \% \quad (2.17)$$

2. Предельная относительная погрешность полной температуры потока на выходе из компрессора в градусах Кельвина.

$$\delta T_k^* = \frac{\Delta t_k^*}{t_k^* + 273,15} \cdot 100 \% \quad (2.18)$$

3. Предельная относительная погрешность статического давления на входе в компрессор  $\delta p_B$  определялась по формуле:

$$\delta p_B = K \cdot \sqrt{\left(\frac{p_H}{p_H - \Delta p_B}\right)^2 \delta^2 p_H + \left(\frac{\Delta p_B}{p_H - \Delta p_B}\right)^2 \delta^2 (\Delta p_B)}, \quad (2.19)$$

где  $K = 1,1$  – коэффициент при доверительной вероятности  $P = 0,95$ .

Таблица 2.3 – Значения предельной относительной погрешности для измеряемых первичных параметров

Обозначение режима		$\delta p_H, \%$	$\delta T_H, \%$	$\delta(\Delta p_B), \%$	$\delta T_K^*, \%$	$\delta p_{K \text{ изб}}^*, \%$	$\delta n, \%$
	$\overline{G_B}$						
$\bar{n} = 0,92$	0,76	0,13	3,33	0,37	0,82	0,52	0,50
	0,84	0,13	3,33	0,29	0,88	0,52	0,50
	0,87	0,13	3,33	0,27	0,90	0,52	0,50
	0,88	0,13	3,33	0,27	0,90	0,52	0,50
	0,90	0,13	3,33	0,26	0,91	0,53	0,50
	0,91	0,13	3,33	0,25	0,93	0,55	0,50
	0,93	0,13	3,33	0,24	0,97	0,61	0,50
$\bar{n} = 1,00$	0,93	0,13	3,33	0,24	0,73	0,41	0,50
	0,98	0,13	3,33	0,21	0,76	0,41	0,50
	0,99	0,13	3,33	0,21	0,76	0,41	0,50
	1,00	0,13	3,33	0,20	0,78	0,42	0,50
	1,01	0,13	3,33	0,19	0,79	0,43	0,50
	1,02	0,13	3,33	0,19	0,80	0,44	0,50
	1,03	0,13	3,33	0,19	0,83	0,50	0,50

4. Предельная относительная погрешность газодинамической функции давления  $\delta\pi(\lambda_B)$ .

$$\delta\pi(\lambda_B) = K \cdot \sqrt{\left(\frac{\delta p_B}{K}\right)^2 + \delta^2 p_H}. \quad (2.20)$$

5. Предельная относительная погрешность приведенной скорости воздуха  $\delta\lambda_B$ .

$$\delta\lambda_B = \sqrt{\left(\frac{\frac{k-1}{2k} (\pi(\lambda_B))^{\frac{k-1}{k}}}{1 - (\pi(\lambda_B))^{\frac{k-1}{k}}}\right)^2} \cdot \delta^2 \pi(\lambda_B). \quad (2.21)$$

6. Предельная относительная погрешность газодинамической функции плотности тока воздуха  $\delta q(\lambda_B)$ .

$$\delta q(\lambda_B) = \sqrt{\left(1 + \frac{2}{k+1} \cdot \lambda_B^2\right)^2} \cdot \delta^2 \lambda_B. \quad (2.22)$$

7. Предельная относительная погрешность расхода воздуха  $\delta G_B$ .

$$\delta G_B = K \cdot \sqrt{\delta^2 p_H + \frac{1}{K^2} \cdot \delta^2 (q(\lambda_B)) + \frac{1}{4} \cdot \delta^2 T_H} . \quad (2.23)$$

8. Предельная относительная погрешность полного абсолютного давления на выходе из компрессора  $\delta p_{к абс}^*$ .

$$\delta p_{к абс}^* = K \cdot \sqrt{\left(\frac{p_{к изб}^*}{p_{к изб}^* + p_H}\right)^2 \delta^2 p_{к изб}^* + \left(\frac{p_H}{p_{к изб}^* + p_H}\right)^2 \delta^2 p_H} . \quad (2.24)$$

9. Предельная относительная погрешность степени повышения полного давления в компрессоре  $\delta \pi_k^*$ .

$$\delta \pi_k^* = K \cdot \sqrt{\left(\frac{\delta p_{к абс}^*}{K}\right)^2 + \delta^2 p_H} . \quad (2.25)$$

10. Предельная относительная погрешность удельной работы компрессора  $\delta L_k$ .

$$\delta L_k = K \cdot \sqrt{\left(\frac{T_k^*}{T_k^* - T_H}\right)^2 \cdot \delta^2 T_k^* + \left(\frac{T_H}{T_k^* - T_H}\right)^2 \cdot \delta^2 T_H} . \quad (2.26)$$

11. Предельная относительная погрешность мощности, потребляемой компрессором,  $\delta N_k$ .

$$\delta N_k = \sqrt{\delta^2 G_B + \delta^2 L_k} . \quad (2.27)$$

12. Предельная относительная погрешность крутящего момента компрессора  $\delta M_{кр}$ .

$$\delta M_{кр} = K \sqrt{\delta^2 N_k / K^2 + \delta^2 n} . \quad (2.28)$$

Ранее проведёнными исследованиями установлено, что при определении косвенных измерений случайными погрешностями по сравнению с неисключёнными погрешностями можно пренебречь. Полученные значения предельных относительных погрешностей косвенных измерений представлены в таблице 2.4.

Наибольшие предельные относительные погрешности определения расхода воздуха  $\delta G_B$ , мощности компрессора  $\delta N_k$  и крутящего момента  $\delta M_{кр}$  составили для частоты вращения в относительном виде  $\bar{n} = 0,92$  соответственно - 2,31 % 4,84 % и

4,87 %, а для частоты вращения в относительном виде  $\bar{n}=1,00$  соответственно - 1,55 %, 3,70 % и 3,73 %.

Вывод: Из анализа таблицы 2.4 можно сделать вывод, что относительные погрешности определения расхода воздуха  $\delta G_B$ , мощности компрессора  $\delta N_K$  и крутящего момента  $\delta M_{кр}$  уменьшаются от режима работы с относительной частотой вращения 0,92 к режиму работы с относительной частотой вращения 1,00. Относительная погрешность определения расхода воздуха  $\delta G_B$  уменьшается на 0,76 % , мощности компрессора  $\delta N_K$  и крутящего момента  $\delta M_{кр}$  - на 1,14 %.

Таблица 2.4 – Значения предельной относительной погрешности косвенных измерений с доверительной вероятностью 95%

Обозначение режима		$\delta T_H, \%$	$\delta p_B, \%$	$\delta \pi(\lambda_B), \%$	$\delta \lambda_B, \%$	$\delta q(\lambda_B), \%$	$\delta G_B, \%$
$G_B$							
$\bar{n}_{гр} = 0,92$	0,76	0,17	0,15	0,21	1,94	2,09	2,31
	0,84	0,17	0,16	0,21	1,54	1,69	1,87
	0,87	0,17	0,16	0,21	1,44	1,60	1,76
	0,88	0,17	0,16	0,21	1,41	1,55	1,72
	0,90	0,17	0,16	0,21	1,35	1,50	1,66
	0,91	0,17	0,16	0,21	1,30	1,46	1,61
	0,93	0,17	0,16	0,22	1,25	1,40	1,55
	$\bar{G}_B$	$\delta T_K^*, \%$	$\delta p_{кабс}^*, \%$	$\delta \pi_K^*, \%$	$\delta L_K, \%$	$\delta N_K, \%$	$\delta M_{кр}, \%$
	0,76	0,25	0,35	0,37	3,34	3,97	4,00
	0,84	0,26	0,35	0,37	3,87	4,30	4,33
	0,87	0,26	0,35	0,38	3,99	4,36	4,39
	0,88	0,26	0,35	0,38	4,00	4,36	4,39
	0,90	0,26	0,35	0,38	4,11	4,43	4,46
	0,91	0,26	0,36	0,39	4,24	4,53	4,56
	0,93	0,27	0,38	0,41	4,59	4,84	4,87

Продолжение таблицы 2.4

Обозначение режима		$\delta T_H$	$\delta p_B, \%$	$\delta \pi(\lambda_B), \%$	$\delta \lambda_B, \%$	$\delta q(\lambda_B), \%$	$\delta G_B, \%$
$\overline{G_B}$							
$\overline{n_{гпр}} = 1,00$	0,93	0,17	0,16	0,22	1,25	1,40	1,55
	0,98	0,17	0,16	0,22	1,12	1,27	1,41
	0,99	0,17	0,16	0,22	1,09	1,24	1,38
	1,00	0,17	0,16	0,22	1,06	1,21	1,34
	1,01	0,17	0,16	0,22	1,02	1,17	1,30
	1,02	0,17	0,16	0,22	1,01	1,16	1,29
	1,03	0,17	0,16	0,22	0,99	1,15	1,27
	$\overline{G_B}$	$\delta T_K^*, \%$	$\delta p_{кабс}^*, \%$	$\delta \pi_K^*, \%$	$\delta L_K, \%$	$\delta N_K, \%$	$\delta M_{кр}, \%$
	0,93	0,24	0,30	0,33	2,74	3,15	3,19
	0,98	0,25	0,30	0,33	2,93	3,25	3,29
	0,99	0,25	0,30	0,33	2,97	3,27	3,31
	1,00	0,25	0,30	0,34	3,05	3,33	3,37
	1,01	0,25	0,31	0,34	3,12	3,38	3,42
	1,02	0,25	0,32	0,35	3,22	3,47	3,51
	1,03	0,25	0,34	0,37	3,47	3,70	3,73

### 2.3 ПОСТРОЕНИЕ РАБОЧЕЙ ОБЛАСТИ ПНЕВМОТОРМОЗА

#### ПО ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМ ДАННЫМ

На основании экспериментальных характеристик базового МОК (рисунки 2.3 и 2.4) были сформированы его рабочие области как пневмотормоза. Для этого мощностная и моментная характеристики были перестроены в координатах мощность компрессора  $N_K$  - частота вращения компрессора  $n$  и крутящий момент  $M_{кр}$  - частота вращения компрессора  $n$  (рисунки 2.6 и 2.7) и приобрели вид вертикальных линий. Для получения рабочей области пневмотормоза крайние точки этих линий были соединены между собой.

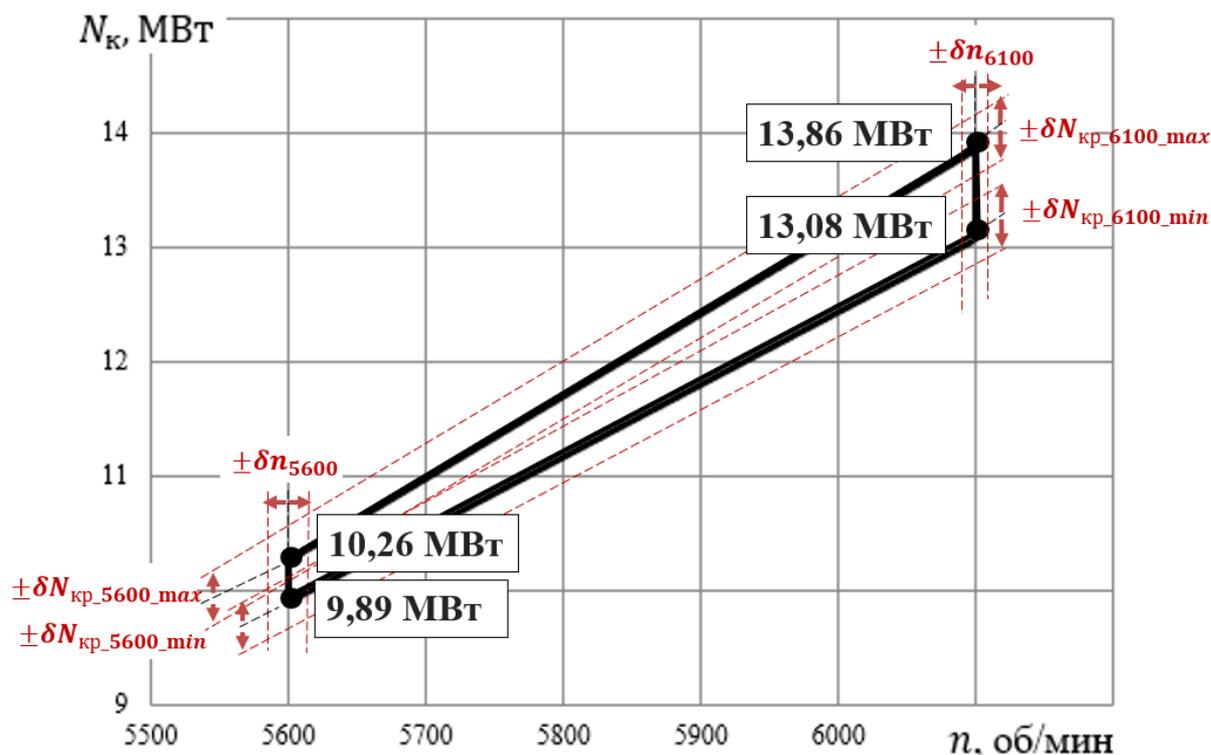


Рисунок 2.6 - Рабочая область пневмотормоза на основе базового МОК  
в координатах  $N_{кр} - n$

На границы рабочих областей пневмотормоза на рисунках 2.6 и 2.7 нанесены предельные относительные погрешности измерений мощности и крутящего момента, а также частоты вращения ротора.

Из анализа рабочей области пневмотормоза по параметрам  $N_{кр} - n$ , представленной на рисунке 2.6, следует, что он работоспособен в диапазоне частот вращения  $n$  от 5600 мин<sup>-1</sup> до 6100 мин<sup>-1</sup>. Для частоты вращения  $n = 5600$  мин<sup>-1</sup> минимальное значение мощности  $N_{кр}$  составляет 9,89 МВт, а максимальное значение – 10,26 МВт. Таким образом, диапазон изменения мощности равен 0,37 МВт. Для частоты вращения  $n = 6100$  мин<sup>-1</sup> минимальное значение мощности  $N_{кр}$  составляет 13,08 МВт, максимальное значение – 13,86 МВт и диапазон изменения мощности равен 0,78 МВт.

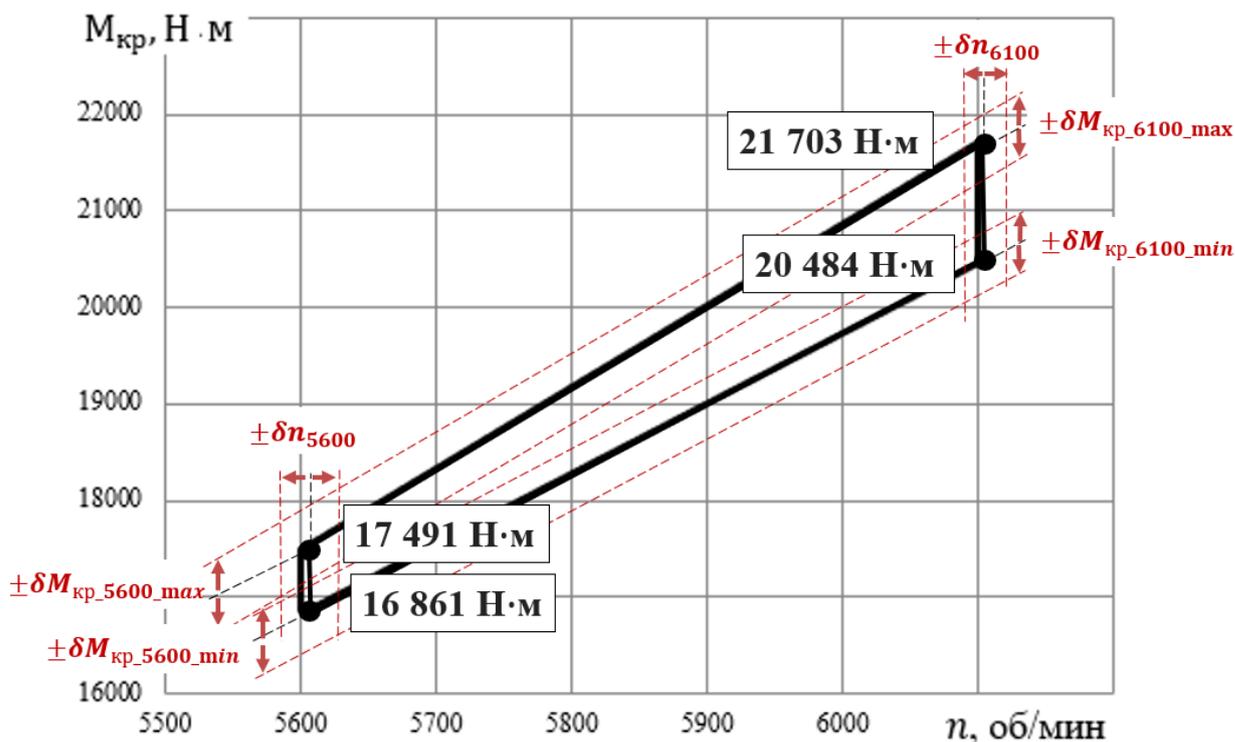


Рисунок 2.7 - Рабочая область пневмотормоза на основе базового МОК в координатах  $M_{кр} - n$

Из анализа рабочей области пневмотормоза по параметрам  $M_{кр} - n$ , приведённой на рисунке 2.7, следует, что при частоте вращения  $n = 5600 \text{ мин}^{-1}$  минимальное значение крутящего момента  $M_{кр}$  равно 16 861 Н·м, а максимальное значение  $M_{кр} - 17 491 \text{ Н·м}$ . Диапазон изменения крутящего момента составляет 630 Н·м. При частоты вращения  $n = 6100 \text{ мин}^{-1}$  минимальное значение крутящего момента  $M_{кр} = 20 484 \text{ Н·м}$ , а максимальное значение — 21 703 Н·м. Диапазон изменения крутящего момента составляет 1219 Н·м.

Из рисунка 2.6 видно, что для базового МОК диапазон изменения мощности является весьма узким и составляет менее 1 МВт - от 0,37 МВт для частоты вращения  $5600 \text{ мин}^{-1}$  и до 0,78 МВт для частоты вращения  $6100 \text{ мин}^{-1}$ .

Аналогичная картина наблюдается и для крутящего момента. При частоте вращения  $5600 \text{ мин}^{-1}$  диапазон его изменения равен 630 Н·м, а при  $n = 6100 \text{ мин}^{-1}$  - 1219 Н·м.

## 2.4 ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ЧИСЛЕННОЙ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА КАК ПНЕВМОТОРМОЗА

Численная модель рабочего процесса базового МОК была создана с использованием рекомендаций, выявленных в результате анализа литературных источников, представленного в главе 1.

Параметры численной модели базового МОК, которые требовали изменения по сравнению с выявленными на основании анализа технической литературы рекомендациями, оговорены отдельно.

Моделирование рабочего процесса базового МОК было выполнено с использованием методов вычислительной газовой динамики (CFD), основанных на численном решении осреднённых по времени уравнений Навье-Стокса (RANS) в коммерческом программном пакете NUMECA Fine/Turbo [98].

Численное моделирование проводилось согласно распространённому подходу [3, 18, 55, 99]. На первом этапе была создана расчётная область, представляющая собой область течения газа вокруг одной лопатки каждого лопаточного венца компрессора, и выполнена ее дискретизация. Затем были определены параметры моделирования (параметры сеточной модели, модель турбулентности), а также заданы начальные и граничные условия (на входе в компрессор задавалось значение полного давления  $p_n^*$  и полной температуры  $T_v^*$ , на выходе из расчётной области для изменения режима работы компрессора при постоянной частоте вращения варьировалось статическое давление  $p_k$ ). Характеристики компрессора были рассчитаны для трёх рабочих режимов при относительных частотах вращения  $\bar{n} = 0,92; 1,00$  и  $1,10$ .

На втором этапе выполнена итеративная расчётная симуляция.

На завершающем третьем этапе был проведён анализ результатов расчёта и полученных зависимостей (мощностной и моментной характеристик).

При построении численных моделей МОК использовались следующие допущения.

1. Течение в каждом ЛВ обладало свойством циклической симметрии. Иными словами, течения во всех межлопаточных каналах в пределах одного ЛВ одинаковы, поэтому каждый ЛВ можно моделировать одним межлопаточным каналом с наложенными на его боковые поверхности условиями периодичности.
2. Характер течения в компрессоре не являлся сугубо нестационарным: отсутствовали крупные вихри, пульсации и т.д. Поэтому расчёт был выполнен в стационарной постановке.
3. Деформации рабочих лопаток и дисков под действием газовой и центробежной нагрузок не учитывались.
4. Свойства рабочего тела описывались моделью идеального газа с учетом переменности теплоемкости, теплопроводности и вязкости в зависимости от температуры рабочего тела [30].
5. Теплообмен между стенками проточной части и потоком отсутствовал. Данное допущение позволило исключить из расчета уравнения теплообмена и за счёт этого увеличить скорость расчёта.

Создание геометрии расчётной области выполнялось в автоматическом блочно-структурированном сеточном генераторе для турбомашин Numeca AutoGrid5 с использованием рабочих чертежей базового МОК и рабочих чертежей его лопаток. Для импорта геометрии лопаток использовался программный комплекс Profler [50, 91, 92]. Полученная расчётная область представлена на рисунке 2.8.

На следующем этапе расчётная область была разбита на элементы и создана так называемая структурированная расчётная сетка. Подход к построению таких сеток в данном сеточном генераторе *Numeca AutoGrid5* заключается в следующем: создаётся двухмерная сетка в межлопаточном канале, которая затем вытягивается по высоте проточной части с заданным количеством слоёв трёхмерной сетки. Двухмерная сетка в сеточном генераторе *Numeca AutoGrid5* называется *B2B* (сокращённо от *Blade to Blade*, перевод: «Лопатка к лопатке»). Количество слоёв трёхмерной сетки (иными словами количество элементов по высоте проточной

части) в сеточном генераторе *Numeca AutoGrid5* обозначается как *FlowPath Number* (перевод: «Количество линий тока», сокращённо FP) [55].

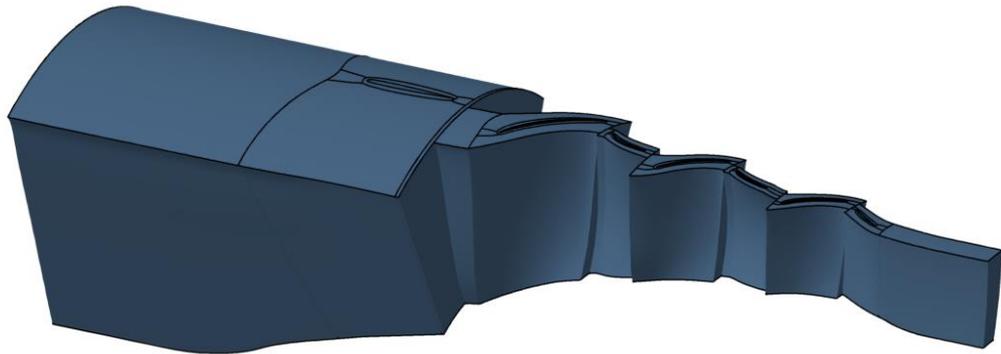


Рисунок 2.8 – Расчётная область базового многоступенчатого осевого компрессора

Схематично описанный метод построения сеток для доменов лопаточных венцов МОК показан на рисунке 2.9.

Согласно анализу литературных источников, были выявлены рекомендуемые значения параметров сеточных моделей рабочего процесса МОК в сочетании с использованием модели турбулентности *k-epsilon* (*k-e*), позволяющие получить наиболее точный результат за наименьшее время. Принятые значения основных параметров сетки приведены в таблице 2.5

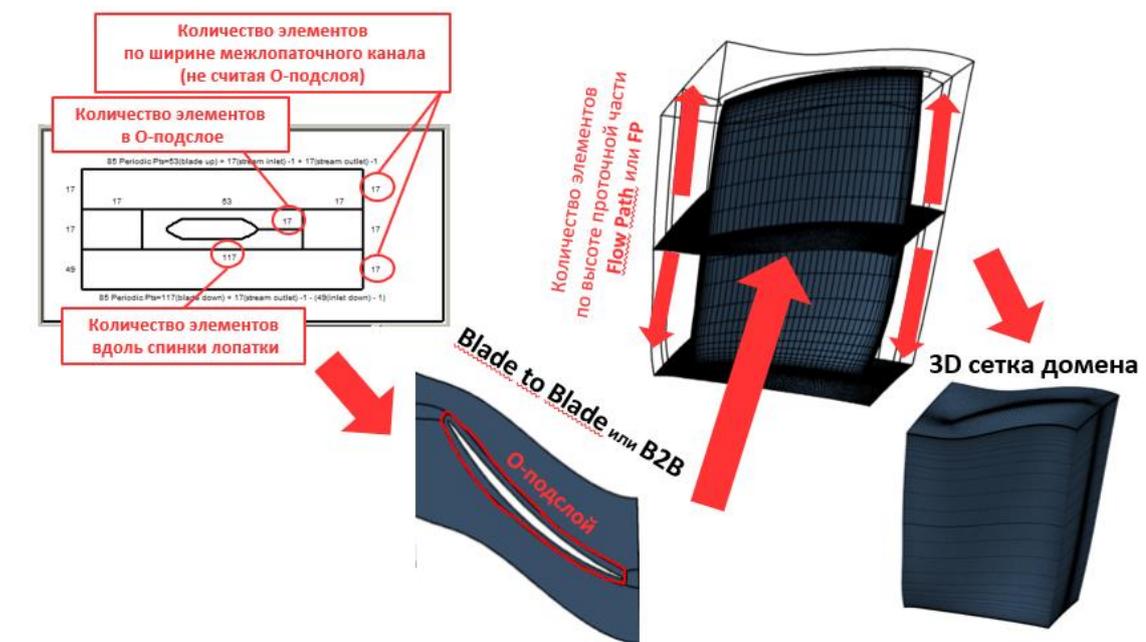
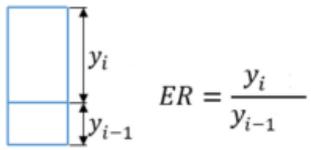
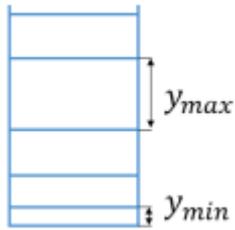


Рисунок 2.9 – Пример расчётной сетки лопаточного венца осевого компрессора

Таблица 2.5 – Принятые значения основных параметров сеточной модели проточной части базового МОК

№ п/п	Параметр и его обозначение		Значение параметра	Примечание
1.	$y^+$	Безразмерный параметр, характеризующий размер элемента, ближайшего к стенкам ПЧ. Данный параметр определяется отношением динамической скорости потока $v^*$ к кинематической вязкости $\nu$ и пропорционален размеру первой ближайшей к стенке ячейки $y_1$ .	1	$y^+ = \frac{y_1 v^*}{\nu}$
2.	B2B	Количество элементов в одном слое расчётной сетки, которое определяется как суммарное количество элементов в сетке, отнесенное к количеству слоёв сетки по высоте ПЧ.	22 000	См. рис. 2.3
3.	ER	<b>Максимальный Expansion Ratio</b> - фактор роста ячеек, показывающий во сколько раз высота одной ячейки $y_{i-1}$ больше следующей $y_i$ .	1,2	
4.	MR	<b>Максимальный Aspect Ratio</b> - максимальная относительная высота ячеек канала, определяемая как отношение максимальной высоты элемента в канале $y_{max}$ к высоте пристеночной ячейки $y_{min}$ .	1000	

На основе выявленных рекомендаций была создана структурированная расчётная сетка (рисунок 2.10). Её параметры приведены в таблице 2.6.

В качестве граничных условий на входе в компрессор задавалось значение полного давления  $p_n^* = 101325$  Па и полной температуры  $T_B^* = 288,15$  К. Направление потока на входе в расчётную область было задано осевым.

Расход воздуха через компрессор изменялся за счёт варьирования на втулочном диаметре статического давления на выходе из расчётной области.

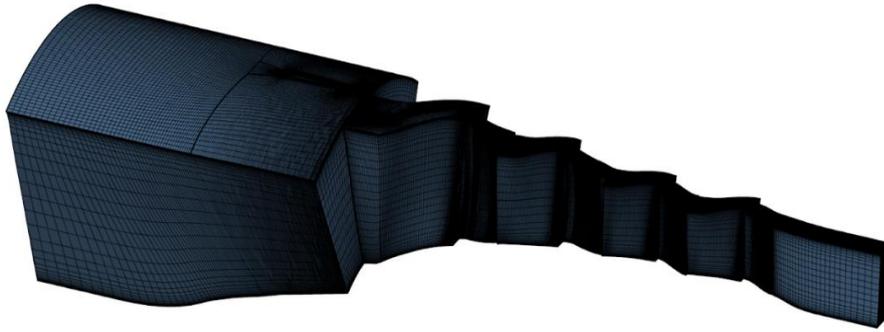


Рисунок 2.10 – Структурированная расчётная сетка базового многоступенчатого осевого компрессора

Выбранный в качестве базового перспективный КНД двигателя производства ПАО «ОДК-Кузнецов» также проходил испытания на режиме, соответствующем относительной частоте вращения  $\bar{n} = 1,1$ . Однако имеющихся экспериментальных данных недостаточно для построения мощностной и моментной характеристик. В связи с этим полученные расчетным путём характеристики были построены для трёх режимов  $\bar{n} = 0,92$ ; 1,00 и 1,10 работы МОК (рисунок 2.11).

Таблица 2.6 – Значения параметров сеточной модели проточной части базового МОК

Домен	Количество элементов трёхмерной сетки	Количество элементов в плоском межлопаточном канале	Количество элементов по высоте проточной части	Количество элементов вдоль спинки лопатки	Количество элементов по ширине межлопаточного канала (на уровне О. поддона)	Количество элементов в О-подслое	Размер элемента, ближайшего к стенке, мм	Минимальная скошенность ячеек, град.	Максимальный Aspect Ratio (MR)	Максимальный Expansion Ratio (ER)
ВНА	3 676 575	35 015	105	145	82	25	0,0150	36,0	1200	1,18
ПК1	1 871 816	21 021	101	145	50	25	0,0093	18,6	1051	1,24
НА1	1 468 678	16 502	89	137	50	25	0,0083	33,6	1040	1,22
ПК2	1 548 991	16 340	97	145	50	25	0,0077	21,9	1007	1,22
НА2	1 534 686	16 502	93	137	50	25	0,0071	34,1	1037	1,19
ПК3	1 522 891	16 375	93	145	50	25	0,0071	29,1	828	1,23
НА3	1 612 502	18 118	89	137	50	25	0,0067	36,2	2085	1,20
<b>Итого: 13 272 139</b>										

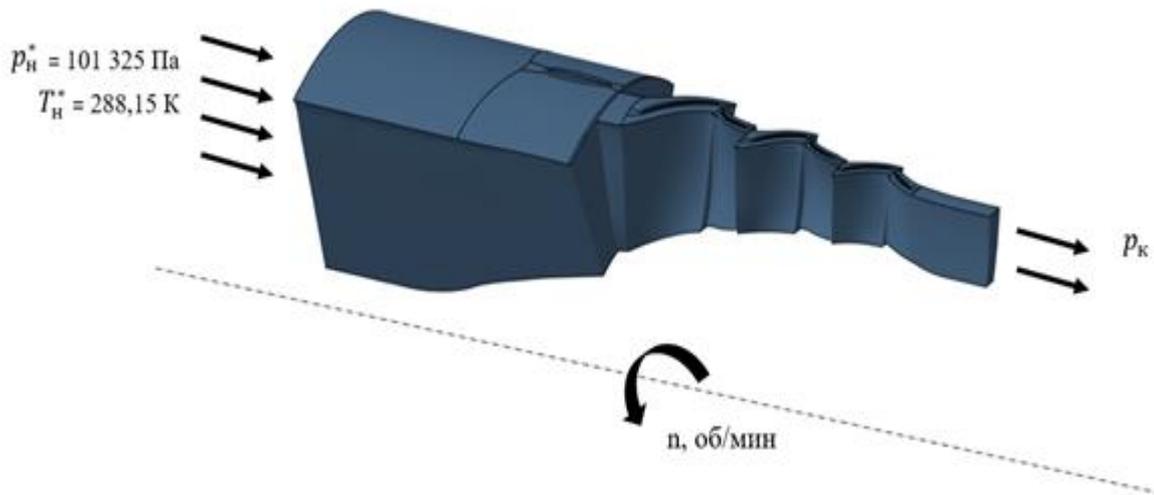


Рисунок 2.11 – Схема потока с граничными условиями

При настройках расчётной модели в качестве рабочего тела использовалась модель идеального газа с учетом переменности теплоемкости, теплопроводности и вязкости в зависимости от температуры рабочего тела. Газовая постоянная равнялась  $R = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$ . Теплоёмкость, вязкость и теплопроводность были заданы в виде стандартных зависимостей от температуры:  $C_p = f(T)$ ,  $\mu = f(T)$ ,  $h = f(T)$ .

Расчёты выполнялись в стационарной постановке с использованием вложенных сетей (для ускорения расчёта, потребления меньшего количества оперативной памяти и лучшей сходимости решения в процессе расчёта сначала использовались более грубые сетки с последующим уточнением) и центрально – разностной схемой дискретизации [98].

Далее была выполнена итеративная расчётная симуляция. Полученные картины распределения чисел Маха в проточной части базового МОК приведены в Приложении Б (рисунок Б.1).

В результате расчёта с помощью программы NUMECA FINE/Turbo были определены значения параметров потока в узлах расчётной сетки, а также сформирован выходной файл, содержащий, в том числе, осреднённые по расходу значения основных параметров потока на входе и выходе из компрессора.

Для каждой точки характеристики из соответствующего выходного файла брались значения следующих параметров: атмосферного давления  $p_H^*$ , полного давления потока на выходе из компрессора  $p_K^*$ , расхода воздуха на входе в компрессор  $G_B$ , полной температуры потока на входе в компрессор  $T_B^*$ , полной температуры потока на выходе из компрессора  $T_K^*$ , частоты вращения ротора  $n$ .

Затем для каждой точки характеристики выполнялся расчёт значений степени повышения давления  $\pi_K^*$ , мощности  $N_K$  и крутящего момента  $M_{кр}$  по выражениям:

$$\pi_K^* = \frac{p_K^*}{p_H^*}; \quad (2.29)$$

$$N_K = G_B L_K, \quad (2.30)$$

где

$$L_K = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot (T_K^* - T_B^*); \quad (2.31)$$

$$M_{кр} = \frac{N_K}{\pi n / 30}. \quad (2.32)$$

Далее были построены характеристики в виде зависимостей  $\overline{N_K} = f(\overline{G_B})$  и  $\overline{M_{кр}} = f(\overline{G_B})$  при различных относительных частотах вращения ротора компрессора  $\bar{n}$ .

Все полученные зависимости были представлены в относительном виде. За базовую принята точка на характеристике МОК с максимальным КПД для частоты вращения  $\bar{n} = 1$ . Значения всех параметров были приведены в относительный вид с помощью формулы:  $\bar{x} = x/x_p$ .

Сравнение экспериментальных и рассчитанных характеристик базового МОК приведено на рисунках 2.12 и 2.13, на которых линиями представлены расчётные характеристики, а значками – экспериментальные данные.

В рассматриваемом случае остаточной дисперсии  $\sigma_{ост}^2$ , характеризующей разброс результатов расчёта относительно экспериментальных данных, соответствовало число степеней свободы  $k_{1i} = n_{1i} - 1$ , где  $n_{1i}$  – число расчётных точек на одной линии характеристики при постоянной относительной частоте вращения.

Дисперсия для каждой экспериментальной точки, характеризующая погрешность определения  $N_k$  и  $M_{кр}$ , находилась по формулам:

$$\sigma_{y_{ij} N_k}^2 = \left( \frac{N_{kij} \delta N_{kij} / 100}{3} \right)^2 ; \quad (2.33)$$

$$\sigma_{y_{ij} M_{кр}}^2 = \left( \frac{M_{крij} \delta M_{крij} / 100}{3} \right)^2 . \quad (2.34)$$

Число степеней свободы  $k_2$ , соответствующее дисперсии  $\sigma_y^2$ , принималось равным бесконечности  $\infty$ , так как величина  $\sigma_y^2$  находилась на основании предельных относительных погрешностей экспериментального определения  $N_k$  и  $M_{кр}$ .

Расчётная модель считалась адекватной, если  $F < F_{кр}$ , где  $F_{кр}$  – критическое значение критерия F, определяемое по таблице [32] при числе степеней свободы  $k_1/k_2$  и доверительной вероятности  $P = 0,95$ .

В таблице 2.7 приведены вычисленные значения критерия Фишера для каждой точки характеристик (рисунки 2.12 и 2.13) при  $\bar{n} = 0,92$  и  $\bar{n} = 1,00$ . Критическое значение критерия Фишера при числе степеней свободы  $k_1 / k_2 = 6/\infty$  и уровне доверительной вероятности  $P = 0,95$  равно 2,21.

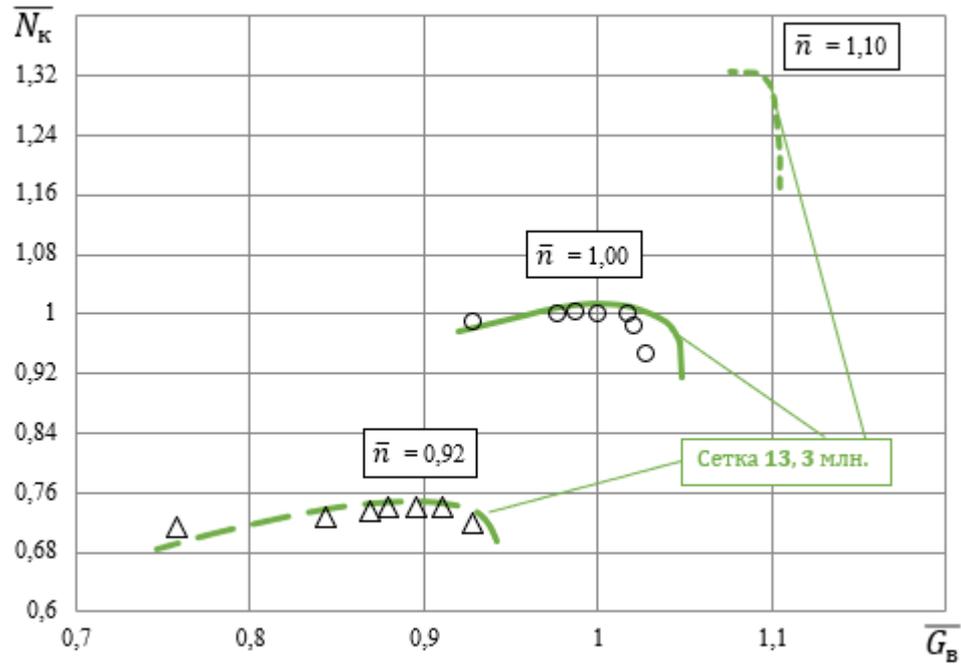


Рисунок 2.12 - Сравнение расчётных и экспериментальных мощностных характеристик базового МОК

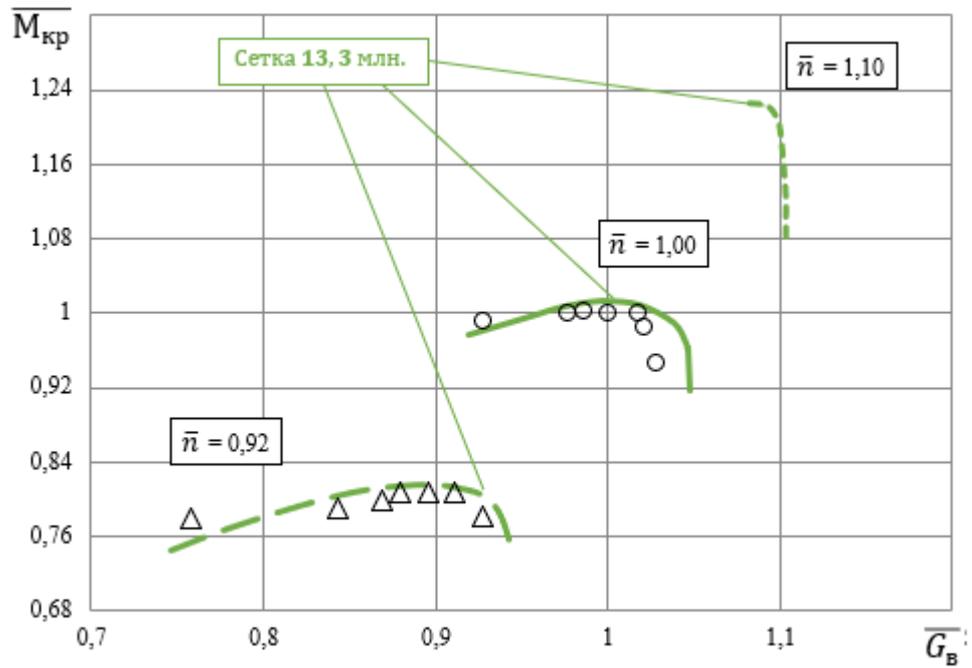


Рисунок 2.13 - Сравнение расчётных и экспериментальных моментных характеристик базового МОК

Таблица 2.7 – Значения критерия Фишера  $F$  для расчётных точек мощностных характеристик, которые получены с помощью сеточной модели, включающей 13,3 млн. элементов

$\bar{G}$	0,758	0,844	0,869	0,880	0,895	0,911	0,928
$\bar{n} = 0,92$	0,836	0,724	0,688	0,676	0,651	0,625	0,583
$\bar{G}$	0,928	0,976	0,986	1,000	1,017	1,021	1,027
$\bar{n} = 1,00$	2,076	1,914	1,882	1,827	1,764	1,732	1,654

Таблица 2.8 – Значения критерия Фишера  $F$  для расчётных точек моментных характеристик, которые получены с помощью сеточной модели, включающей 13,3 млн. элементов

$\bar{G}$	0,758	0,844	0,869	0,880	0,895	0,911	0,928
$\bar{n} = 0,92$	0,781	0,677	0,644	0,633	0,610	0,586	0,547
$\bar{G}$	0,928	0,976	0,986	1,000	1,017	1,021	1,027
$\bar{n} = 1,00$	1,898	1,752	1,723	1,674	1,617	1,590	1,522

Как видно из таблиц 2.7 и 2.8 все значения  $F$  меньше критической величины критерия Фишера:  $F < F_{кр} = 2,21$ . Из этого можно сделать вывод, что созданная численная модель позволяет получать результаты адекватные экспериментальным данным.

Расчёты были произведены с использованием процессора Intel® Core™ i7-4790. Для ускорения процесса решения задача разделялась между семью ядрами. Время, затраченное процессором компьютера на обработку задачи по решению одной точки характеристики компрессора, равнялось в среднем 8 часов 44 минут. В среднем на одной линии характеристики располагалось десять точек и расчёт её занимал около 61 часа или 2,5 суток.

Для получения рабочей области пневмотормоза необходимо получить минимум две ветки характеристики МОК. Таким образом, определение границ рабочей области одного варианта пневмотормоза (следовательно, и оценка его применимости для испытаний ГТД СТ) будет занимать в среднем не менее 5 суток. Увеличение количества рассматриваемых вариантов пневмотормоза приведёт к многократному увеличению времени проектирования пневмотормоза. В связи с этим была рассмотрена задача по уменьшению времени расчёта.

Анализ рабочей области пневмотормоза (рисунок 2.14) позволяет определить, что граница «запираания» компрессора, характерная для повышенных расходов воздуха через МОК, является нижней границей рабочей области пневмотормоза. Верхняя граница рабочей области пневмотормоза проходит через точки характеристики с максимальным значением мощности. Таким образом, граница срывных режимов работы МОК, соответствующая пониженному расходу воздуха, не является границей рабочей области пневмотормоза. В связи с этим в рамках решаемой задачи рекомендации по формированию конечно-элементных сеток моделей потока в МОК для расчёта границ рабочей области пневматического тормоза были получены для участка характеристики от границы «запираания» до максимального значения, вырабатываемой МОК, мощности.

Из анализа картины течения потока в проточной части МОК на границе «запираания» (рисунок 2.15), полученной с помощью созданной численной модели, очевидно, что «запираание» происходит в самом узком сечении проточной части МОК, горле направляющего аппарата третьей ступени. Также можно отметить характерную для компрессора низкого давления картину: на периферии первого, второго и третьего рабочих колёс также происходит частичное «запираание» канала. Это связано с высокими окружными скоростями в этих зонах и относительно низкими температурами потока на входе в компрессор.

С целью сокращения времени расчёта проведено исследование влияния снижения числа конечных элементов модели на адекватность результатов расчёта, в том числе моделирование рабочего процесса вблизи границы «запираания». Установлено, что снижение числа конечных элементов для данного МОК ниже 4,6 млн. элементов до 3,4 млн. элементов, позволило адекватно определить границу «запираания» в горле последнего направляющего аппарата МОК. Значения параметров облегченной сеточной модели проточной части базового компрессора, насчитывающей 4,6 млн. элементов, приведены в таблице 2.9. Однако, запираание в рабочих колесах компрессора, вызванное запираанием первого рабочего колеса на периферии и распространяющееся на последующие рабочие колеса, моделируется некорректно (рисунок 2.16). Об этом свидетельствуют эпюры чисел Маха,

построенные в области горла третьего рабочего колеса: интегральные значения чисел Маха в области периферийного сечения для сеток, насчитывающих 13,3 млн. и 4,6 млн. элементов, существенно больше, чем для сетки, насчитывающей 3,4 млн. элементов (рисунок 2.17). Для дальнейших исследований базового МОК было принято решение использовать облегчённую модель с количеством 4,6 млн. элементов и следующими параметрами: количество элементов для одного ЛВ в одном слое расчётной сетки  $\cong 10\ 500$ ,  $y^+ \cong 1$ ,  $ER \cong 1,35$ ,  $MR \cong 2000$ . Значения параметров облегченной сеточной модели проточной части базового компрессора, насчитывающей 4,6 млн. элементов, приведены в таблице 2.9.

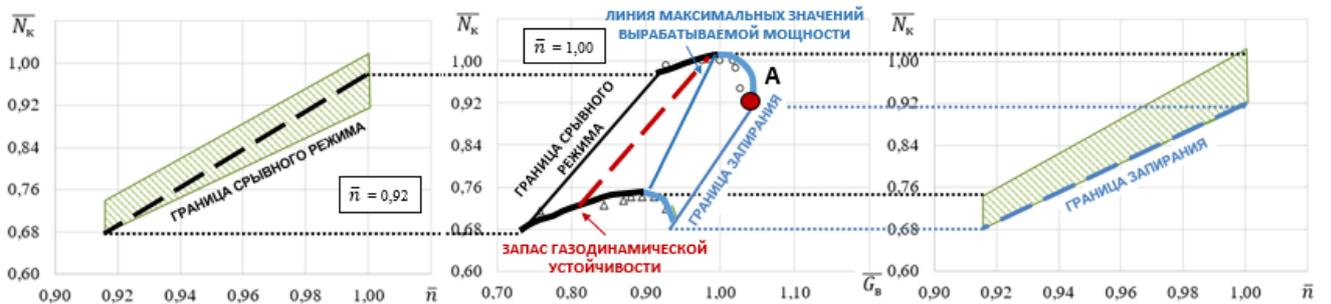


Рисунок 2.14 – Расположение границ работы МОК в рабочей области пневмотормоза

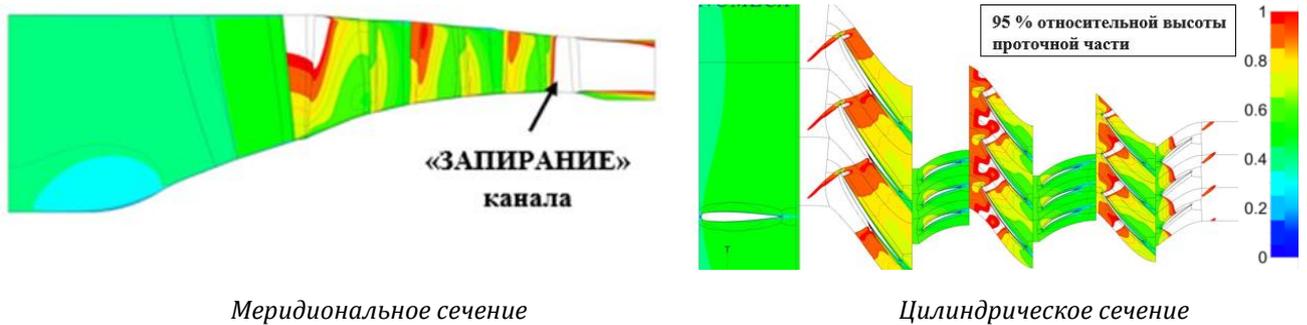


Рисунок 2.15 – Рассчитанные поля чисел Маха в относительной системе координат, полученные с помощью численной модели базового МОК в точке А (рисунок 2.15)

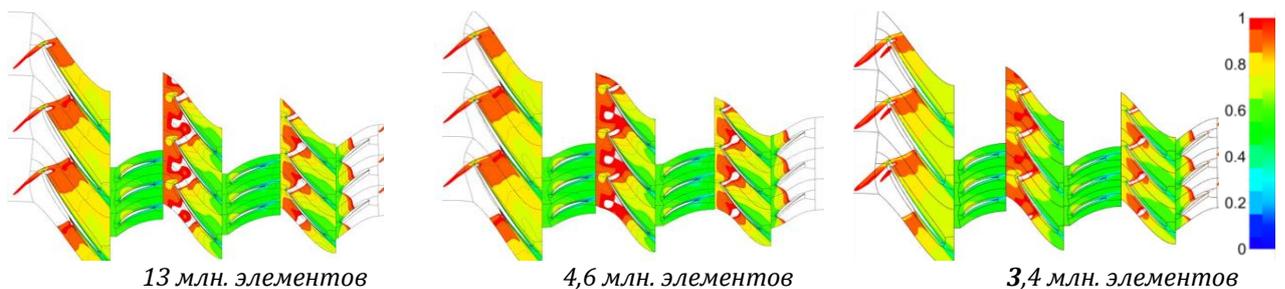


Рисунок 2.16 – Рассчитанные поля чисел Маха в относительной системе координат, полученные с помощью численных моделей базового МОК в точке А (рисунок 2.14)

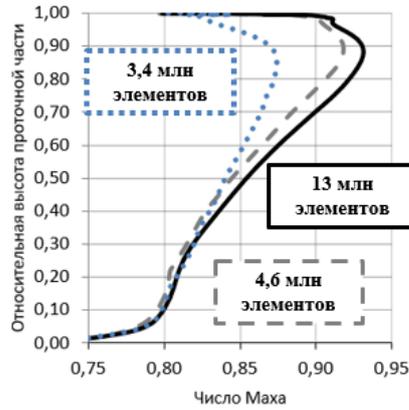


Рисунок 2.17 – Эюра чисел Маха по высоте проточной части в горле рабочего колеса третьей ступени в точке А (рисунок 2.14)

Таблица 2.9 – Значения параметров облегченной сеточной модели проточной части базового компрессора

Домен	Количество элементов трёхмерной сетки	Количество элементов в плоском межлопаточном канале	Количество элементов по высоте проточной части	Количество элементов вдоль спинки лопатки	Количество элементов по ширине межлопаточного канала (не считая О-подслоя)	Количество элементов в О-подслое	Размер элемента, ближайшего к стенке, мм	Минимальная скошенность ячеек, град	Максимальный Aspect Ratio	Максимальный Expansion Ratio
ВНА	1 025 715	16 815	61	89	66	17	0,015	43,8	1945	1,37
РК1	840 804	10 920	77	117	34	17	0,0093	12,8	1956	1,36
НА1	590 070	9 078	65	117	34	17	0,0083	15,7	2028	1,35
РК2	654 075	8 960	73	117	34	17	0,0077	15,1	2089	1,35
НА2	553 758	9 078	61	117	34	17	0,0071	17,6	1874	1,36
РК3	654 075	8 960	73	117	34	17	0,0071	17,6	2011	1,34
НА3	592 310	9 710	61	117	34	17	0,0057	30,0	1824	1,33
<b>Итого: 4 561 399</b>										

Полученные картины распределения чисел Маха в проточной части базового МОК для модели с облегченной сеткой приведены на рисунке Б.2 в Приложении Б.

С помощью облегченной сеточной модели были рассчитаны характеристики базового компрессора (рисунки 2.18 и 2.19), аналогичные представленным на рисунках 2.12 и 2.13.

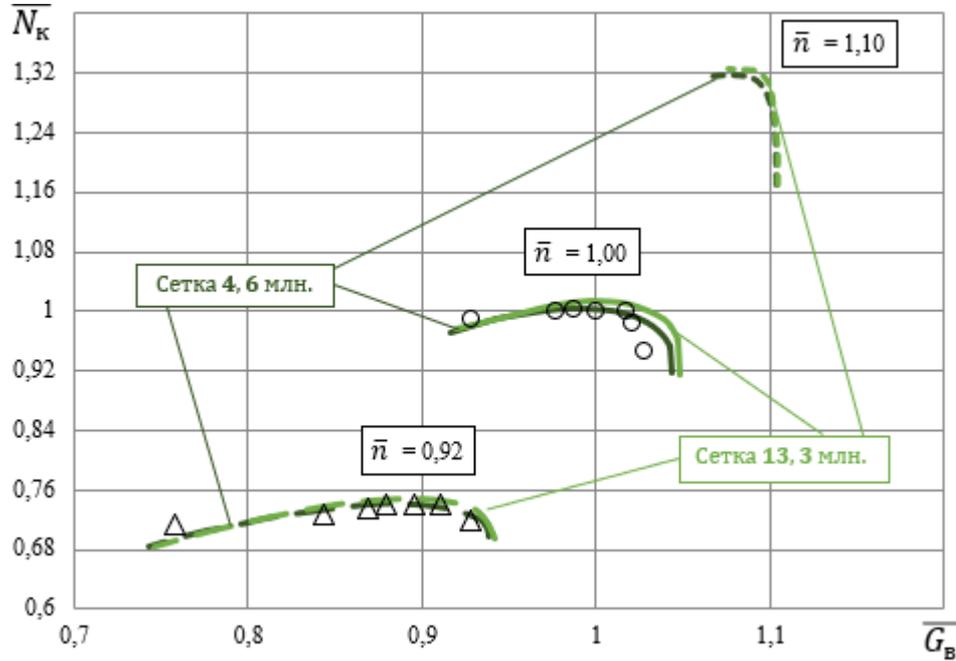


Рисунок 2.18 - Сравнение расчётной и экспериментальной мощностных характеристик базового МОК

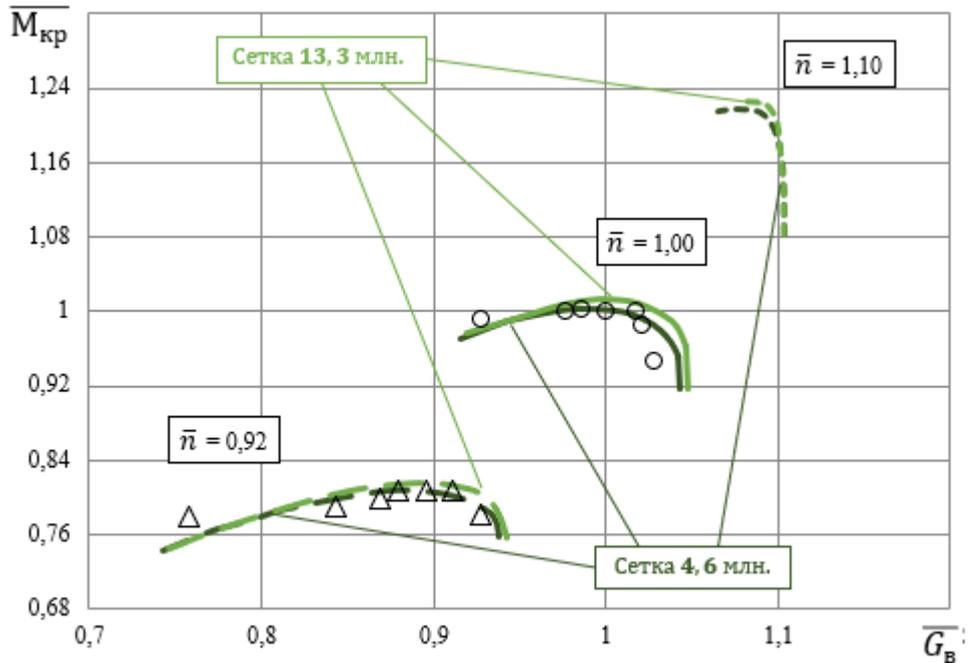


Рисунок 2.19 - Сравнение расчётной и экспериментальной моментных характеристик базового МОК

Аналогично предыдущей сеточной модели облегченная модель проверялась на адекватность экспериментальным данным с помощью критерия Фишера (таблицы 2.10 и 2.11).

Таблица 2.10 – Значения критерия Фишера  $F$  для расчётных точек мощностных характеристик, которые получены с помощью сеточной модели, включающей 4,4 млн. элементов

$\bar{G}$	0,758	0,844	0,869	0,880	0,895	0,911	0,928
$\bar{n} = 0,92$	0,385	0,333	0,316	0,311	0,300	0,288	0,268
$\bar{G}$	0,928	0,976	0,986	1,000	1,017	1,021	1,027
$\bar{n} = 1,00$	0,858	0,791	0,778	0,755	0,729	0,715	0,683

Таблица 2.11 – Значения критерия Фишера  $F$  для расчётных точек моментных характеристик, которые получены с помощью сеточной модели, включающей 4,4 млн. элементов

$\bar{G}$	0,758	0,844	0,869	0,880	0,895	0,911	0,928
$\bar{n} = 0,92$	0,362	0,314	0,298	0,293	0,283	0,272	0,254
$\bar{G}$	0,928	0,976	0,986	1,000	1,017	1,021	1,027
$\bar{n} = 1,00$	0,833	0,769	0,756	0,735	0,710	0,698	0,668

Из таблиц 2.10 и 2.11 следует, что рассчитанные для всех точек характеристик значения  $F$  меньше критического значения критерия Фишера  $F < F_{кр} = 2,21$ . Поэтому можно сделать вывод, что облегчённая конечно-элементная модель также даёт возможность получать результаты, адекватные экспериментальным данным.

Из графиков на рисунках 2.14 и 2.15 также следует, что результаты расчёта с помощью облегчённой конечно-элементной модели удовлетворительно совпадают с результатами, полученными с помощью сеточной модели с 13,3 млн. элементов. Расхождение между ними не превышает 1,8%, что заметно меньше экспериментальной погрешности определения как мощности, так и крутящего момента.

Количество времени, затраченное процессором компьютера на обработку задачи по расчёту одной точки характеристики, составило порядка четырёх часов. В среднем одна кривая характеристики содержала десять точек и её расчёт занимал

около 28 часов или 1,2 суток. Таким образом, облегчённая модель позволила проводить расчёты более чем в 2 раза быстрее, чем модель с количеством элементов 13,3 млн. В связи с этим было решено использовать облегчённую сеточную модель для проведения исследований вариантов модификации МОК с целью их применения в качестве пневмотормозов.

## 2.5 СПОСОБ ПОСТРОЕНИЯ РАБОЧЕЙ ОБЛАСТИ ПНЕВМОТОРМОЗА С ПОМОЩЬЮ ЧИСЛЕННОЙ МОДЕЛИ

На основании расчётных мощностных и моментных характеристик, представленных на рисунках 2.18 и 2.19, были построены области рабочих режимов базового МОК как пневмотормоза, приведённые на рисунках 2.20 и 2.21. Здесь же даны нижние границы рабочих областей, определённые экспериментальным путём. Они лежат выше расчётных границ не более чем на 3,2% при предельной относительной погрешности экспериментального их определения не более 4,0%.

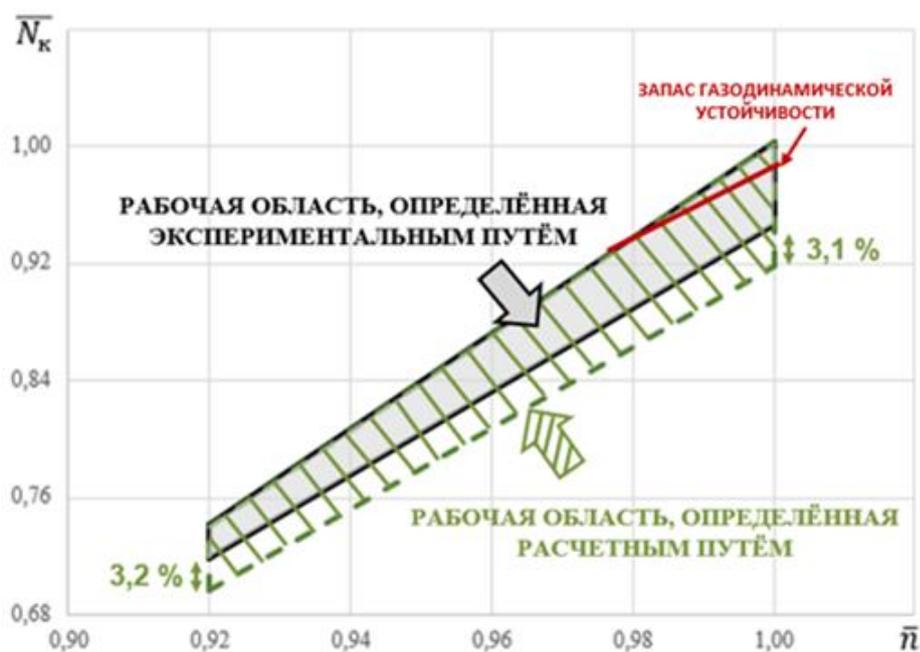


Рисунок 2.20 - Рабочая область пневмотормоза по параметрам  $\bar{N}_k$  и  $\bar{n}$

В некоторых случаях граница «Запираания» может быть не определена в процессе эксперимента, т.к. режим «Запираания» является устойчивым режимом

работы компрессора, а определение границы связано с существенными финансовыми и временными затратами. Во избежание возможного попадания в зону некорректного моделирования работы компрессора при необходимости следует скорректировать нижнюю и верхнюю границы пневмотормоза, полученные расчётным путём (рисунки 2.20 и 2.21). В этой связи, при проведении исследований, представленных в третьей главе, нижняя границу рабочей зоны по мощности и крутящему моменту, полученная расчётным путём, корректировалась на 4,0%.



Рисунок 2.21 - Рабочая область пневмотормоза по параметрам  $\overline{M}_{кр}$  и  $\overline{n}$

На основании характеристик базового МОК, полученных с помощью облегченной сеточной модели (рисунки 2.18 и 2.19) и скорректированных согласно описанному выше способу, были сформированы рабочие области пневмотормоза в виде зависимостей мощности и крутящего момента от частоты вращения -  $N_K = f(n)$  и  $M_{кр} = f(n)$  (рисунки 2.22 и 2.23).

Из анализа рабочей области пневмотормоза по параметрам  $N_K$  и  $n$ , построенной на основе расчётных характеристик базового МОК (рисунок 2.22), следует, что он может работать в диапазоне частот вращения  $n$  от 5600 мин<sup>-1</sup> до 6600 мин<sup>-1</sup>.

При частоте вращения  $n = 5600 \text{ мин}^{-1}$  минимальное значение мощности  $N_K$  составляет 9,71 МВт, а максимальное значение  $N_K - 10,23 \text{ МВт}$ . Диапазон изменения мощности равен 0,52 МВт.

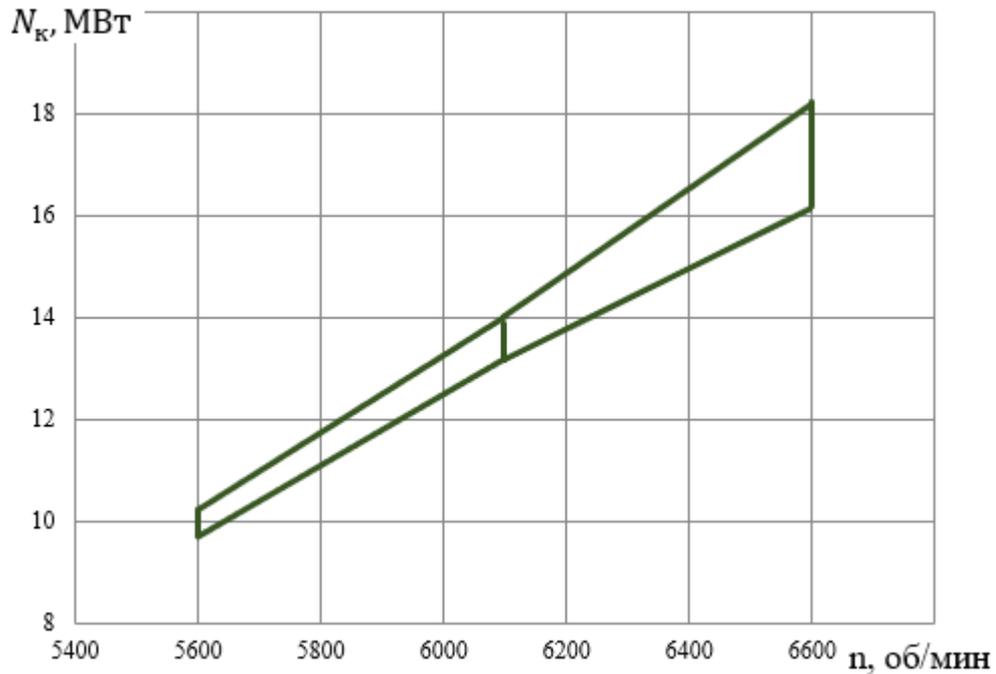


Рисунок 2.22 - Рабочая область пневмотормоза по параметрам  $N_K$  и  $n$

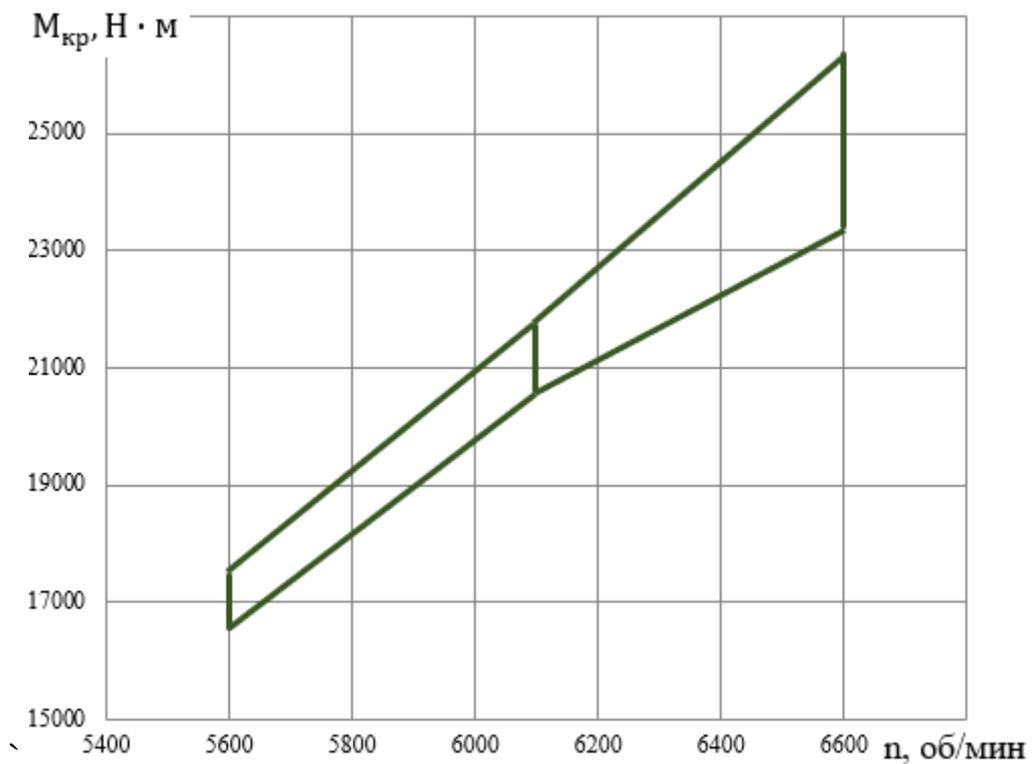


Рисунок 2.23 - Рабочая область пневмотормоза по параметрам  $M_{кр}$  и  $n$

При частоте вращения  $n = 6100 \text{ мин}^{-1}$  минимальное значение мощности  $N_K$  равно 13,17 МВт, а максимальное  $N_K = 13,87 \text{ МВт}$ . Диапазон изменения мощности составляет 0,7 МВт.

При частоте вращения  $n = 6600 \text{ мин}^{-1}$  минимальное значение мощности  $N_K$  равно 16,18 МВт, а максимальное  $N_K = 18,22 \text{ МВт}$ . Диапазон изменения мощности - 2,04 МВт.

Из анализа рабочей области пневмотормоза по параметрам  $M_{кр} - n$ , построенной на основе расчётных характеристик базового МОК (рисунок 2.23), следует, что при частоте вращения  $n = 5600 \text{ мин}^{-1}$  минимальное значение крутящего момента  $M_{кр}$  равно 16 565 Н·м, а максимальное  $M_{кр} = 17 451 \text{ Н·м}$ . Диапазон изменения крутящего момента составляет 886 Н·м.

При частоте вращения  $n = 6100 \text{ мин}^{-1}$  минимальное значение крутящего момента  $M_{кр}$  равно 20 612 Н·м, а максимальное  $M_{кр} = 21 711 \text{ Н·м}$ . Диапазон изменения крутящего момента составляет 1099 Н·м.

При частоте вращения  $n = 6600 \text{ мин}^{-1}$  минимальное значение крутящего момента  $M_{кр}$  составляет 23 414 Н·м, а максимальное  $M_{кр} = 26 360 \text{ Н·м}$ . Диапазон изменения крутящего момента равен 2946 Н·м.

Из рисунка 2.23 видно, что рабочая область, построенная по результатам численного моделирования, охватывает больший диапазон частот вращения, чем рабочая область пневмотормоза, построенная по экспериментальным данным -  $1000 \text{ мин}^{-1}$  вместо  $500 \text{ мин}^{-1}$ .

Однако диапазон изменения тормозной мощности и крутящего момента остаётся весьма узким и составляет соответственно менее 0,7 МВт и 3 кН·м.

## 2.6 РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ФОРМИРОВАНИЮ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ СЕТОК ЧИСЛЕННЫХ МОДЕЛЕЙ ПОТОКА В МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРАХ ДЛЯ РАСЧЁТА С ИХ ПОМОЩЬЮ ГРАНИЦ РАБОЧЕЙ ОБЛАСТИ ПНЕВМОТОРМОЗА

На основе изложенных в данной главе исследований были получены рекомендации по формированию конечно-элементных сеток численных моделей потока многоступенчатых осевых компрессоров для расчёта с их помощью границ рабочей области пневмотормозов, применение которых позволяет существенно сократить время расчета и при этом обеспечить адекватность получаемых результатов экспериментальным данным.

1. Значение безразмерного параметра  $y^+$  следует принимать приблизительно равным 1;
2. Количество элементов для одного лопаточного венца в одном слое расчётной сетки выдерживать на уровне 10 500 элементов;
3. Максимальное значение коэффициента роста ячеек ER устанавливать на уровне 1,35;
4. Максимальную относительную высоту ячеек канала MR выдерживать приблизительно равной 2000;
5. При необходимости во избежание возможного попадания в зону некорректного моделирования работы компрессора следует корректировать нижнюю и верхнюю границы пневмотормоза, полученные расчётным путём.

Применение этих рекомендаций позволяет сократить время расчёта более чем в 2 раза и при этом обеспечить адекватность расчётных результатов экспериментальным данным.

### 3 ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТОВ МОДИФИКАЦИИ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА КАК ПНЕВМОТОРМОЗА НА ГРАНИЦЫ ЕГО РАБОЧЕЙ ОБЛАСТИ

Для оценки влияния различных вариантов модификации МОК на границы рабочей области пневмотормоза на основе базовой модели МОК были разработаны и исследованы схемы, представленные на рисунке 3.1. Всего было рассмотрено восемь вариантов модификации базового МОК.

Увеличение мощности было обеспечено увеличением на одну (рисунок 3.1а) или две (рисунок 3.1б) количества ступеней по сравнению с базовым МОК. В качестве дополнительных ступеней рассматривалась третья ступень базового МОК с уже отработавших свой летный ресурс двигателей.

Получаемый таким образом пятиступенчатый компрессор сначала был исследован без изменения высоты лопаток четвёртой и пятой ступеней (рисунок 3.1б) по сравнению с их изначальной величиной. А потом был рассмотрен пятиступенчатый компрессор с уменьшенным проходным сечением на выходе (рисунок 3.1в) с целью сохранения осевой составляющей скорости потока на выходе из компрессора такой же, что и на выходе из базового МОК.

Уменьшение мощности было обеспечено путём подрезки высоты лопаток (рисунки 3.1г; 3.1д; и 3.1е) базового МОК с целью уменьшения тормозной мощности.

Для регулирования тормозной мощности применялся отбор воздуха за второй (рисунок 3.1ж) и третьей (рисунок 3.1з) ступенями компрессора.

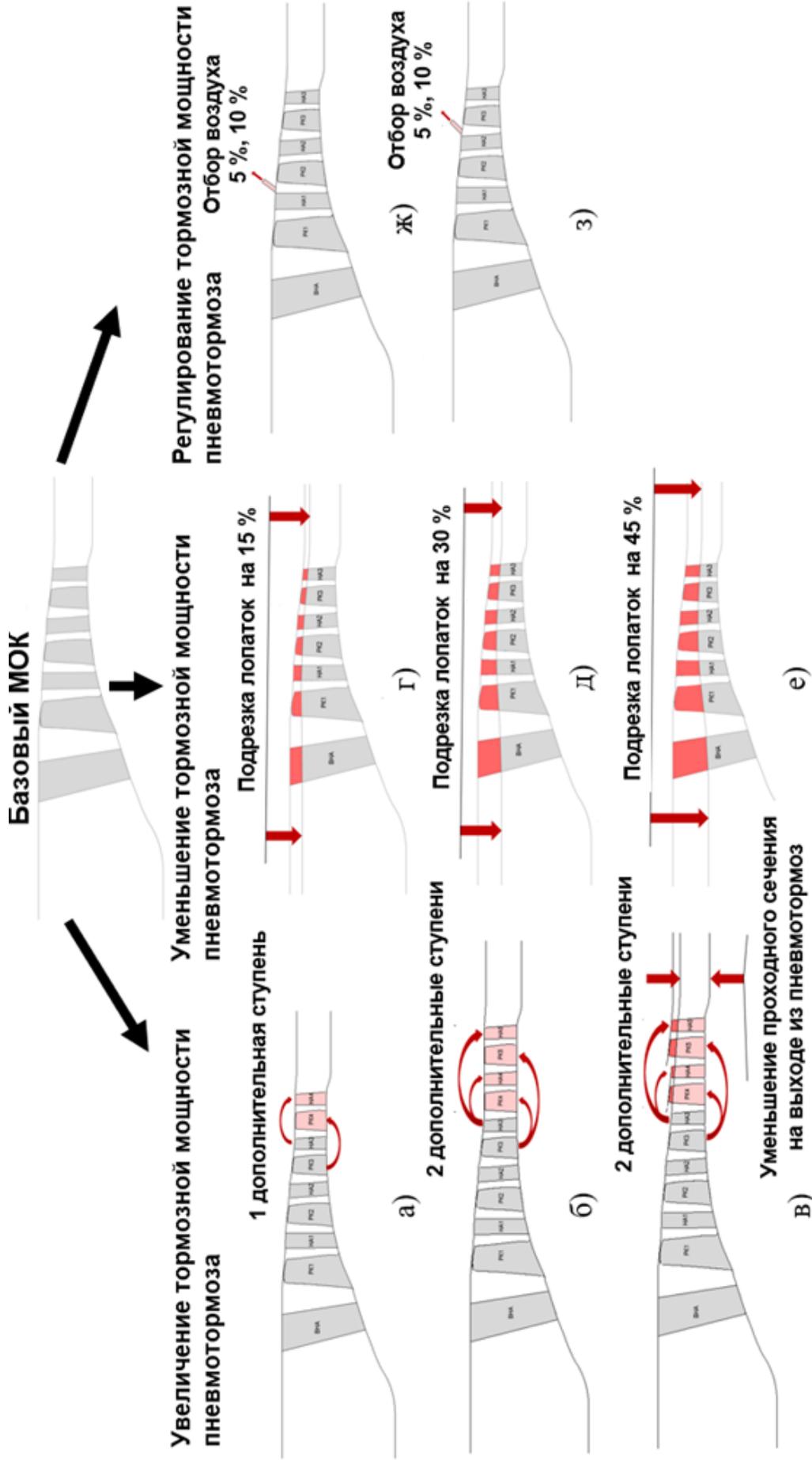


Рисунок 3.1 – Схемы вариантов модификации пневмотормоза

### 3.1 МОДИФИКАЦИЯ ПНЕВМОТОРМОЗА ПУТЁМ УСТАНОВКИ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ

С целью увеличения мощности, поглощаемой пневмотормозом, выполненным на основе базового МОК, был рассмотрен вариант модификации базового МОК путём установки дополнительной четвёртой ступени за третьей ступенью МОК (рисунок 3.2), а затем вариант установки двух дополнительных компрессорных ступеней за третьей ступенью МОК (рисунок 3.3).

При модификации пневмотормоза учитывалась необходимость изменения его рабочей области при наименьших материальных и финансовых затратах. Поэтому в качестве дополнительных четвёртой и пятой ступеней была рассмотрена возможность применения последней (третьей) ступени базового МОК с уже отработавшего свой ресурс двигателя (рисунки 3.2 и 3.3).

Численная модель базового МОК была адаптирована под новую геометрию предложенных вариантов модификации пневмотормоза. Затем была выполнена итеративная расчётная симуляция. Полученные картины распределения чисел Маха в проточной части пневмотормозов, модифицированных путём установки дополнительных компрессорных ступеней, приведены в Приложении Б (рисунки Б.3 и Б.4).

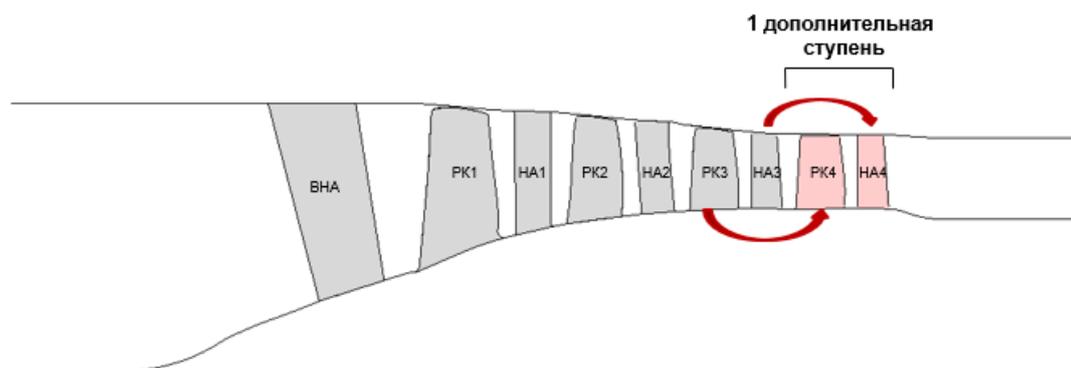


Рисунок 3.2 – Модификация пневмотормоза путём установки за МОК в качестве дополнительной четвёртой ступени третьей ступени базового МОК

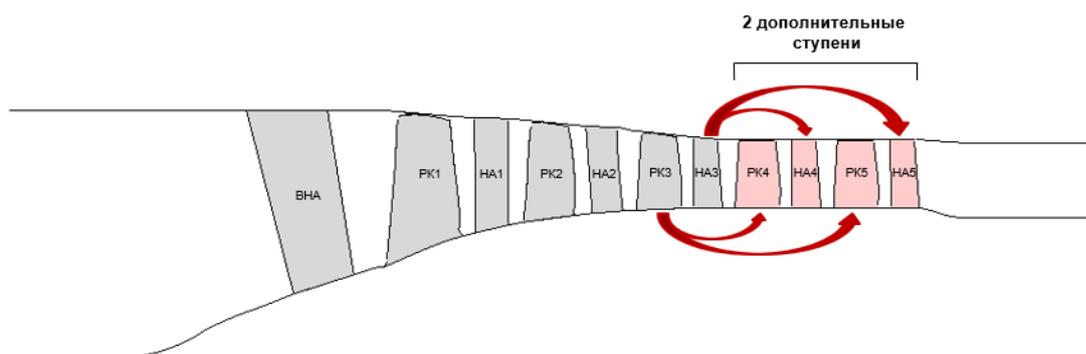


Рисунок 3.3 – Модификация пневмотормоза путём установки за МОК в качестве дополнительных четвёртой и пятой ступеней третьей ступени базового МОК

На основе результатов расчёта численной модели пневмотормоза с дополнительными компрессорными ступенями были построены характеристики в виде зависимостей  $\overline{N}_k = f(\overline{G}_B)$  и  $\overline{M}_{кр} = f(\overline{G}_B)$  при различных значениях  $\overline{n}$ . Согласно формуле 3.1 изменение крутящего момента происходит прямо пропорционально изменению мощности пневмотормоза. В связи с этим сравнение расчётных характеристик базового МОК и пневмотормоза здесь и далее приводится только для мощностных характеристик:

$$M_{кр} = N_k \cdot \frac{30}{\pi \cdot \overline{n}}. \quad (3.1)$$

Сравнение характеристик базового МОК и пневмотормоза с дополнительными компрессорными ступенями приведено на рисунках 3.4 и 3.5. Сравнение рабочих областей базового МОК и модифицированного пневмотормоза путём установки дополнительных компрессорных ступеней представлено в относительном виде на рисунках 3.6 ... 3.9.

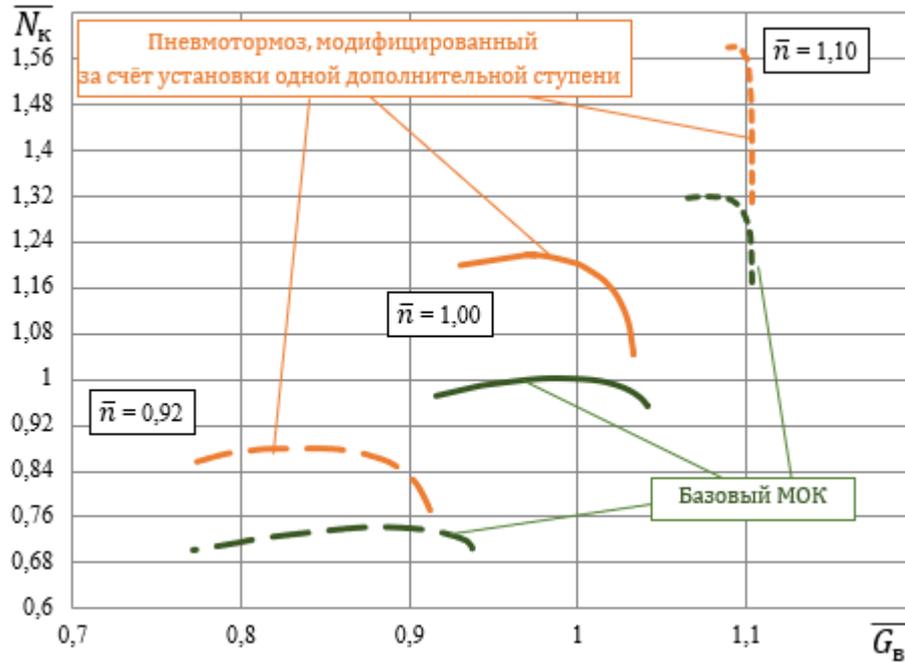


Рисунок 3.4 – Сравнение расчётных мощностных характеристик базового МОК и пневмотормоза, модифицированного путём установки одной дополнительной ступени

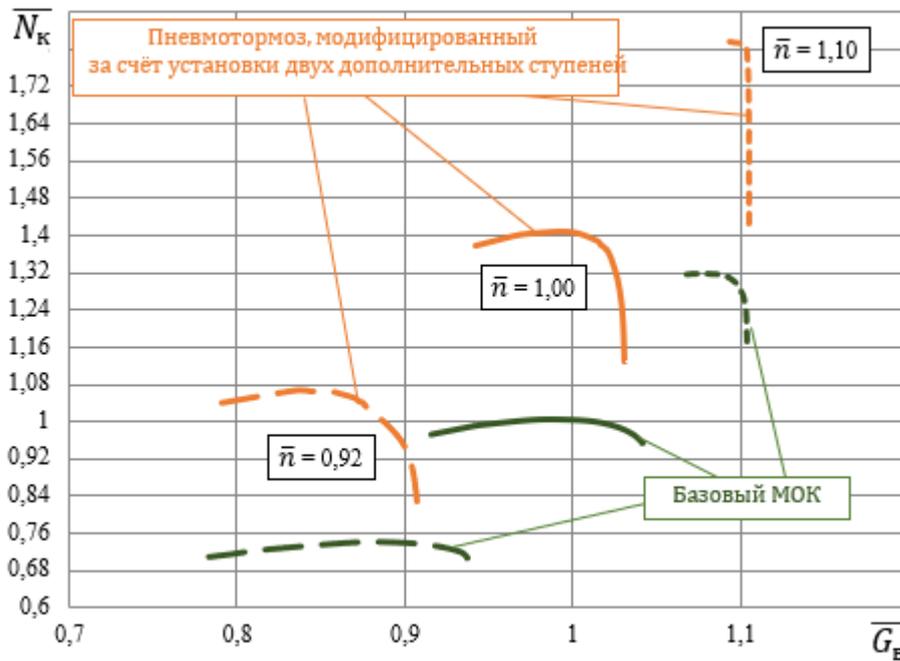


Рисунок 3.5 – Сравнение расчётных мощностных характеристик базового МОК и пневмотормоза, модифицированного путём установки двух дополнительных ступеней

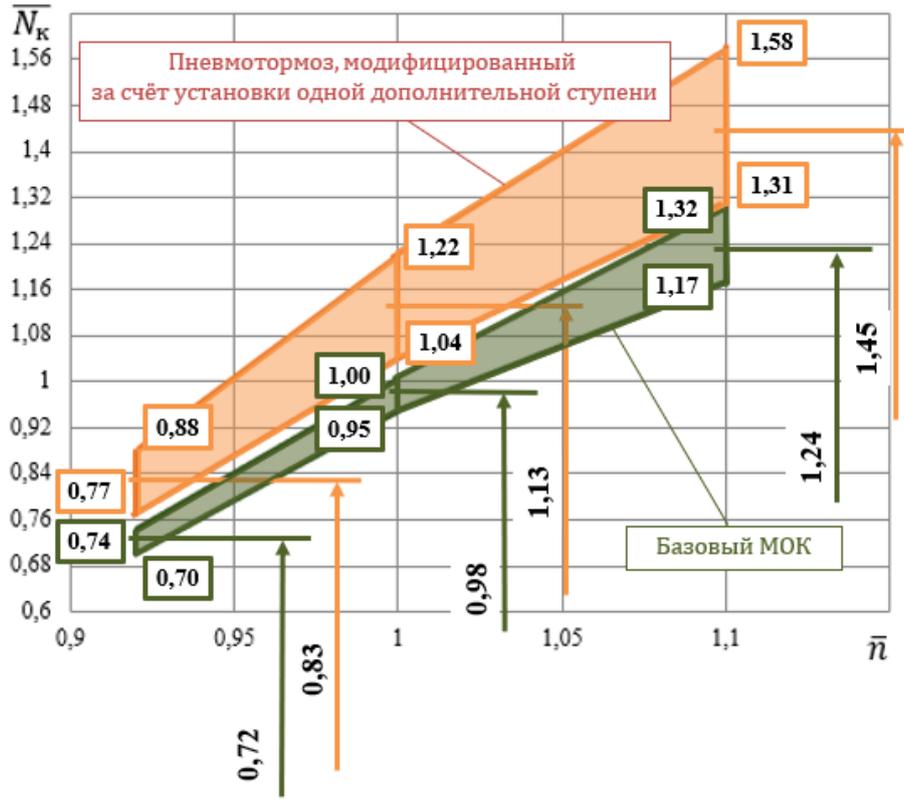


Рисунок 3.6 – Сравнение рабочих областей базового МОК и пневмотормоза, модифицированного путём установки одной дополнительной ступени в координатах относительная частота вращения  $\bar{n}$  – относительная тормозная мощность  $\bar{N}_k$

Из анализа рабочей области пневмотормоза по параметрам  $\bar{N}_k - \bar{n}$ , модифицированного путём установки одной дополнительной ступени (рисунок 3.6), видно, что он позволяет работать в диапазоне относительных частот вращения  $\bar{n}$  от 0,92 до 1,1. Для  $\bar{n}=0,92$  минимальное значение тормозной мощности в относительном виде  $\bar{N}_k$  составляет 0,77, максимальное значение – 0,88. Для  $\bar{n}=1$  минимальное значение  $\bar{N}_k$  составляет 1,04, а максимальное значение – 1,22. Для  $\bar{n} = 1,1$  минимальное значение  $\bar{N}_k$  составляет 1,31, а максимальное значение – 1,58. Таким образом, диапазон изменения относительной тормозной мощности для модифицированного путём установки одной дополнительной ступени пневмотормоза при  $\bar{n}=0,92$  составляет 0,11, при  $\bar{n}=1$  – 0,18 и при  $\bar{n}=1,1$  –

0,27. Диапазон изменения относительной тормозной мощности базового МОК при  $\bar{n} = 0,92$  составляет 0,04, при  $\bar{n}=1 - 0,05$  и при  $\bar{n}=1,1 - 0,15$ .

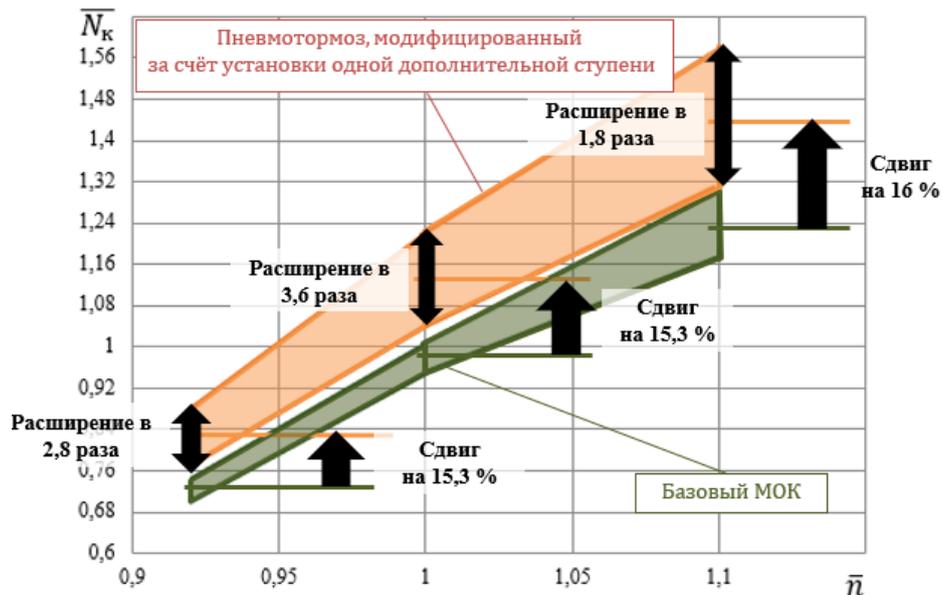


Рисунок 3.7 – К выводу об изменении рабочей области пневмотормоса, модифицированного путём установки одной дополнительной ступени в координатах относительная частота вращения  $\bar{n}$  – относительная тормозная мощность  $\bar{N}_k$

Таким образом, диапазон изменения относительной тормозной мощности увеличился при  $\bar{n}=0,92$  в 2,8 раза, при  $\bar{n}=1,0$  - в 3,6 раза и при  $\bar{n}=1,1$  - в 1,8 раза. Кроме того, он сдвинулся в большую сторону при  $\bar{n}=0,92$  на 0,11 (т.е. на 15,3 %), при  $\bar{n}=1,0$  на 0,15 (т.е. на 15,3 %) и при  $\bar{n}=1,1$  на 0,20 (т.е. на 16 %) (рисунок 3.7).

Проанализировав полученные результаты, можно сделать вывод о том, что рабочая область пневмотормоса по относительной мощности расширилась более чем в 1,8 раза и сдвинулась в большую сторону более чем на 0,10 (рисунок 3.7).

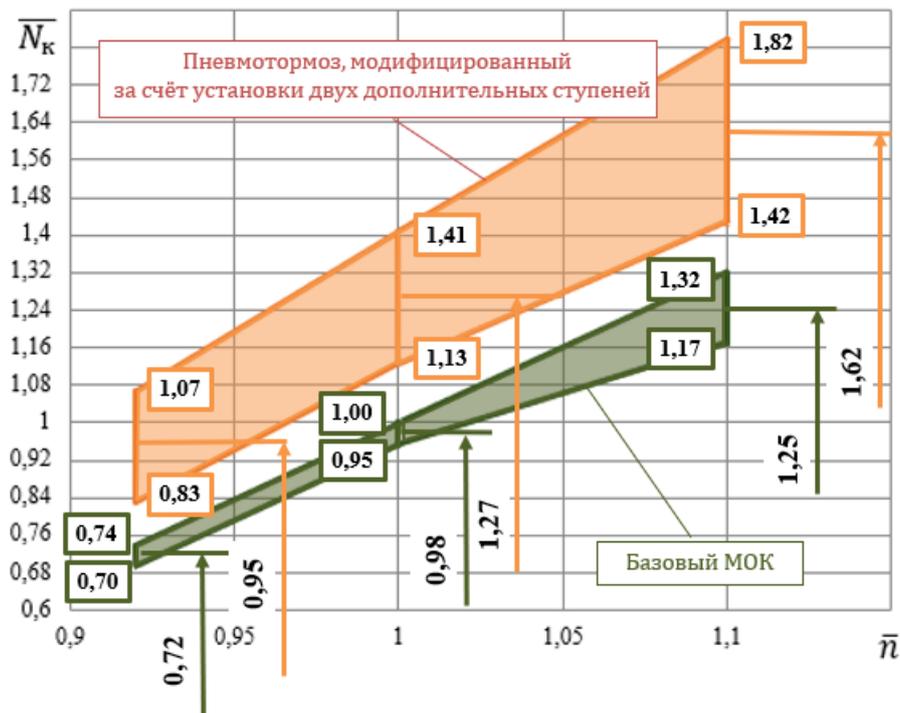


Рисунок 3.8 – Сравнение рабочих областей базового МОК и пневмотормоза, модифицированного путём установки двух дополнительных ступеней в координатах относительная частота вращения  $\bar{n}$  – относительная тормозная мощность  $\overline{N}_K$

Из анализа рабочей области пневмотормоза по параметрам  $\overline{N}_K - \bar{n}$ , модифицированного путём установки двух дополнительных ступеней (рисунок 3.8), видно, что он позволяет работать в диапазоне относительных частот вращения  $\bar{n}$  от 0,92 до 1,1. При  $\bar{n} = 0,92$  минимальное значение тормозной мощности в относительном виде  $\overline{N}_K$  составляет 0,83, максимальное значение – 1,07. При  $\bar{n} = 1$  минимальное значение  $\overline{N}_K$  составляет 1,13, максимальное значение – 1,41. При  $\bar{n} = 1,1$  минимальное значение  $\overline{N}_K$  равно 1,42, максимальное значение – 1,82. Таким образом, диапазоны изменения относительной тормозной мощности для модернизированного путём установки дополнительных ступеней при  $\bar{n} = 0,92$  составляют 0,24, при  $\bar{n} = 1$  – 0,28 и при  $\bar{n} = 1,1$  – 0,40. Диапазон изменения относительной тормозной мощности для базового МОК при  $\bar{n} = 0,92$  составляет 0,04, при  $\bar{n} = 1$  – 0,05 и при  $\bar{n} = 1,1$  – 0,15.

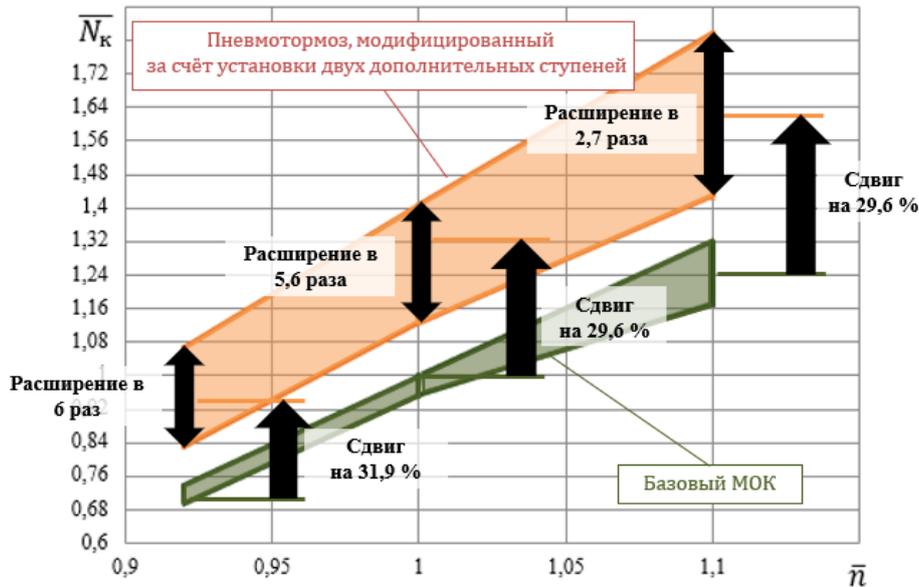


Рисунок 3.9 – К выводу об изменении рабочей области пневмотормоза, модифицированного путём установки двух дополнительных ступеней в координатах относительная частота вращения  $\bar{n}$  – относительная тормозная мощность  $\bar{N}_k$

Таким образом, диапазон изменения относительной тормозной мощности увеличился при  $\bar{n}=0,92$  в 6 раз, при  $\bar{n}=1,0$  - в 5,6 раза и при  $\bar{n}=1,1$  - в 2,7 раза. Кроме того, он сдвинулся в большую сторону при  $\bar{n}=0,92$  на 0,23 (т.е. на 31,9 %), при  $\bar{n}=1,0$  на 0,29 (т.е. на 29,6 %) и при  $\bar{n}=1,1$  на 0,37 (т.е. на 29,6 %) (рисунок 3.9).

Проанализировав полученные результаты, можно сделать вывод о том, что рабочая область пневмотормоза по относительной мощности расширилась более чем в 2,7 раза и сдвинулась в большую сторону более чем на 0,23 (рисунок 3.9).

Сдвиг рабочей области пневмотормоза по относительной мощности для  $i$ -режима можно приблизительно рассчитать по формуле:

$$\frac{\bar{N}_{\text{мод}i} - \bar{N}_{\text{баз}i}}{\bar{N}_{\text{баз}i}} \cdot 100\% = \left( \frac{\bar{N}_{\text{мод}i}}{\bar{N}_{\text{баз}i}} - 1 \right) \cdot 100\% = \left( \frac{N_{\text{мод}i} / N_{\text{баз}i p}}{N_{\text{баз}i} / N_{\text{баз}i p}} - 1 \right) \cdot 100\% =$$

$$\left( \frac{N_{\text{мод}i}}{N_{\text{баз}i}} - 1 \right) \cdot 100\%, \quad (3.2)$$

где  $\bar{N}_{\text{баз}i}$  – среднее значение относительной мощности базового компрессора для  $i$ -го режима;

$\bar{N}_{\text{мод}i}$  – среднее значение относительной мощности модифицированного компрессора для  $i$ -го режима;

$N_{\text{баз}i}$  – среднее значение мощности базового компрессора для  $i$ -го режима;

$N_{\text{мод}i}$  – среднее значение мощности модифицированного компрессора для  $i$ -го режима.

При этом

$$\frac{N_{\text{мод}i}}{N_{\text{баз}i}} = \frac{G_{\text{в мод}} \cdot L_{\text{КС мод}} \cdot \eta_{\text{к мод}}}{G_{\text{в баз}} \cdot L_{\text{КС баз}} \cdot \eta_{\text{к баз}}}. \quad (3.3)$$

Модификация МОК путём изменения числа ступеней приводит при равных относительных частотах вращения базового и модифицированного компрессоров  $\bar{n}_{\text{мод}} = \bar{n}_{\text{баз}}$ , в первую очередь к увеличению изоэнтропической работы  $L_{\text{КС}}$  за счет увеличения степени сжатия в компрессоре, и к существенно в меньшей степени изменению расхода воздуха  $G_{\text{в}}$  и КПД компрессора  $\eta_{\text{к}}$ .

В подтверждение этого в таблице 3.1 приведены величины изменения изоэнтропической работы  $L_{\text{КС}}$ , расхода воздуха  $G_{\text{в}}$  и КПД компрессора  $\eta_{\text{к}}$  при переходе от базового МОК к пневмотормозам с четырёхступенчатым и пятиступенчатым МОК.

Таблица 3.1 - Величины изменения изохэнтропической работы, расхода воздуха и КПД компрессора при переходе от базового МОК к пневмотормозам с четырёхступенчатым и пятиступенчатым МОК

Параметр	Режим	Вариант с четырёхступенчатым МОК	Вариант с пятиступенчатым МОК
$L_{KS}$	$\bar{n} = 0,92$	18,8%	37,3%
	$\bar{n} = 1,00$	18,0%	38,2%
	$\bar{n} = 1,10$	19,7%	37,6%
$G_B$	$\bar{n} = 0,92$	0,7%	0,2%
	$\bar{n} = 1,00$	0,8%	1,1%
	$\bar{n} = 1,10$	0,4%	0,3%
$\eta_K$	$\bar{n} = 0,92$	3,3%	3,0%
	$\bar{n} = 1,00$	5,5%	9,5%
	$\bar{n} = 1,10$	1,6%	8,0%

Если же пренебречь изменением расхода воздуха и КПД, то отношение

$\frac{N_{\text{мод}i}}{N_{\text{баз}i}}$  примет вид:

$$\frac{N_{\text{мод}i}}{N_{\text{баз}i}} = \frac{L_{KS \text{ мод}}}{L_{KS \text{ баз}}} = \frac{C_p T_B^* \left( \pi_{K \text{ мод}}^* \frac{k-1}{k} - 1 \right)}{C_p T_B^* \left( \pi_{K \text{ баз}}^* \frac{k-1}{k} - 1 \right)} = \frac{\pi_{K \text{ мод}}^* \frac{k-1}{k} - 1}{\pi_{K \text{ баз}}^* \frac{k-1}{k} - 1}, \quad (3.4)$$

где  $\pi_{K \text{ мод}}^*$  - степень повышения давления модифицированного пневмотормоза при  $\bar{n} = 1$  и наибольшей величине его КПД;

$\pi_{K \text{ баз}}^*$  - степень повышения давления базового пневмотормоза при  $\bar{n} = 1$  и наибольшей величине его КПД.

Сдвиг области рабочих режимов по тормозной мощности можно ориентировочно оценить по формуле:

$$\frac{\bar{N}_{\text{мод}i} - \bar{N}_{\text{баз}i}}{\bar{N}_{\text{баз}i}} \cdot 100\% = \left( \frac{\pi_{K \text{ мод}}^* \frac{k-1}{k} - 1}{\pi_{K \text{ баз}}^* \frac{k-1}{k} - 1} - 1 \right) \cdot 100\% \quad (3.5)$$

Величина сдвига области рабочих режимов по относительной тормозной мощности, рассчитанная по предложенной выше формуле, для первого варианта модификации пневмотормоза путём установки одной

дополнительной ступени составляет 16,17 % для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=0,92$ ; 20,42 % для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=1,00$  и 21,18 % для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=1,1$ .

Для второго варианта модификации пневмотормоза путём установки двух дополнительных ступеней величина сдвига рабочей области составляет 33,77% для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=0,92$ ; 32,44% для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=1,00$  и 36,38% для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=1,1$ .

Эти значения практически соответствуют значениям, полученным с помощью трёхмерного численного моделирования:

- для пневмотормоза, модифицированного путём установки одной дополнительной ступени, сдвиг по тормозной мощности при численном моделировании составляет 15,3 % для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=0,92$ ; 15,3% для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=1,00$  и 16,0% для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=1,1$ ;
- для пневмотормоза, модифицированного путём установки двух дополнительных ступеней, сдвиг по тормозной мощности при численном моделировании составляет 31,9% для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=0,92$ ; 29,6% для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=1,00$  и 29,6% для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=1,1$ .

*Вывод: модификация пневмотормоза путем установки дополнительных компрессорных ступеней привела к расширению и смещению в большую сторону его рабочих областей по тормозной мощности, а, следовательно, и крутящему моменту. Добавление одной ступени позволило расширить рабочую область по тормозной мощности и крутящему моменту компрессора от 1,8 до 3,6 раз в зависимости от режима его работы; добавление двух ступеней - от 2,7 до 6 раз в зависимости от режима его работы.*

*Ориентировочную величину сдвига рабочей области пневмотормоза, модифицированного путём установки дополнительных компрессорных ступеней, можно рассчитать с помощью упрощенной формулы, включающей только один параметр модифицированного пневмотормоза - степень повышения давления МОК.*

### 3.2 ОЦЕНКА ЭФФЕКТА УМЕНЬШЕНИЯ ПРОХОДНОГО СЕЧЕНИЯ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПНЕВМОТОРМОЗА, МОДИФИЦИРОВАННОГО ПУТЁМ УСТАНОВКИ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ

Анализ структуры потока в межлопаточных каналах последних НА четырёхступенчатого и пятиступенчатого компрессора (рисунки Б.3 и Б.4) свидетельствует о наличии срыва потока с лопаток в периферийной зоне. Он, по-видимому, вызван тем, что при сохранении исходных меридиональных обводов ПЧ и увеличении  $\pi_k^*$  вследствие роста числа ступеней площадь проходного сечения в последних ступенях становится больше потребной. Это вызывает уменьшение осевой составляющей скорости потока и приводит к увеличению угла атаки до значения больше его критической величины, что и вызывает срыв потока.

В свою очередь повышенные потери, связанные со срывом потока, обуславливают уменьшение степени повышения давления  $\pi_k^*$  и тормозной мощности  $N_k$ .

С целью уменьшения угла атаки на входе в НА в добавленных четвёртой и пятой ступенях был рассмотрен вариант модификации пневмотормоза с уменьшением площади проходного сечения к выходу из МОК (рисунок 3.16). Площадь поперечного сечения проточной части за пятой ступенью  $F_k$  была определена в соответствие с величиной приведённой скорости потока на выходе из базового МОК.

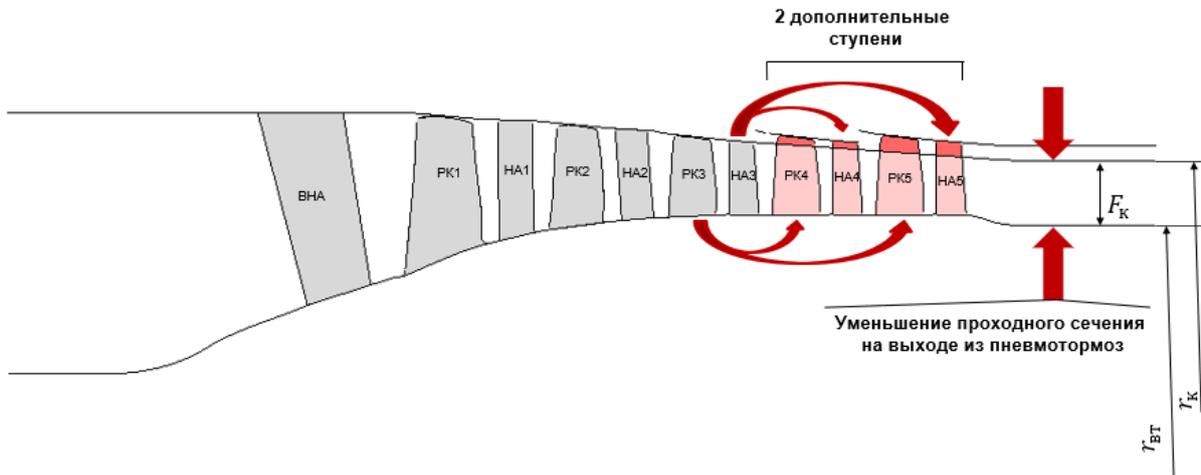


Рисунок 3.16 – Модификация пневмотормоза путём двух дополнительных ступеней с уменьшенным проходным сечением за компрессором

Полученные картины распределения чисел Маха в проточной части пневмотормоза, модифицированного путём установки двух дополнительных компрессорных ступеней за третьей ступенью базового МОК с уменьшенной площадью  $F_k$  представлены на рисунке Б.5. Как видно, уменьшение площади проходного сечения позволило избавиться от срыва потока со спинки лопаток НА.

На основе результатов расчёта численной модели пневмотормоза с уменьшенной площадью  $F_k$  были построены характеристики в виде зависимости  $\bar{N}_k = f(\bar{G}_B)$  при различных значениях  $\bar{n}$ . Сравнение этих характеристик с аналогичными характеристиками базового МОК приведено на рисунке 3.17. Сравнение рабочих областей модифицированного пневмотормоза и базового МОК представлено на рисунках 3.18 и 3.19.

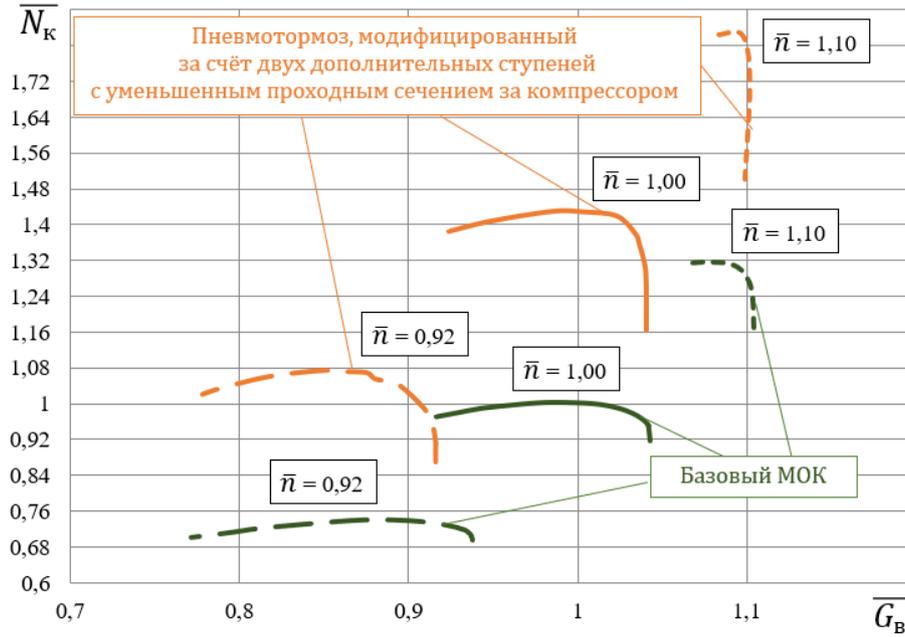


Рисунок 3.17 – Сравнение расчётных мощностных характеристик модифицированного пневмотормоза с уменьшенной площадью  $F_k$  и базового МОК

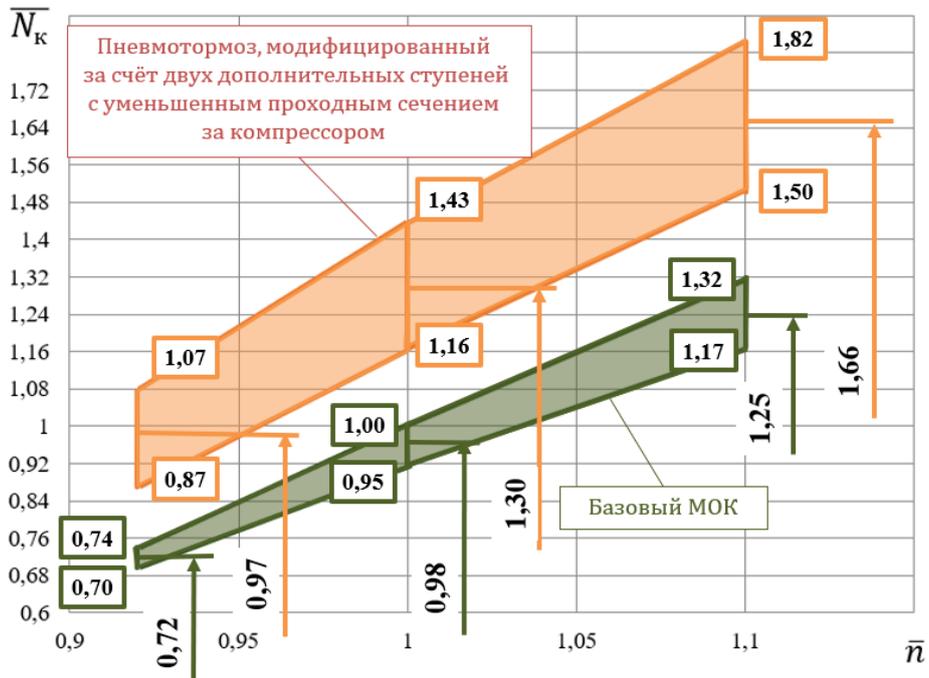


Рисунок 3.18 – Сравнение рабочих областей модифицированного пневмотормоза с уменьшенной площадью  $F_k$  и базового МОК в координатах относительная частота вращения  $\bar{n}$  – относительная тормозная мощность  $\bar{N}_K$

Из анализа рабочей области пневмотормоза с уменьшенной площадью  $F_k$  (рисунок 3.18), видно, что он позволяет работать в диапазоне относительных частот вращения  $\bar{n}$  от 0,92 до 1,1. При  $\bar{n}=0,92$  минимальное значение тормозной мощности в относительном виде  $\bar{N}_k$  составляет 0,87, максимальное значение – 1,07. При  $\bar{n}=1$  минимальное значение  $\bar{N}_k$  составляет 1,16, максимальное значение – 1,43. При  $\bar{n}=1,1$  минимальное значение  $\bar{N}_k$  составляет 1,50, максимальное значение – 1,82. Таким образом, диапазон изменения относительной тормозной мощности у пневмотормоза с уменьшенной площадью  $F_k$  при  $\bar{n}=0,92$  составляет 0,20, при  $\bar{n}=1$  – 0,27 и при  $\bar{n}=1,1$  – 0,32. Диапазон изменения относительной тормозной мощности для базового МОК при  $\bar{n}=0,92$  составляет 0,04, при  $\bar{n}=1$  – 0,05 и при  $\bar{n}=1,1$  – 0,15.

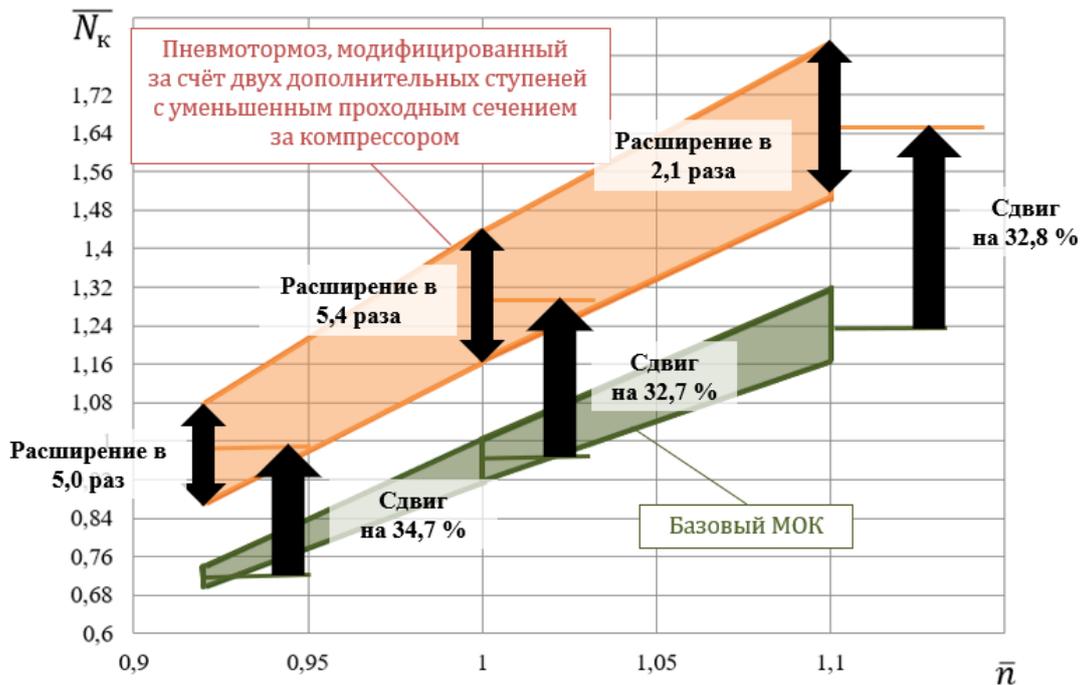


Рисунок 3.19 – К выводу об изменении рабочей области модифицированного пневмотормоза с уменьшенной площадью  $F_k$  в координатах относительная частота вращения  $\bar{n}$  – относительная тормозная мощность  $\bar{N}_k$

Таким образом, диапазон изменения относительной тормозной мощности модифицированного пневмотормоза по сравнению с базовым увеличился при  $\bar{n}=0,92$  в 5 раз, при  $\bar{n}=1,0$  - в 5,4 раза и при  $\bar{n}=1,1$  - в 2,1 раза. Кроме того, он сдвинулся в большую сторону при  $\bar{n}=0,92$  на 0,25 (т.е. на 34,7 %), при  $\bar{n}=1,0$  на 0,32 (т.е. на 32,7 %) и при  $\bar{n}=1,1$  на 0,41 (т.е. на 32,8 %) (рисунок 3.19).

Проанализировав полученные результаты, можно сделать вывод о том, что рабочая область пневмотормоза по относительной мощности расширилась более чем в 2,1 раза и сдвинулась в большую сторону более чем на 0,25 (рисунок 3.19).

Для оценки влияния уменьшения площади проходного сечения к выходу из МОК  $F_k$  на рабочую область пневмотормоза на рисунке 3.20 приведено сравнение рабочих областей:

- модифицированного пневмотормоза путём установки двух дополнительных ступеней;
- модифицированного пневмотормоза с двумя дополнительными ступенями и с уменьшенной площадью  $F_k$  ;
- базового МОК.

Из анализа рисунка 3.20 видно, что уменьшение выходной площади  $F_k$  не позволяет существенно увеличить рабочую область в координатах  $\bar{n}$  –  $\bar{N}_k$ .

*Вывод: Установка дополнительных двух компрессорных ступеней, дублирующих последнюю ступень базового компрессора, и уменьшение площади  $F_k$  привели к расширению рабочей области пневмотормоза по мощности более чем в 2,1 раза и её сдвигу в большую сторону более чем на 32 % по сравнению с базовым вариантом.*

Однако это изменение конфигурации рабочей области не существенно отличается от формы рабочей области модификации пневмотормоза без уменьшения  $F_k$ . Стоит отметить, что уменьшение выходной площади  $F_k$  позволило избавиться от срыва потока со спинки лопаток НА.

При этом уменьшение проходного сечения  $F_k$  возможно только в случае существенного изменения конструкции корпуса пневмотормоза, что влечёт дополнительные затраты.

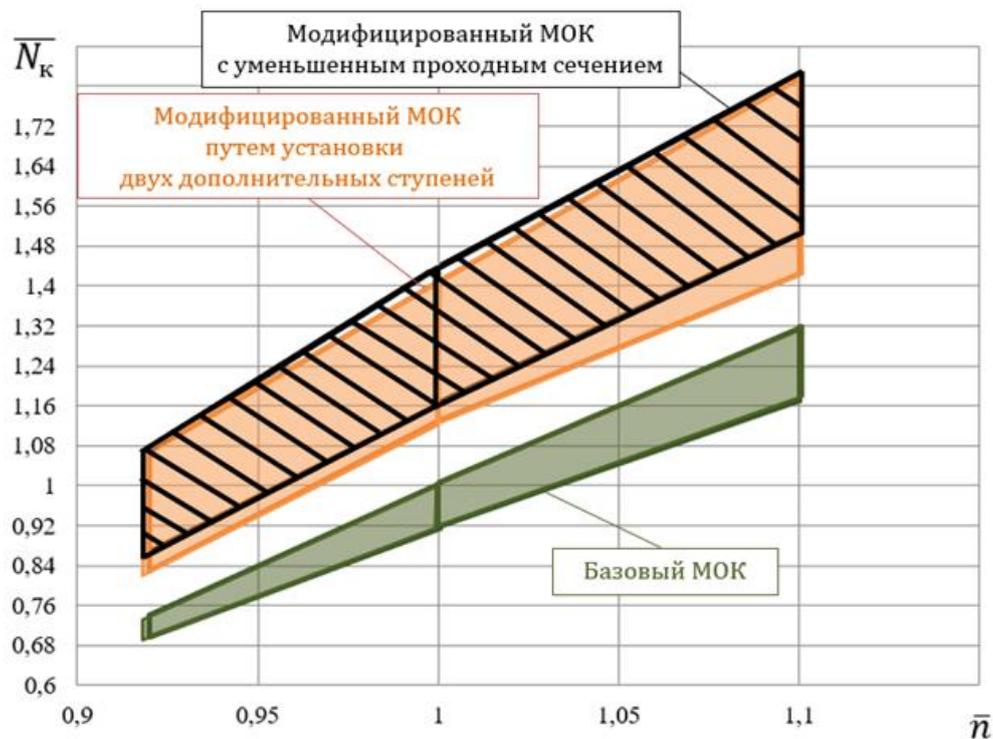


Рисунок 3.20 – Сравнение рабочих областей модифицированного пневмотормоза путём установки двух дополнительных ступеней, модифицированного пневмотормоза с двумя дополнительными ступенями и с уменьшенной площадью  $F_k$  и базового МОК

### 3.3 МОДИФИКАЦИЯ ПНЕВМОТОРМОЗА

#### ПУТЁМ ПОДРЕЗКИ СТУПЕНЕЙ БАЗОВОГО КОМПРЕССОРА

С целью уменьшения мощности, поглощаемой пневмотормозом, выполненным на основе базового компрессора, был рассмотрен вариант

модификации базового компрессора путём подрезки его ступеней на 15, 30 и 45% по высоте лопаток (рисунки 3.21 ... 3.23). Значения площадей проходных сечений на входе и выходе из МОК представлены в таблице 3.2.



Рисунок 3.21 – Модификация пневмотормоза  
путём подрезки ступеней базового компрессора на 15 %

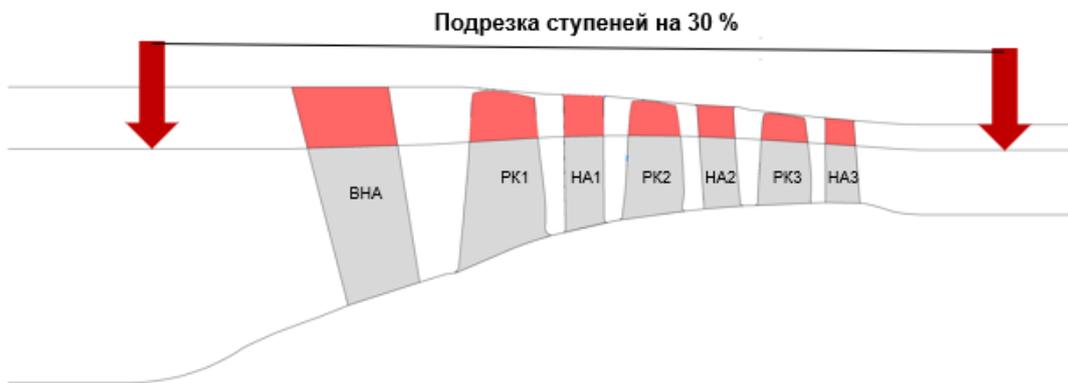


Рисунок 3.22 – Модификация пневмотормоза  
путём подрезки ступеней базового компрессора на 30 %



Рисунок 3.23 – Модификация пневмотормоза  
путём подрезки ступеней базового компрессора на 45 %

Таблица 3.2 - Площади проходных сечений для различных вариантов модификации пневмотормоза

	Базовый компрессор	Модификация пневмотормоза путём подрезки ступеней на 15 %	Модификация пневмотормоза путём подрезки ступеней на 30 %	Модификация пневмотормоза путём подрезки ступеней на 45 %
$F_{\text{в}}$ - площадь входного сечения, м <sup>2</sup>	0,766	0,613	0,478	0,356
$F_{\text{к}}$ - площадь выходного сечения, м <sup>2</sup>	0,347	0,288	0,230	0,175

Численная модель базового компрессора была адаптирована под новую геометрию предложенных вариантов модификации пневмотормоза. Затем была выполнена итеративная расчётная симуляция. Полученные картины распределения чисел Маха в проточной части модифицированного путём подрезки ступеней базового компрессора приведены в Приложении Б (рисунок Б.5 – Б.7).

На основе результатов расчёта численной модели пневмотормоза с подрезкой ступеней были построены характеристики в виде зависимости  $\overline{N}_{\text{к}} = f(\overline{G}_{\text{в}})$  при различных значениях  $\overline{n}$ . Сравнение характеристик базового МОК и пневмотормоза с подрезкой ступеней базового компрессора на 15, 30 и 45 % приведено на рисунках 3.24 ... 3.26. Сравнение рабочих областей базового МОК и модифицированного путём подрезки ступеней базового компрессора было выполнено в относительном виде и представлено на рисунках 3.27...3.32.

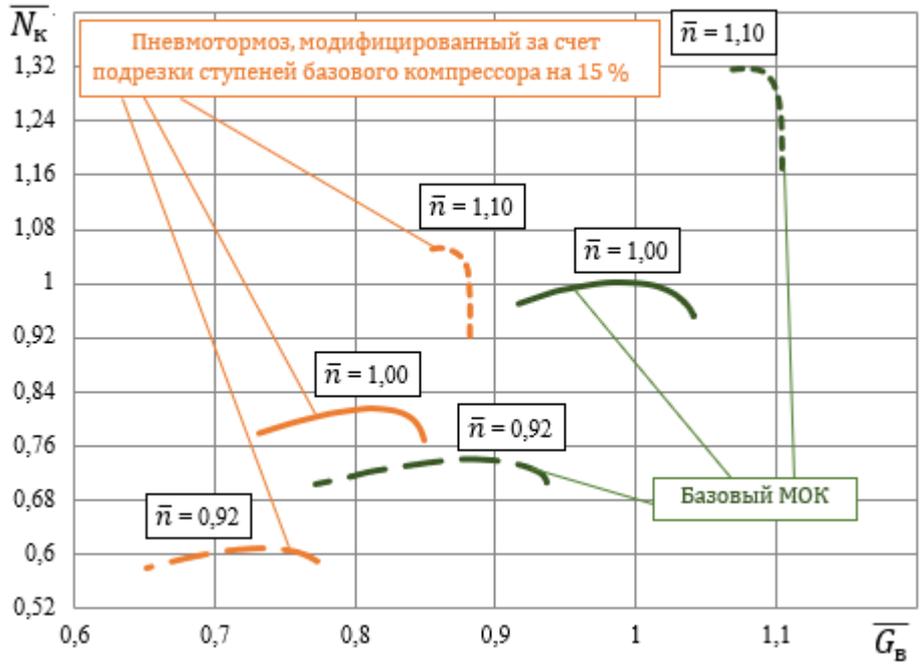


Рисунок 3.24 – Сравнение расчётных мощностных характеристик базового МОК и пневмотормоза, модифицированного путём подрезки ступеней базового компрессора на 15 %

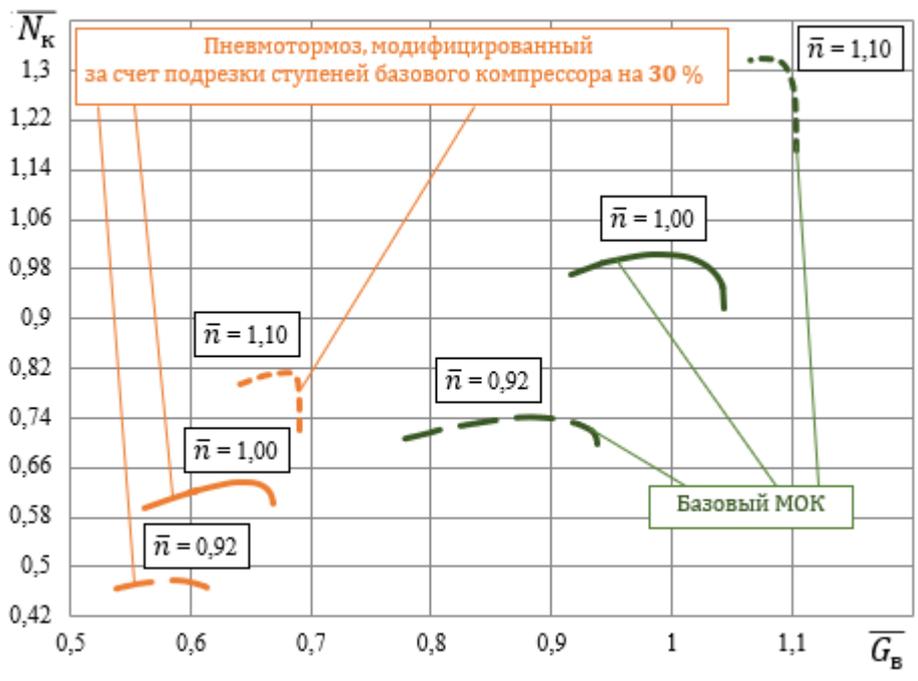


Рисунок 3.25 – Сравнение расчётных мощностных характеристик базового МОК и пневмотормоза, модифицированного путём подрезки ступеней базового компрессора на 30 %

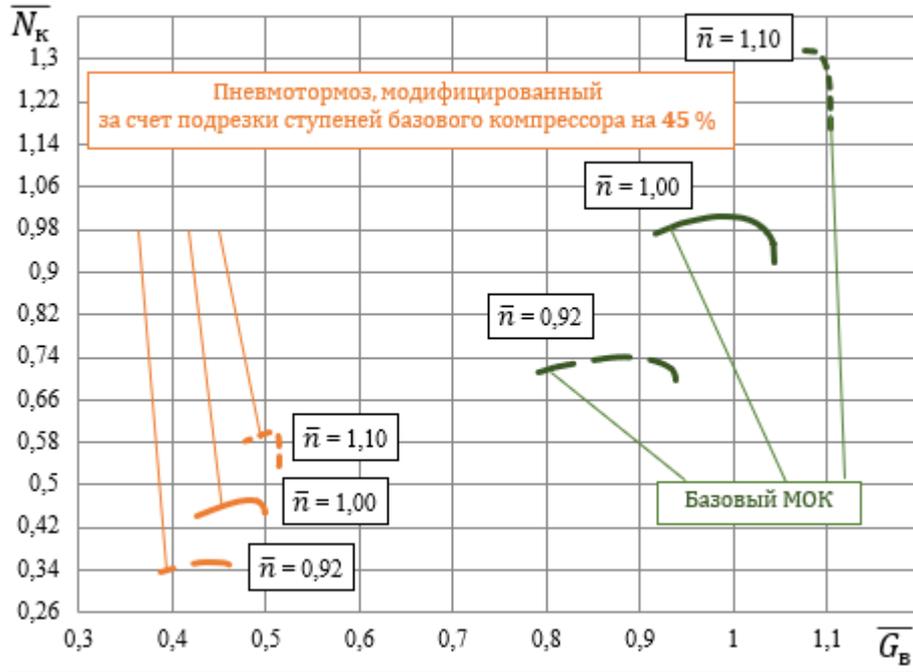


Рисунок 3.26 – Сравнение расчётных мощностных характеристик базового МОК и пневмотормоза, модифицированного путём подрезки ступеней базового компрессора на 45 %

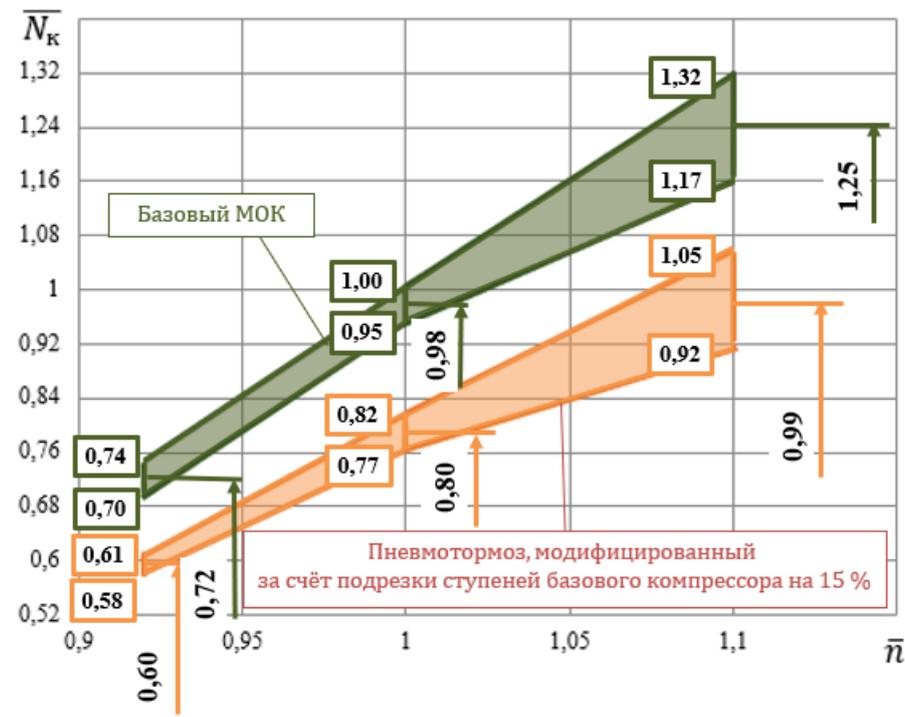


Рисунок 3.27 – Сравнение рабочих областей базового МОК и пневмотормоза, модифицированного путём подрезки ступеней базового компрессора на 15 % в координатах относительная частота вращения  $\bar{n}$  – относительная тормозная мощность  $\bar{N}_K$

Из анализа рабочей области пневмотормоза по параметрам  $\overline{N}_K - \bar{n}$ , модифицированного путём подрезки ступеней базового компрессора на 15 % (рисунок 3.27), видно, что он даёт возможность работать в диапазоне относительных частот вращения  $\bar{n}$  от 0,92 до 1,1. Для  $\bar{n}=0,92$  минимальное значение тормозной мощности в относительном виде  $\overline{N}_K$  составляет 0,58, максимальное значение – 0,61. Для  $\bar{n}=1$  минимальное значение  $\overline{N}_K$  равно 0,77, максимальное значение – 0,82. Для  $\bar{n}=1,1$  минимальное значение  $\overline{N}_K$  составляет 0,92, максимальное значение – 1,05. Таким образом, диапазон изменения относительной тормозной мощности для модифицированного путём подрезки ступеней базового компрессора на 15 % пневмотормоза для  $\bar{n}=0,92$  составляет 0,03, для  $\bar{n}=1$  – 0,05 и для  $\bar{n}=1,1$  – 0,13. Диапазон изменения относительной тормозной мощности для базового МОК при  $\bar{n}=0,92$  составляет 0,04, при  $\bar{n}=1$  – 0,05 и при  $\bar{n}=1,1$  – 0,15.

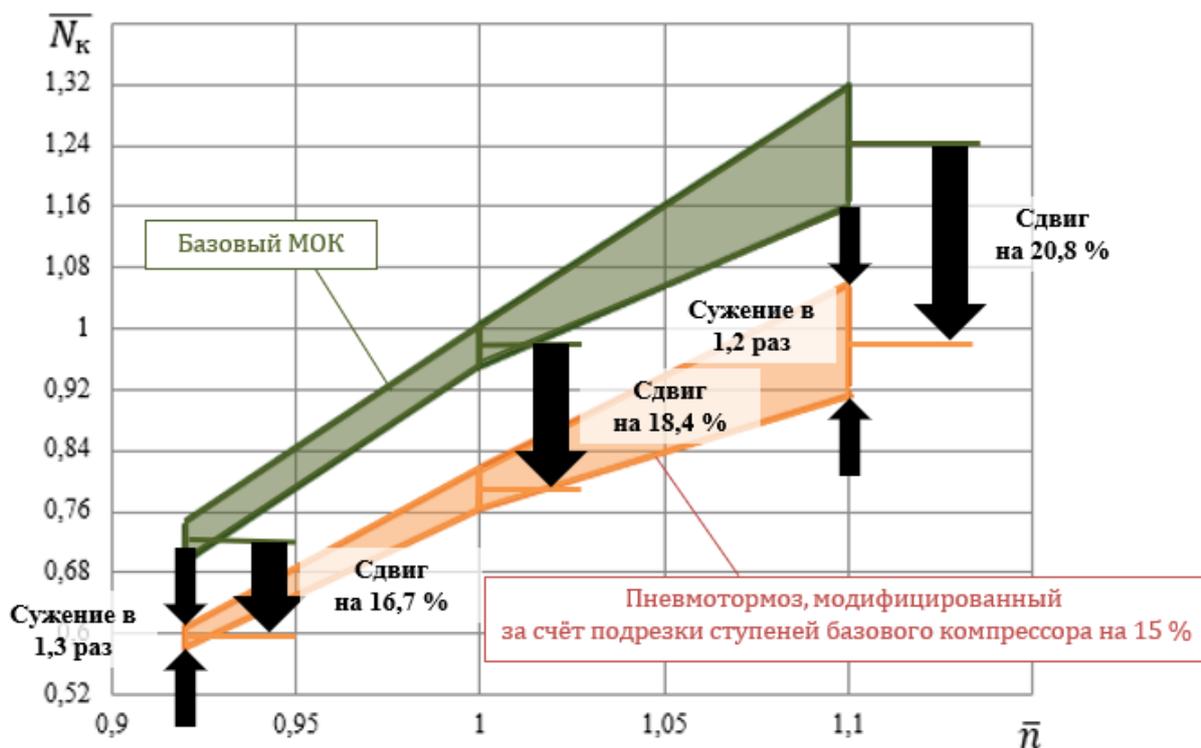


Рисунок 3.28 – К выводу об изменении рабочей области пневмотормоза, модифицированного путём подрезки ступеней базового компрессора на 15 %

в координатах относительная частота вращения  $\bar{n}$  –  
относительная тормозная мощность  $\overline{N}_K$

Таким образом, диапазон изменения относительной тормозной мощности уменьшился для  $\bar{n}=0,92$  в 1,3 раза, для  $\bar{n}=1,0$  – не изменился и для  $\bar{n}=1,1$  уменьшился в 1,2 раза. При этом он сдвинулся в меньшую сторону при  $\bar{n}=0,92$  на 0,12 (т.е. на 16,7 %), для  $\bar{n}=1,0$  на 0,18 (т.е. на 18,4 %) и для  $\bar{n}=1,1$  на 0,26 (т.е. на 20,8 %) (рисунок 3.28).

Проанализировав полученные результаты, можно сделать вывод о том, что рабочая область пневмотормоза по относительной мощности сузилась в некоторых частях до 1,3 раза и сдвинулась в меньшую сторону более чем на 0,12 (рисунок 3.28).

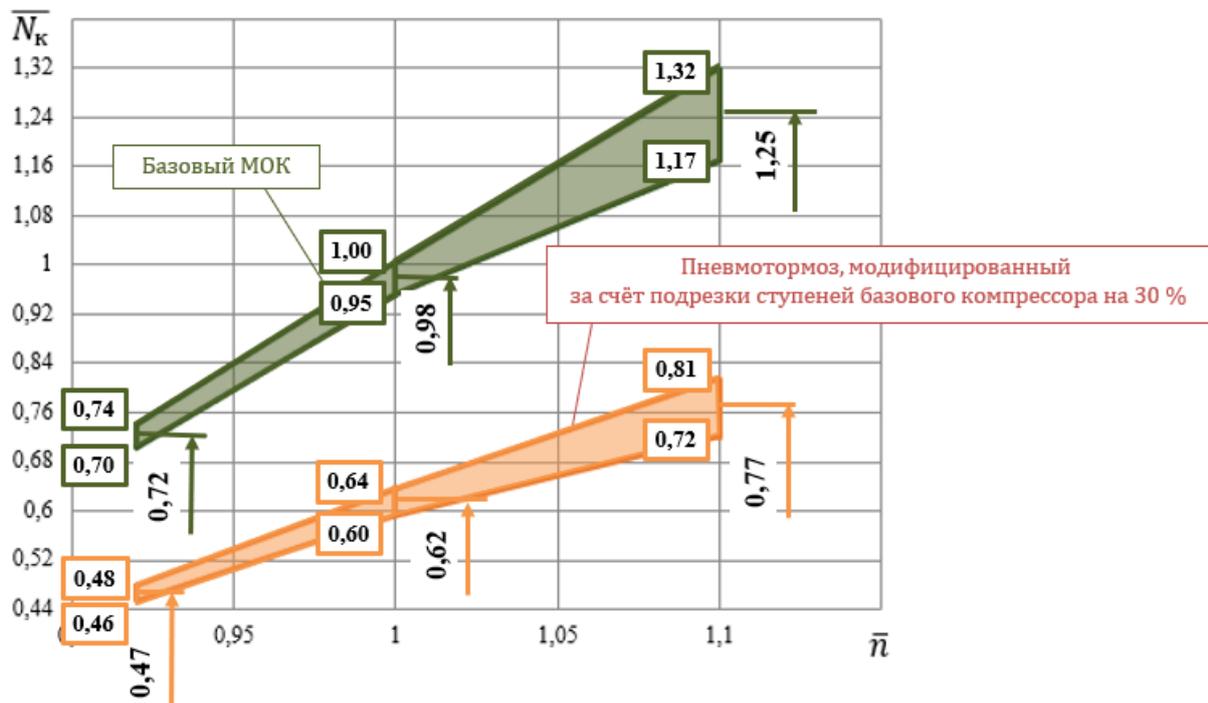


Рисунок 3.29 – Сравнение рабочих областей базового МОК

и пневмотормоза, модифицированного путём подрезки ступеней базового компрессора на 30 % в координатах относительная частота вращения  $\bar{n}$

– относительная тормозная мощность  $\bar{N}_k$

Из анализа рабочей области пневмотормоза по параметрам  $\bar{N}_k - \bar{n}$ , модифицированного путём подрезки ступеней базового компрессора на 30% (рисунок 3.29), видно, что он позволяет работать в диапазоне относительных частот вращения  $\bar{n}$  от 0,92 до 1,1. Для  $\bar{n}=0,92$  минимальное

значение тормозной мощности в относительном виде  $\overline{N}_K$  составляет 0,46, максимальное значение – 0,48. Для  $\bar{n}=1$  минимальное значение  $\overline{N}_K$  составляет 0,60, максимальное значение – 0,64. Для  $\bar{n}=1,1$  минимальное значение  $\overline{N}_K$  равно 0,72, максимальное значение – 0,81. Таким образом, диапазон изменения относительной тормозной мощности для модифицированного путём подрезки ступеней базового компрессора на 30% пневмотормоза для  $\bar{n}=0,92$  составляет 0,02, для  $\bar{n}=1$  – 0,04 и для  $\bar{n}=1,1$  – 0,09. Диапазон изменения относительной тормозной мощности для базового МОК для  $\bar{n}=0,92$  составляет 0,04, для  $\bar{n}=1$  – 0,05 и для  $\bar{n}=1,1$  – 0,15.

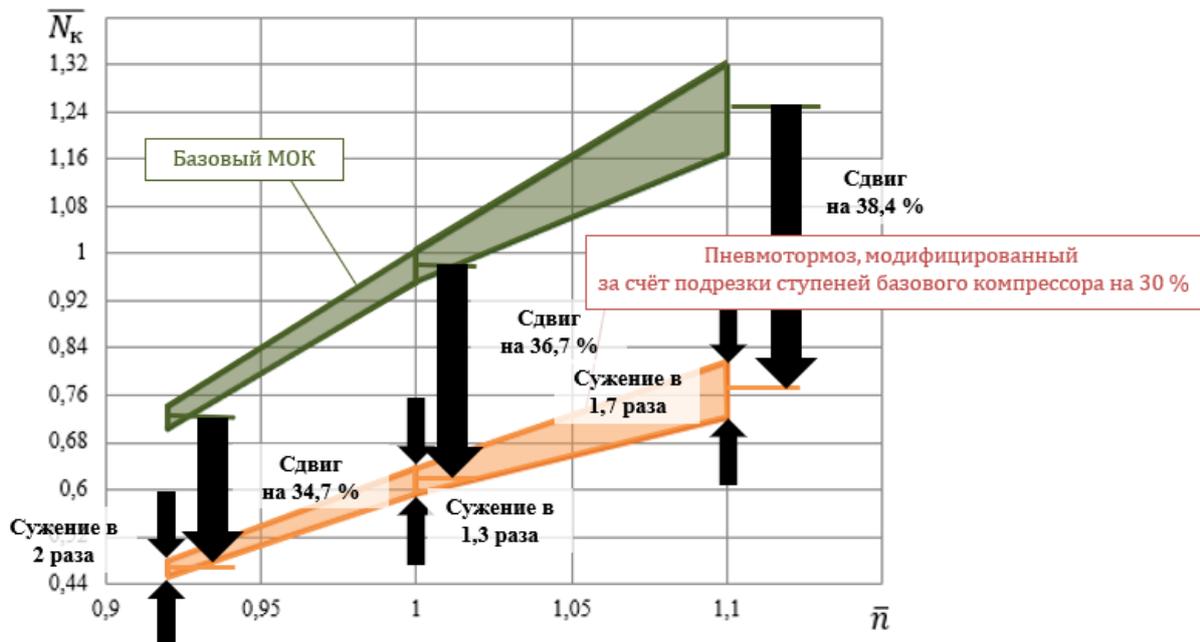


Рисунок 3.30 – К выводу об изменении рабочей области пневмотормоза, модифицированного путём подрезки ступеней базового компрессора на 30 % в координатах относительная частота вращения  $\bar{n}$  – относительная тормозная мощность  $\overline{N}_K$

Таким образом, диапазон изменения относительной тормозной мощности уменьшился для  $\bar{n}=0,92$  в 2 раза, для  $\bar{n}=1,0$  – в 1,3 раза и для  $\bar{n}=1,1$  уменьшился в 1,7 раза. При этом он сдвинулся в меньшую сторону при  $\bar{n}=0,92$  на 0,25 (т.е. на 34,7 %), для  $\bar{n}=1,0$  на 0,36 (т.е. на 36,7 %) и для  $\bar{n}=1,1$  на 0,48 (т.е. на 38,4 %) (рисунок 3.30).

Проанализировав полученные результаты, можно сделать вывод о том, что рабочая область пневмотормоза по относительной мощности сузилась в некоторых частях в 2 раза и сдвинулась в меньшую сторону более чем на 0,25 (рисунок 3.30).

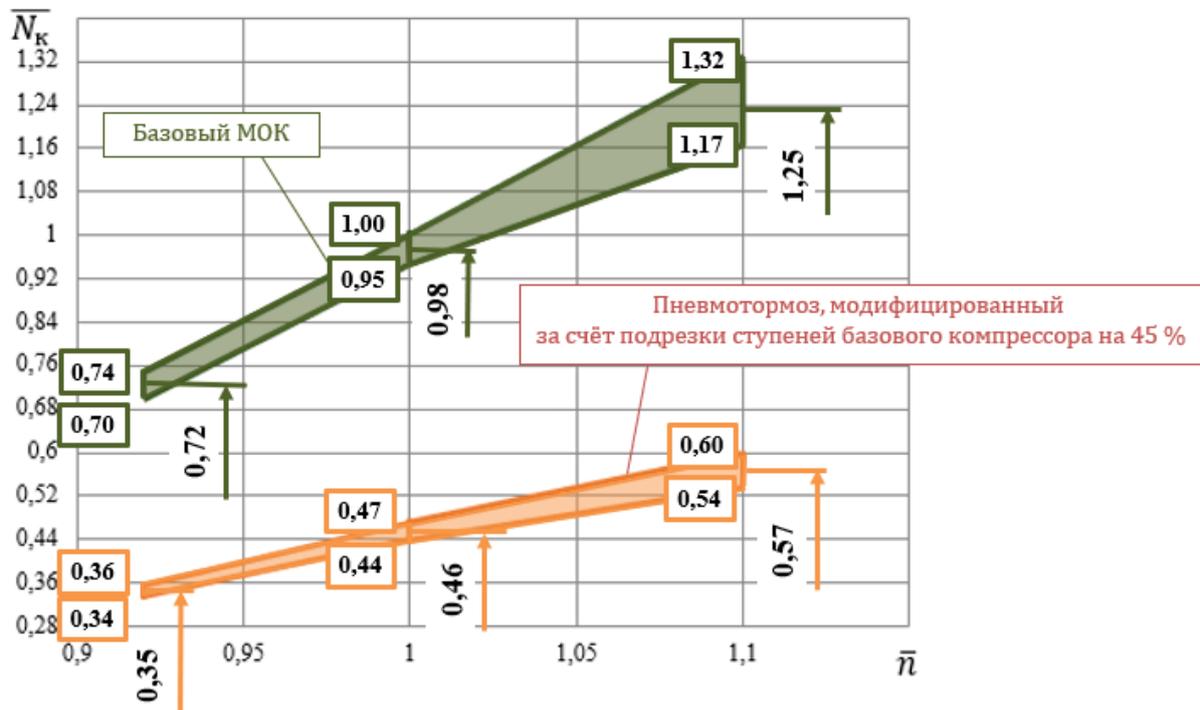


Рисунок 3.31 – Сравнение рабочих областей базового МОК и пневмотормоза, модифицированного путём подрезки ступеней базового компрессора на 45 % в координатах относительная частота вращения  $\bar{n}$  – относительная тормозная мощность  $\bar{N}_K$

Из анализа рабочей области пневмотормоза по параметрам  $\bar{N}_K$  и  $\bar{n}$ , модифицированного путём подрезки ступеней базового компрессора на 45% (рисунок 3.31), видно, что он позволяет работать в диапазоне относительных частот вращения  $\bar{n}$  от 0,92 до 1,1. Для  $\bar{n}=0,92$  минимальное значение тормозной мощности в относительном виде  $\bar{N}_K$  составляет 0,34, максимальное значение – 0,36. Для  $\bar{n}=1$  минимальное значение  $\bar{N}_K$  равно 0,44, максимальное значение – 0,47. Для  $\bar{n}=1,1$  минимальное значение  $\bar{N}_K$  составляет 0,54, максимальное значение – 0,60. Таким образом, диапазон изменения относительной тормозной мощности для модифицированного

путём подрезки ступеней базового компрессора на 45% пневмотормоза для  $\bar{n}=0,92$  составляет 0,02, для  $\bar{n}=1$  – 0,03 и для  $\bar{n}=1,1$  – 0,06. Диапазон изменения относительной тормозной мощности для базового МОК для  $\bar{n}=0,92$  равен 0,04, для  $\bar{n}=1$  – 0,05 и для  $\bar{n}=1,1$  – 0,15.

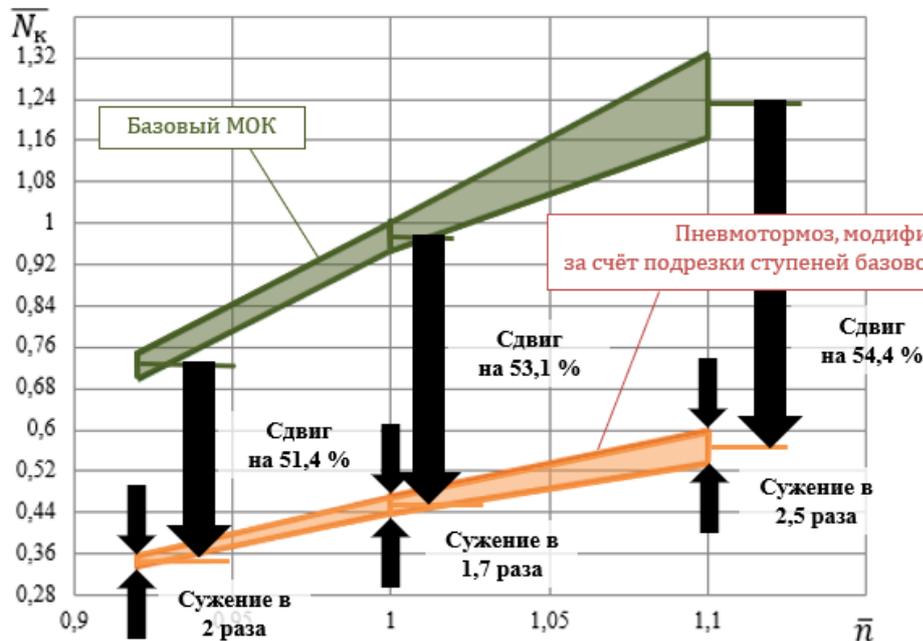


Рисунок 3.32 – К выводу об изменении рабочей области пневмотормоза, модифицированного путём подрезки ступеней базового компрессора на 45% в координатах относительная частота вращения  $\bar{n}$  – относительная тормозная мощность  $\bar{N}_k$

Таким образом, диапазон изменения относительной тормозной мощности уменьшился при  $\bar{n}=0,92$  в 2 раза, при  $\bar{n}=1,0$  – в 1,7 раза и при  $\bar{n}=1,1$  уменьшился в 2,5 раза. При этом он сдвинулся в меньшую сторону при  $\bar{n}=0,92$  на 0,37 (т.е. на 51,4 %), при  $\bar{n}=1,0$  на 0,52 (т.е. на 53,1 %) и при  $\bar{n}=1,1$  на 0,68 (т.е. на 54,4 %) (рисунок 3.32).

Проанализировав полученные результаты, можно сделать вывод о том, что рабочая область пневмотормоза по относительной мощности сузилась в некоторых частях до 1,7 раза и сдвинулась в меньшую сторону более чем на 0,37 (рисунок 3.32).

Стоит отметить, что сдвиг области рабочих режимов пневмотормоза в меньшую сторону по мощности и по тормозному крутящему моменту для данного типа модификации обусловлен в основном уменьшением расхода воздуха через МОК и его можно приблизительно оценить по формуле:

$$\frac{\bar{N}_{\text{баз}i} - \bar{N}_{\text{мод}i}}{\bar{N}_{\text{баз}i}} \cdot 100\% = \left(1 - \frac{F_{\text{км}}}{F_{\text{кб}}}\right) \cdot 100\%, \quad (3.6)$$

где  $F_{\text{км}}$  - площадь выходного сечения модернизированного пневмотормоза, а  $F_{\text{кб}}$  - площадь выходного сечения базового пневмотормоза.

Величина сдвига области рабочих режимов по относительной тормозной мощности, рассчитанная по предложенной выше формуле, для первого варианта модификации пневмотормоза путём подрезки ступеней базового компрессора на 15% составляет 17,3 %, для второго варианта путём подрезки ступеней базового компрессора на 30% – 33,8 %, для третьего варианта путём подрезки ступеней базового компрессора на 45% – 49,6 %.

Эти значения соответствуют значениям, полученным с помощью трёхмерного численного моделирования:

- для пневмотормоза, модифицированного путём подрезки ступеней базового компрессора на 15%, сдвиг по тормозной мощности при численном моделировании составляет 16,7% для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=0,92$ ; 18,4% для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=1,00$  и 20,8% для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=1,1$ ;
- для пневмотормоза, модифицированного путём подрезки ступеней базового компрессора на 30%, сдвиг по тормозной мощности при численном моделировании составляет 34,7% для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=0,92$ ; 36,7% для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=1,00$  и 38,4% для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=1,1$ ;
- для пневмотормоза, модифицированного путём подрезки ступеней базового компрессора на 45%, сдвиг по тормозной мощности при

численном моделировании составляет 51,4% для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=0,92$ ; 53,1% для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=1,00$  и 54,4% для режима работы с частотой вращения  $\bar{n}=1,1$ .

*Вывод: модификация пневмотормоза путем подрезки ступеней базового компрессора привела к сужению и смещению в меньшую сторону его рабочих областей по тормозной мощности и крутящему моменту. Подрезка ступеней базового компрессора на 15% позволила уменьшить максимальную тормозную мощность и крутящий момент компрессора от 1,2 до 1,3 раз в зависимости от режима его работы. Подрезка ступеней базового компрессора на 30% позволила уменьшить максимальную тормозную мощность и крутящий момент компрессора от 1,3 до 2,0 раз в зависимости от режима его работы. Подрезка ступеней базового компрессора на 45% позволила уменьшить максимальную тормозную мощность и крутящий момент компрессора от 1,7 до 2,5 раз в зависимости от режима его работы.*

*Ориентировочную величину сдвига рабочей области пневмотормоза, модифицированного подрезкой ступеней базового компрессора, можно рассчитать с помощью упрощенной формулы, включающей только один параметр модифицированного пневмотормоза - площадь выходного сечения МОК.*

### 3.4 МОДЕРНИЗАЦИЯ ПНЕВМОТОРМОЗА ПУТЁМ ОТБОРА ВОЗДУХА

С целью уменьшения мощности, поглощаемой пневмотормозом, выполненным на основе базового компрессора, были рассмотрены варианты модификации пневмотормоза путём отбора воздуха за первой и второй ступенью в размере 5 и 10% (рисунки 3.33 и 3.34).

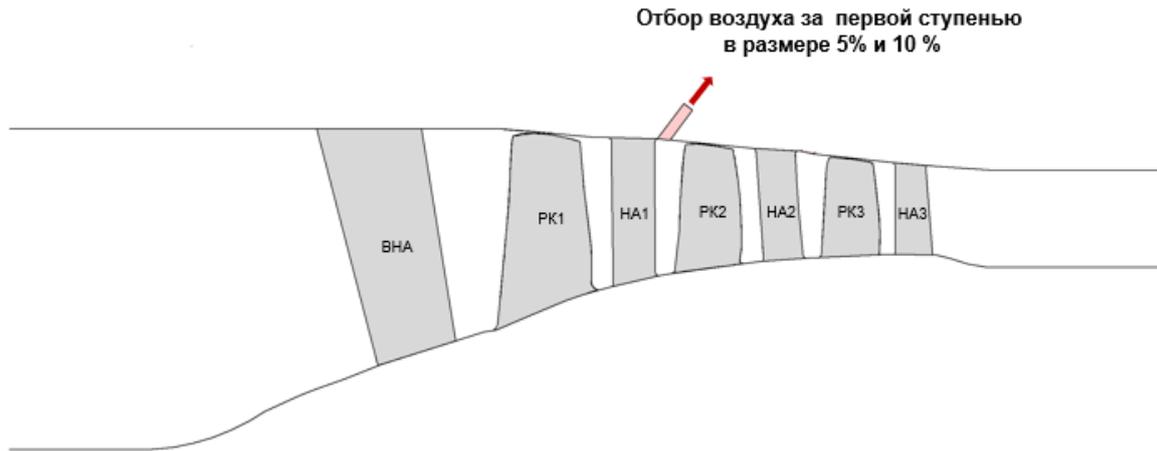


Рисунок 3.33 – Модификация пневмотормоза путём отбора воздуха за первой ступенью в размере 5 и 10%

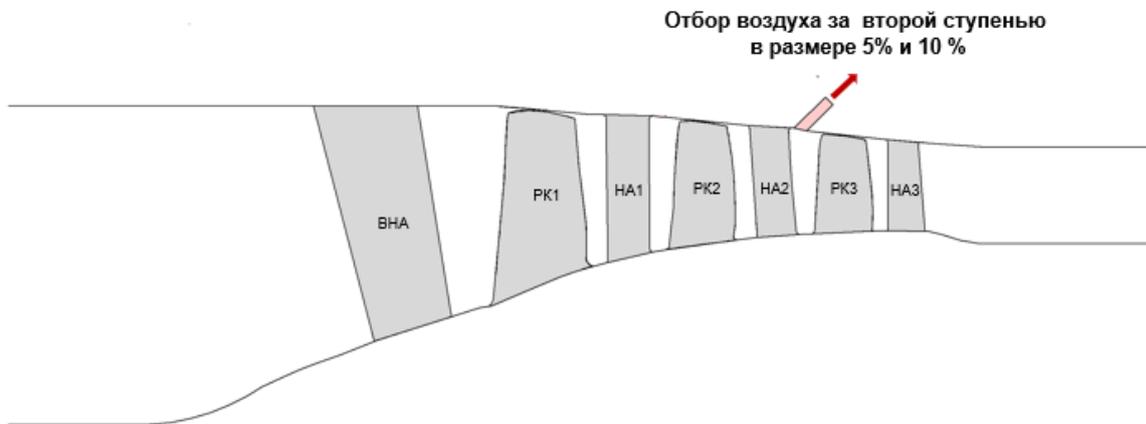


Рисунок 3.34 – Модификация пневмотормоза путём отбора воздуха за второй ступенью в размере 5 и 10%

Численная модель базового компрессора была адаптирована под новую геометрию предложенных вариантов модификации пневмотормоза. Затем была выполнена итеративная расчётная симуляция. Полученные картины распределения чисел Маха в проточной части модифицированного путём отбора воздуха приведены в Приложении Б (рисунок Б.8 ... Б.11).

На основе результатов расчёта численной модели пневмотормоза с отбором воздуха за первой и второй ступенями компрессора были построены характеристики в виде зависимостей  $\bar{N}_K = f(\bar{G}_B)$  при различных значениях  $\bar{n}$ . Сравнение характеристик базового МОК и пневмотормоза с

отбором воздуха приведены на рисунках 3.35 ... 3.38. Сравнение рабочих областей базового МОК и модифицированного путём отбора воздуха было выполнено в относительном виде и представлено на рисунках 3.39 ... 3.46.

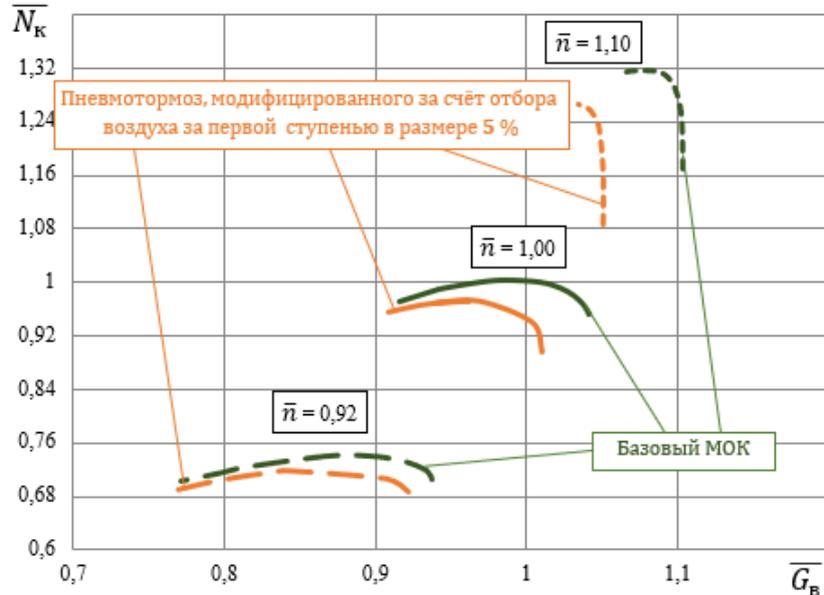


Рисунок 3.35 – Сравнение расчётных мощностных характеристик базового МОК и пневмотормоза, модифицированного путём отбора воздуха за первой ступенью в размере 5%

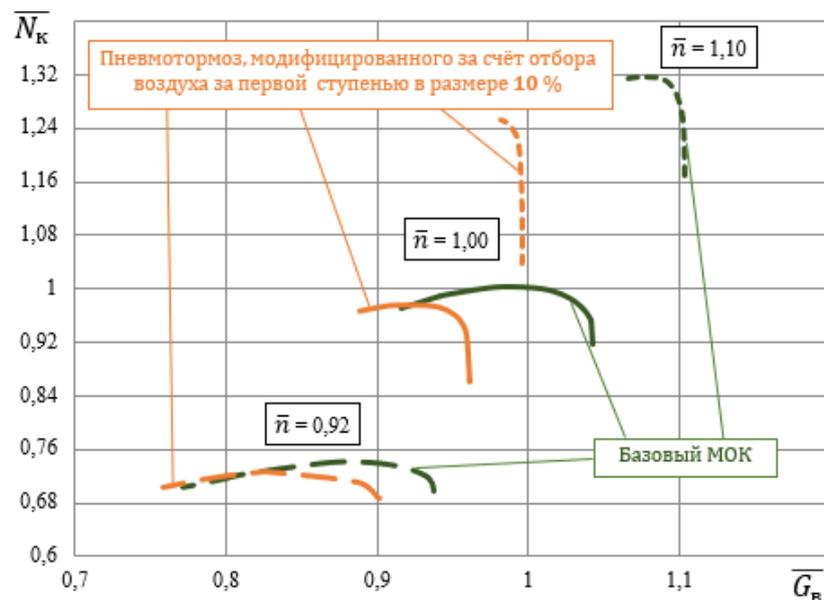


Рисунок 3.36 – Сравнение расчётных мощностных характеристик базового МОК и пневмотормоза, модифицированного путём отбора воздуха за первой ступенью в размере 10%

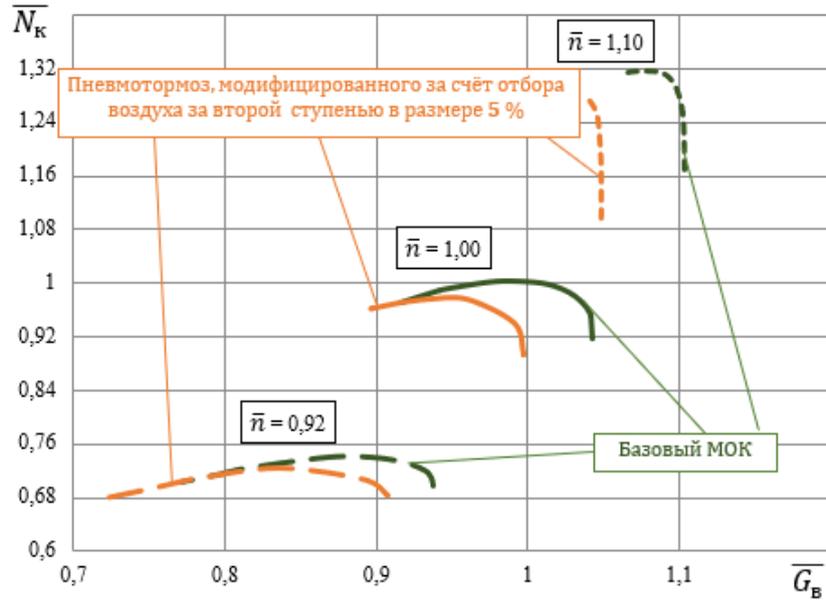


Рисунок 3.37 – Сравнение расчётных мощностных характеристик базового МОК и пневмотормоза, модифицированного путём отбора воздуха за второй ступенью в размере 5%

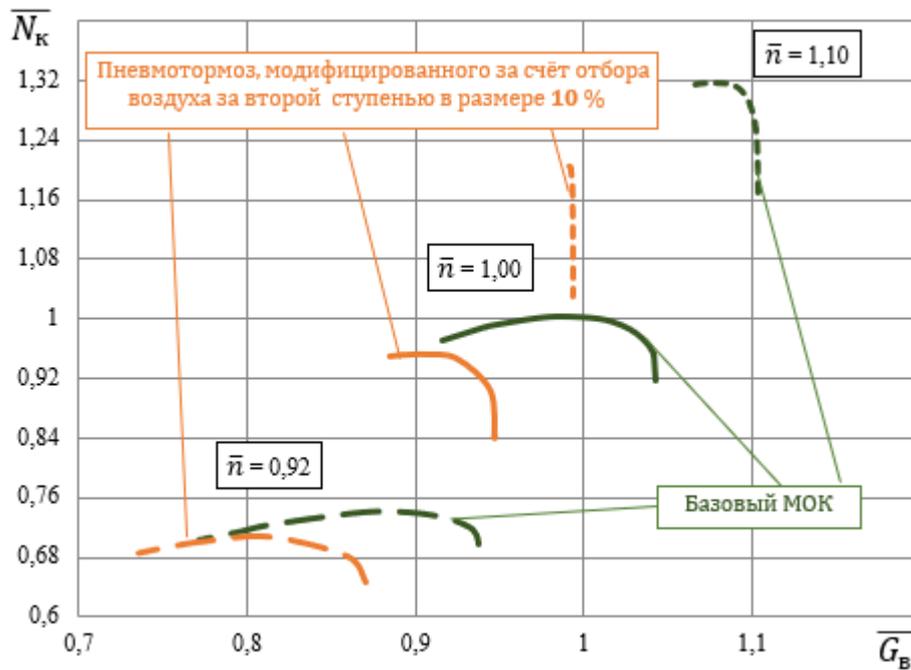


Рисунок 3.38 – Сравнение расчётных мощностных характеристик базового МОК и пневмотормоза, модифицированного путём отбора воздуха за второй ступенью в размере 10%

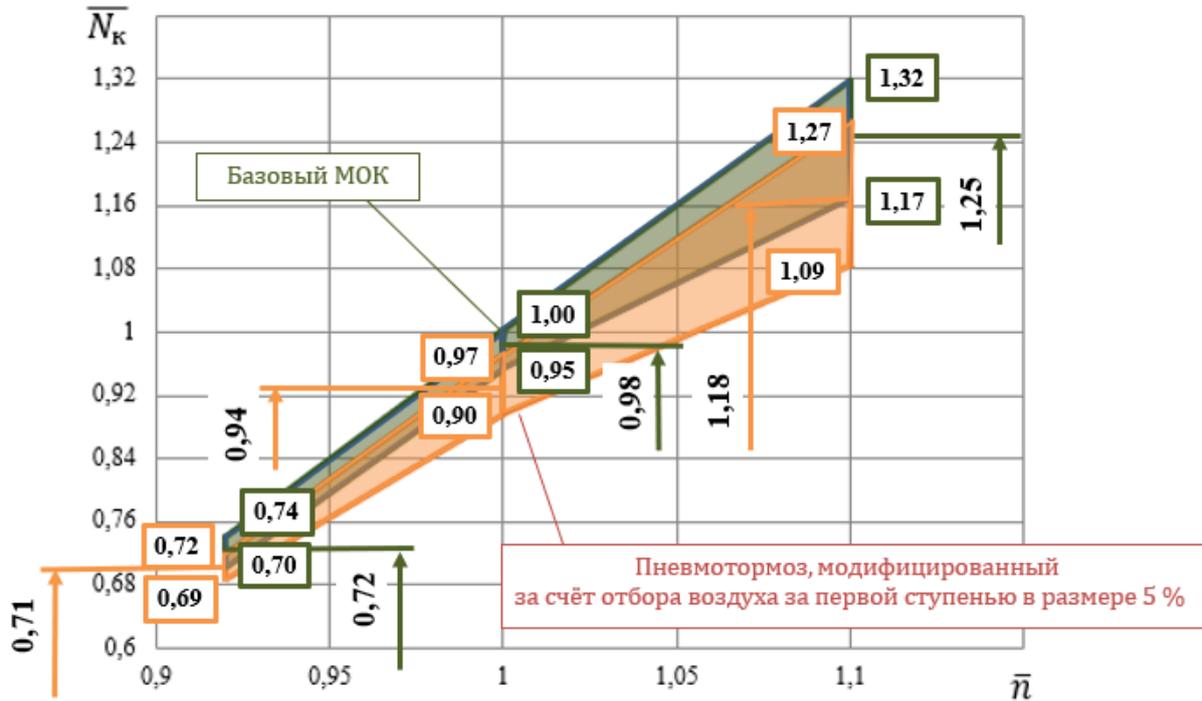


Рисунок 3.39 – Сравнение рабочих областей базового МОК

и пневмотормоза, модифицированного

путём отбора воздуха за первой ступенью в размере 5% в координатах относительная частота вращения  $\bar{n}$  – относительная тормозная мощность  $\bar{N}_k$

Из анализа рабочей области пневмотормоза по параметрам  $\bar{N}_k - \bar{n}$ , модифицированного путём отбора воздуха за первой ступенью в размере 5% (рисунок 3.39), видно, что он даёт возможность работать в диапазоне относительных частот вращения  $\bar{n}$  от 0,92 до 1,1. При  $\bar{n}=0,92$  минимальное значение тормозной мощности в относительном виде  $\bar{N}_k$  составляет 0,69, максимальное значение – 0,72. При  $\bar{n}=1$  минимальное значение  $\bar{N}_k$  равно 0,90, максимальное значение – 0,97. При  $\bar{n}=1,1$  минимальное значение  $\bar{N}_k$  составляет 1,09, максимальное значение – 1,27. Таким образом, диапазон изменения относительной тормозной мощности для модифицированного путём отбора воздуха за первой ступенью в размере 5% пневмотормоза при  $\bar{n}=0,92$  составляет 0,03, при  $\bar{n}=1$  – 0,07 и при  $\bar{n}=1,1$  – 0,18. Диапазон изменения относительной тормозной мощности для базового МОК при  $\bar{n}=0,92$  составляет 0,04, при  $\bar{n}=1$  – 0,05 и при  $\bar{n}=1,1$  – 0,15.

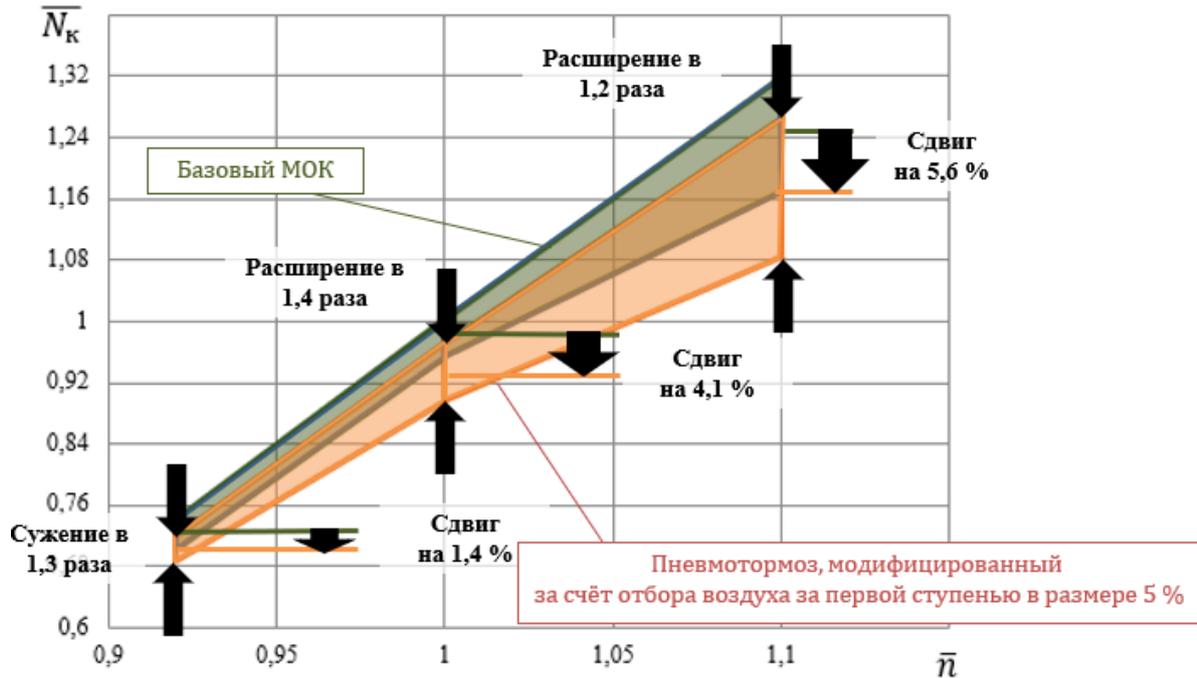


Рисунок 3.40 – К выводу об изменении рабочей области пневмотормоза, модифицированного путём отбора воздуха за первой ступенью в размере 5%

в координатах относительная частота вращения  $\bar{n}$  –

относительная тормозная мощность  $\overline{N}_k$

Таким образом, диапазон изменения относительной тормозной мощности уменьшился при  $\bar{n}=0,92$  в 1,3 раза, при  $\bar{n}=1,0$  увеличился в 1,4 раза и при  $\bar{n}=1,1$  увеличился в 1,2 раза. При этом он сдвинулся в меньшую сторону при  $\bar{n}=0,92$  на 0,01 (т.е. на 1,4 %), при  $\bar{n}=1,0$  на 0,04 (т.е. на 4,1 %) и при  $\bar{n}=1,1$  на 0,07 (т.е. на 5,6 %) (рисунок 3.40). Сдвиг рабочей области в меньшую сторону связан с уменьшением расхода воздуха через вторую и третью ступени компрессора.

Проанализировав полученные результаты, можно сделать вывод о том, что рабочая область пневмотормоза по относительной мощности сдвинулась в меньшую сторону на 0,01...0,07, т.е. на 1,4...5,6%. (рисунок 3.40).

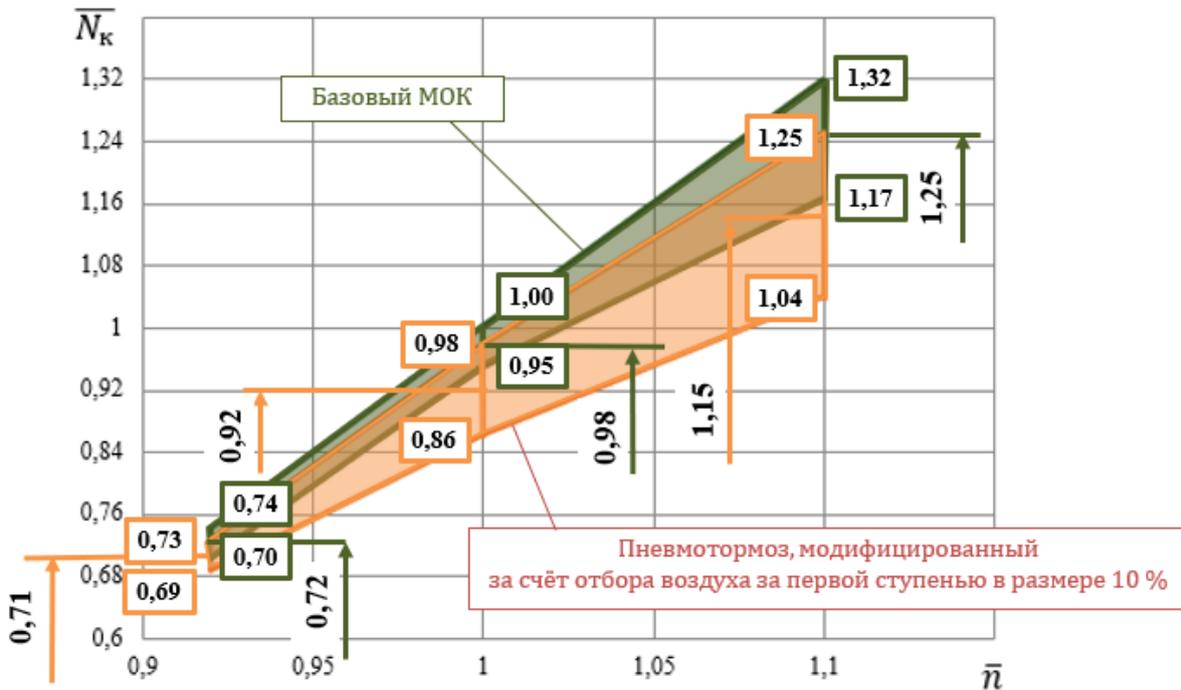


Рисунок 3.41 – Сравнение рабочих областей базового МОК

и пневмотормоза, модифицированного путём отбора воздуха за первой ступенью

в размере 10% в координатах относительная частота вращения  $\bar{n}$  –

относительная тормозная мощность  $\bar{N}_K$

Из анализа рабочей области пневмотормоза по параметрам  $\bar{N}_K$  –  $\bar{n}$ , модифицированного путём отбора воздуха за первой ступенью в размере 10% (рисунок 3.41), видно, что он позволяет работать в диапазоне относительных частот вращения  $\bar{n}$  от 0,92 до 1,1. При  $\bar{n}=0,92$  минимальное значение тормозной мощности в относительном виде  $\bar{N}_K$  составляет 0,69, максимальное значение – 0,73. При  $\bar{n}=1$  минимальное значение  $\bar{N}_K$  равно 0,86, максимальное значение – 0,98. При  $\bar{n}=1,1$  минимальное значение  $\bar{N}_K$  составляет 1,04, максимальное значение – 1,25. Таким образом, диапазон изменения относительной тормозной мощности для модифицированного путём отбора воздуха за первой ступенью в размере 10% пневмотормоза при  $\bar{n}=0,92$  составляет 0,04, при  $\bar{n}=1$  – 0,11 и при  $\bar{n}=1,1$  – 0,22. Диапазон изменения относительной тормозной мощности для базового МОК при  $\bar{n}=0,92$  составляет 0,04, при  $\bar{n}=1$  – 0,05 и при  $\bar{n}=1,1$  – 0,15.

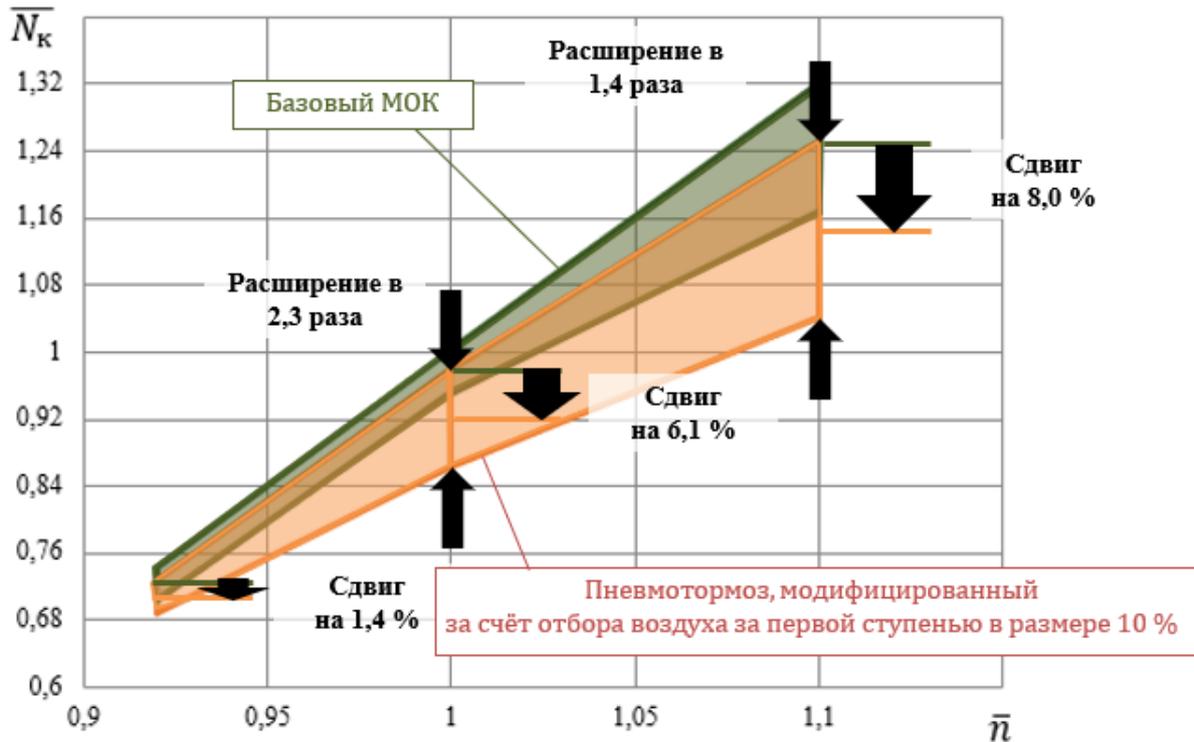


Рисунок 3.42 – К выводу об изменении рабочей области пневмотормоза, модифицированного путём отбора воздуха за первой ступенью в размере 10% в координатах относительная частота вращения  $\bar{n}$  – относительная тормозная мощность  $\overline{N}_k$

Таким образом, диапазон изменения относительной тормозной мощности не изменился при  $\bar{n}=0,92$ , при  $\bar{n}=1,0$  увеличился в 2,3 раза и при  $\bar{n}=1,1$  увеличился в 1,4 раза. При этом он сдвинулся в меньшую сторону при  $\bar{n}=0,92$  на 0,01 (т.е. на 1,4%), при  $\bar{n}=1,0$  на 0,06 (т.е. на 6,1%) и при  $\bar{n}=1,1$  на 0,10 (т.е. на 8,0%) (рисунок 3.42). Сдвиг рабочей области в меньшую сторону связан с уменьшением расхода воздуха через вторую и третью ступени. При этом можно отметить, что с ростом отбора воздуха с 5 до 10 % за первой ступенью величина сдвига несколько возрастает.

Проанализировав полученные результаты, можно сделать вывод о том, что рабочая область пневмотормоза по относительной мощности сдвинулась в меньшую сторону на 0,01...0,10, т.е. на 1,4...8,0% (рисунок 3.42).

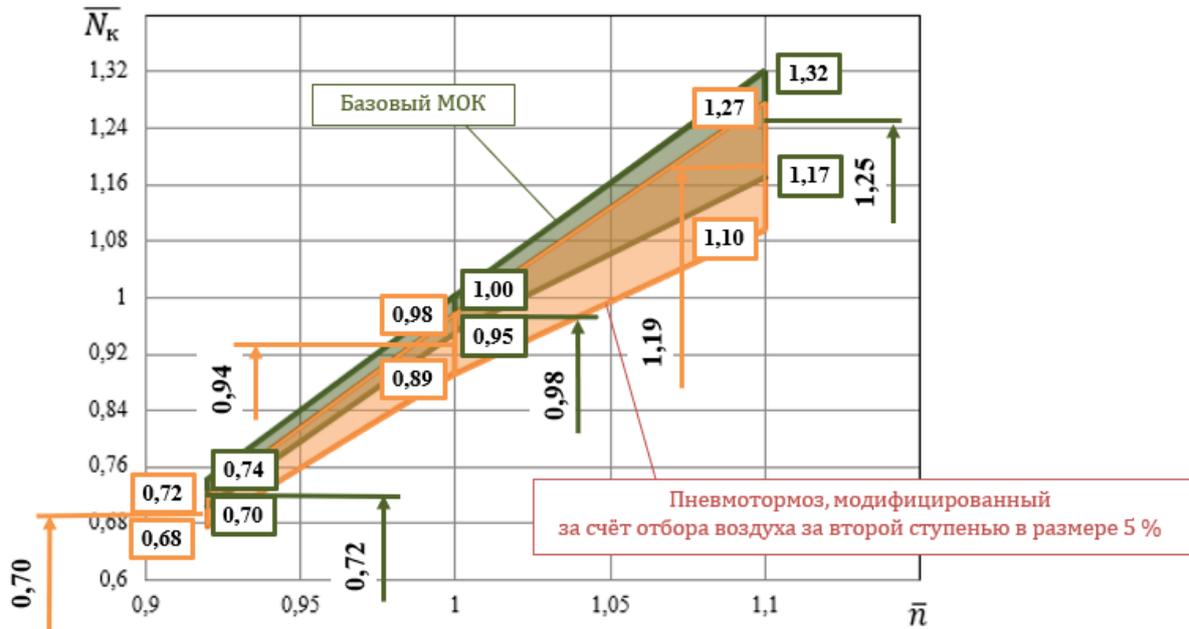


Рисунок 3.43 – Сравнение рабочих областей базового МОК и пневмотормоза, модифицированного путём отбора воздуха за второй ступенью в размере 5% в координатах относительная частота вращения  $\bar{n}$  – относительная тормозная мощность  $\bar{N}_k$

Из анализа рабочей области пневмотормоза по параметрам  $\bar{N}_k - \bar{n}$ , модифицированного путём отбора воздуха за второй ступенью в размере 5% (рисунок 3.43), видно, что он позволяет работать в диапазоне относительных частот вращения  $\bar{n}$  от 0,92 до 1,1. При  $\bar{n}=0,92$  минимальное значение тормозной мощности в относительном виде  $\bar{N}_k$  составляет 0,68, максимальное значение – 0,72. При  $\bar{n}=1$  минимальное значение  $\bar{N}_k$  равно 0,89, максимальное значение – 0,98. При  $\bar{n}=1,1$  минимальное значение  $\bar{N}_k$  составляет 1,10, максимальное значение – 1,27. Таким образом, диапазон изменения относительной тормозной мощности для модифицированного путём отбора воздуха за второй ступенью в размере 5% пневмотормоза при  $\bar{n}=0,92$  составляет 0,04, при  $\bar{n}=1$  – 0,09 и при  $\bar{n}=1,1$  – 0,17. Диапазон изменения относительной тормозной мощности для базового МОК при  $\bar{n}=0,92$  составляет 0,04, при  $\bar{n}=1$  – 0,05 и при  $\bar{n}=1,1$  – 0,15.

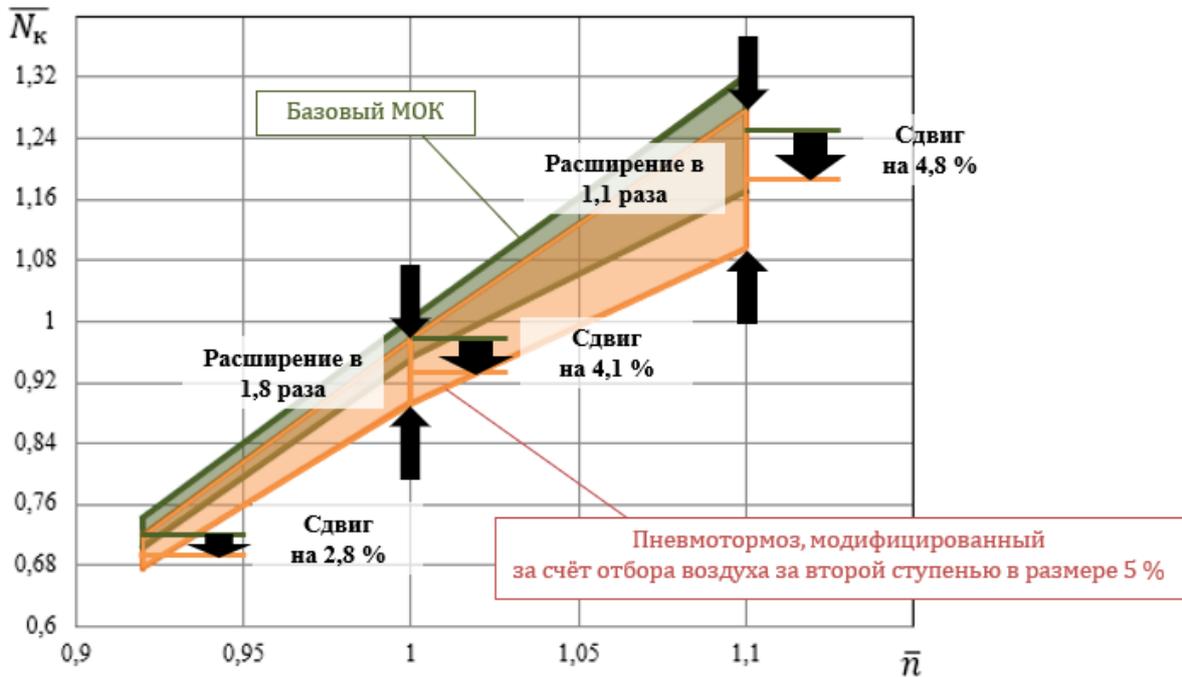


Рисунок 3.44 – К выводу об изменении рабочей области пневмотормоза, модифицированного путём отбора воздуха за второй ступенью в размере 5% в координатах относительная частота вращения  $\bar{n}$  – относительная тормозная мощность  $\overline{N}_k$

Таким образом, диапазон изменения относительной тормозной мощности при  $\bar{n}=0,92$  не изменился, при  $\bar{n}=1,0$  увеличился в 1,8 раза и при  $\bar{n}=1,1$  увеличился в 1,1 раза. При этом он сдвинулся в меньшую сторону при  $\bar{n}=0,92$  на 0,02 (т.е. на 2,8 %), при  $\bar{n}=1,0$  на 0,04 (т.е. на 4,1 %) и при  $\bar{n}=1,1$  на 0,06 (т.е. на 4,8 %) (рисунок 3.44). Сдвиг рабочей области в меньшую сторону связан с уменьшением расхода воздуха через третью ступень.

Проанализировав полученные результаты, можно сделать вывод о том, что рабочая область пневмотормоза по относительной мощности сдвинулась в меньшую сторону на 0,02...0,06, т.е. на 2,8...4,8% (рисунок 3.44).

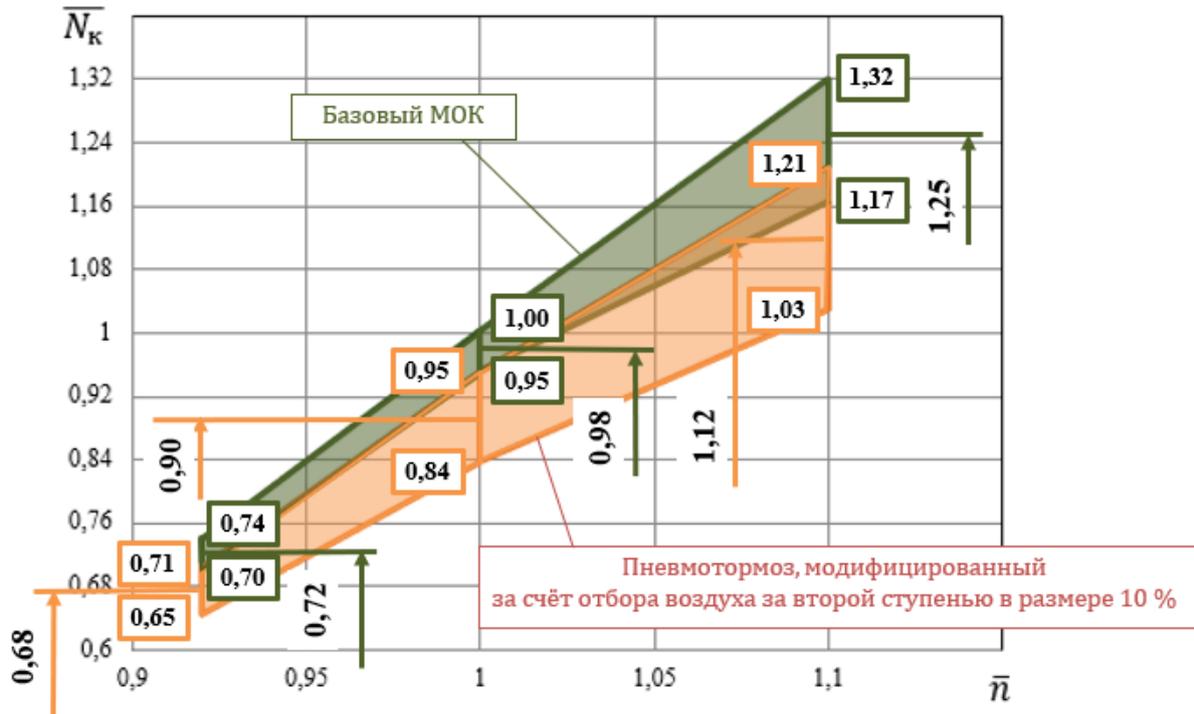


Рисунок 3.45 – Сравнение рабочих областей базового МОК и пневмотормоза, модифицированного путём отбора воздуха за второй ступенью в размере 10% в координатах относительная частота вращения  $\bar{n}$  – относительная тормозная мощность  $\bar{N}_K$

Из анализа рабочей области пневмотормоза по параметрам  $\bar{N}_K - \bar{n}$ , модифицированного путём отбора воздуха за второй ступенью в размере 10% (рисунок 3.45), видно, что он даёт возможность работать в диапазоне относительных частот вращения  $\bar{n}$  от 0,92 до 1,1. При  $\bar{n}=0,92$  минимальное значение тормозной мощности в относительном виде  $\bar{N}_K$  составляет 0,65, максимальное значение – 0,71. При  $\bar{n}=1$  минимальное значение  $\bar{N}_K$  равно 0,84, максимальное значение – 0,95. При  $\bar{n}=1,1$  минимальное значение  $\bar{N}_K$  составляет 1,03, максимальное значение – 1,21. Таким образом, диапазон изменения относительной тормозной мощности для модифицированного путём отбора воздуха за второй ступенью в размере 10% пневмотормоза при  $\bar{n}=0,92$  составляет 0,06, при  $\bar{n}=1$  – 0,11 и при  $\bar{n}=1,1$  – 0,18. Диапазон изменения относительной тормозной мощности для базового МОК при  $\bar{n}=0,92$  составляет 0,04, при  $\bar{n}=1$  – 0,05 и при  $\bar{n}=1,1$  – 0,15.

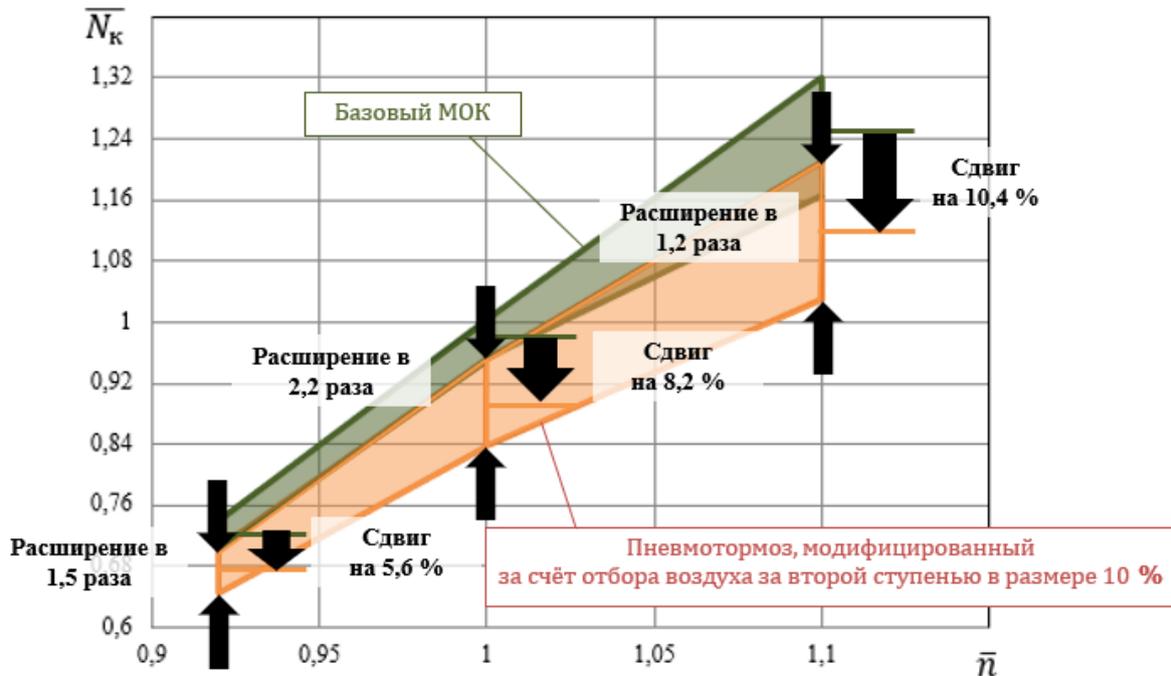


Рисунок 3.46 – К выводу об изменении рабочей области пневмотормоза, модифицированного путём отбора воздуха за второй ступень в размере 10% в координатах относительная частота вращения  $\bar{n}$  –

относительная тормозная мощность  $\bar{N}_k$

Таким образом, диапазон изменения относительной тормозной мощности для  $\bar{n}=0,92$  увеличился в 1,5 раза, для  $\bar{n}=1,0$  увеличился в 2,2 раза и для  $\bar{n}=1,1$  увеличился в 1,2 раза. При этом он сдвинулся в меньшую сторону при  $\bar{n}=0,92$  на 0,04 (т.е. на 5,6 %), для  $\bar{n}=1,0$  на 0,08 (т.е. на 8,2 %) и для  $\bar{n}=1,1$  на 0,13 (т.е. на 10,4 %) (рисунок 3.46). Сдвиг рабочей области в меньшую сторону связан с уменьшением расхода воздуха через третью ступень. При этом можно отметить, что при увеличении отбора воздуха с 5 до 10 % за второй ступень величина сдвига растёт.

Проанализировав полученные результаты, можно сделать вывод о том, что рабочая область пневмотормоза по относительной мощности расширилась более чем в 1,2 раза и сдвинулась в меньшую сторону на 0,04...0,13, т.е. на 5,6...10,4% (рисунок 3.46).

**Вывод:** модификация пневмотормоза путём отбора воздуха привела в большинстве случаев к заметному расширению и незначительному (не

более 10%) смещению в меньшую сторону его рабочих областей по тормозной мощности, а, следовательно, и крутящему моменту.

*Отбор расхода воздуха за первой ступенью в количестве 5 % позволяет расширить рабочую область в 1,2...1,4 раза.*

*Отбор расхода воздуха за первой ступенью в количестве 10 % приводит к расширению рабочей области по тормозной мощности и крутящему моменту компрессора в 1,4...1,8 раза.*

*Отбор расхода воздуха за второй ступенью в количестве 5 % приводит к расширению рабочей области по тормозной мощности и крутящему моменту компрессора в 1,1...1,8 раза.*

*Отбор расхода воздуха за второй ступенью в количестве 10 % позволяет расширить рабочие области по тормозной мощности и крутящему моменту компрессора в 1,2...2,2 раза.*

### 3.5 ЗАКОНОМЕРНОСТИ СМЕЩЕНИЯ ГРАНИЦ РАБОЧЕЙ ОБЛАСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗА, ВЫПОЛНЕННОГО НА БАЗЕ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

В результате выполненного исследования были выявлены следующие закономерности.

1. При установке дополнительных компрессорных ступеней происходит расширение рабочей области по тормозной мощности и крутящему моменту. За счёт установки одной дополнительной ступени возможно в среднем расширение рабочей области в 2,7 раза, а при установке двух дополнительных ступеней – в 4,8 раза. При этом рабочая область сдвигается в зону больших значений тормозной мощности и крутящего момента. Это связано с тем, что добавление дополнительных ступеней увеличивает работу всего компрессора, а, следовательно, его тормозную мощность и крутящий момент. При установке одной дополнительной

ступени рабочая область сдвигается в среднем на 15,5%, при установке двух дополнительных ступеней – на 30,4%.

2. При подрезке ступеней базового компрессора происходит сужение рабочей области по тормозной мощности и крутящему моменту. За счёт подрезки ступеней базового компрессора на 15% можно обеспечить сужение рабочей области в среднем в 1,2 раза, при подрезке на 30% - в среднем в 1,7 раза, при подрезке на 45% - в среднем в 2,1 раза. При этом рабочая область сдвигается в зону меньших значений тормозной мощности и крутящего момента. Это связано с тем, что при подрезке ступеней незначительно уменьшается работа каждой отдельной ступени, при этом существенно снижается расход рабочего тела через пневмотормоз, что приводит к уменьшению тормозной мощности и крутящего момента пневмотормоза. При подрезке ступеней базового компрессора на 15% смещение рабочей области происходит в среднем на 18,6%, при подрезке на 30% - в среднем на 36,6%, при подрезке на 45% - в среднем на 53,0%.

3. Изменения рабочей области пневмотормоза в процессе проведения испытаний ГТД возможно за счёт отбора воздуха из проточной части МОК.

Отбор расхода воздуха за первой ступенью:

- в количестве 5% позволяет расширить рабочую область в пределах до 1,4 раза, при этом рабочая область сдвигается вниз в среднем на 3,7%;
- в количестве 10% даёт возможность расширить рабочую область в пределах до 1,6 раза, при этом рабочая область сдвигается вниз в среднем на 5,2%.

Отбор воздуха за второй ступенью:

- в количестве 5% позволяет расширить рабочую область в пределах до 1,3 раза, при этом рабочая область сдвигается вниз в среднем на 3,9%;

- в количестве 10% даёт возможность расширить рабочую область в пределах до 1,6 раза, при этом рабочая область сдвигается вниз в среднем на 8,1%.

Сдвиг в зону меньших значений тормозной мощности и крутящего момента менее значителен, чем для варианта модификации с подрезкой ступеней, и связан с уменьшением расхода воздуха через отдельные ступени пневмотормоза. При этом стоит отметить, что часть сдвига компенсируется расширением рабочей области пневмотормоза.

## 4 ОПИСАНИЕ МЕТОДА ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СО СВОБОДНОЙ ТУРБИНОЙ И ЕГО АПРОБАЦИЯ

### 4.1 МЕТОДИКА ВЫБОРА ИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ НАИБОЛЕЕ ПОДХОДЯЩЕГО ДЛЯ СОЗДАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО ПНЕВМОТОРМОЗА, ИСПОЛЬЗУЕМОГО В ПРОЦЕССЕ ИСПЫТАНИЙ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СО СВОБОДНОЙ ТУРБИНОЙ

На основе выявленных в главе 3 закономерностей смещения границ рабочей области пневматического тормоза, выполненного на базе многоступенчатого осевого компрессора и полученных в главе 2 рекомендаций по формированию конечно-элементных сеток численных моделей потока в многоступенчатых осевых компрессорах для расчёта с их помощью границ рабочей области пневмотормоза, была сформирована методика выбора из существующих многоступенчатых осевых компрессоров наиболее подходящего для создания динамического пневмотормоза, используемого в процессе испытаний авиационных ГТД СТ. Алгоритм, описывающий суть методики, представлен на рисунке 4.1.

Методика включает в себя два шага: подбор конфигурации пневмотормоза, позволяющего утилизировать требуемое количество мощности; газодинамическое моделирование рабочего процесса пневмотормоза в 3D постановке для подтверждения результатов первого этапа.

С целью автоматизации методики выбора из существующих многоступенчатых осевых компрессоров наиболее подходящего для создания динамического пневмотормоза, используемого в процессе испытаний авиационных ГТД СТ была создана программа для ЭВМ

«Моделирование конфигурации пневматического тормозного устройства»  
(Приложение В) [60].

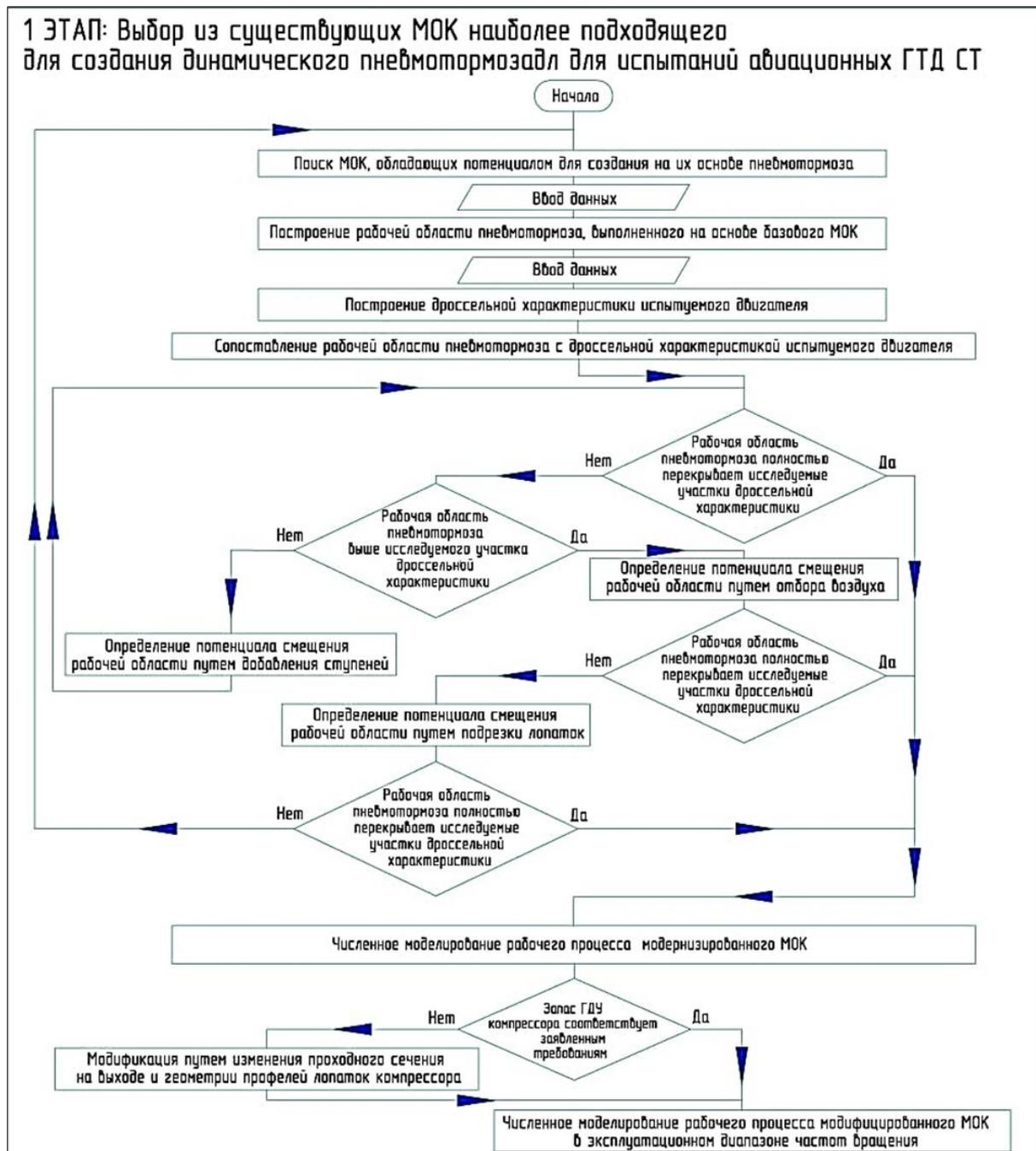


Рисунок 4.1 – Алгоритм выбора МОК для создания динамического пневмотормоза

В рамках первого шага предполагается выполнить графическое сопоставление характеристик двигателя и пневмотормоза. Для этого необходимо в первую очередь построить дроссельную характеристику ГТД СТ в виде зависимости мощности от частоты вращения выходного вала и

нанести на неё диапазон или конкретные точки рабочих режимов двигателя. Далее необходимо на этот график нанести рабочую область пневмотормоза (рисунок 4.2).

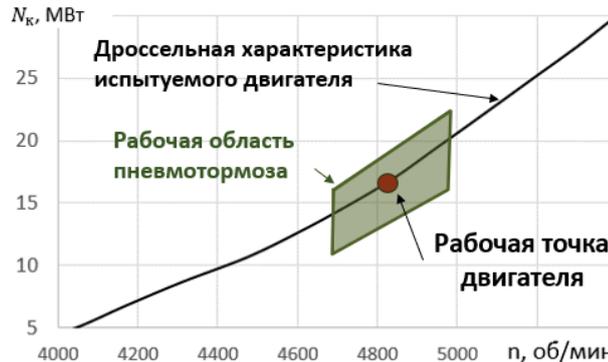


Рисунок 4.2 – Сопоставление рабочей области пневмотормоза с дроссельной характеристикой испытуемого двигателя (с полным перекрытием)

В результате сопоставления рабочей области пневмотормоза с дроссельной характеристикой двигателя возможны три случая их взаимного расположения:

- рабочая область пневмотормоза полностью перекрывает исследуемые участки дроссельной характеристики (рисунок 4.2). В этом случае следует переходить ко второму этапу выбора базового МОК;

- рабочая область находится выше исследуемого участка дроссельной характеристики (рисунок 4.3а). В этом случае необходимо смоделировать подрезку ступеней базового МОК путем применения предложенных аналитических зависимостей без выполнения 3D симуляций. В случае незначительного превышения тормозной мощности её уменьшения возможно добиться внедрив отбор сжатого воздуха из проточной части компрессора.

- рабочая область находится ниже исследуемого участка дроссельной характеристики (рисунок 4.3б). В этом случае необходимо смоделировать установку дополнительных ступеней для увеличения тормозной мощности путем применения предложенных аналитических зависимостей без

выполнения 3D симуляций. Аналогично прошлому случаю незначительного уменьшения тормозной мощности можно добиться, внедрив отбор сжатого воздуха из проточной части компрессора.

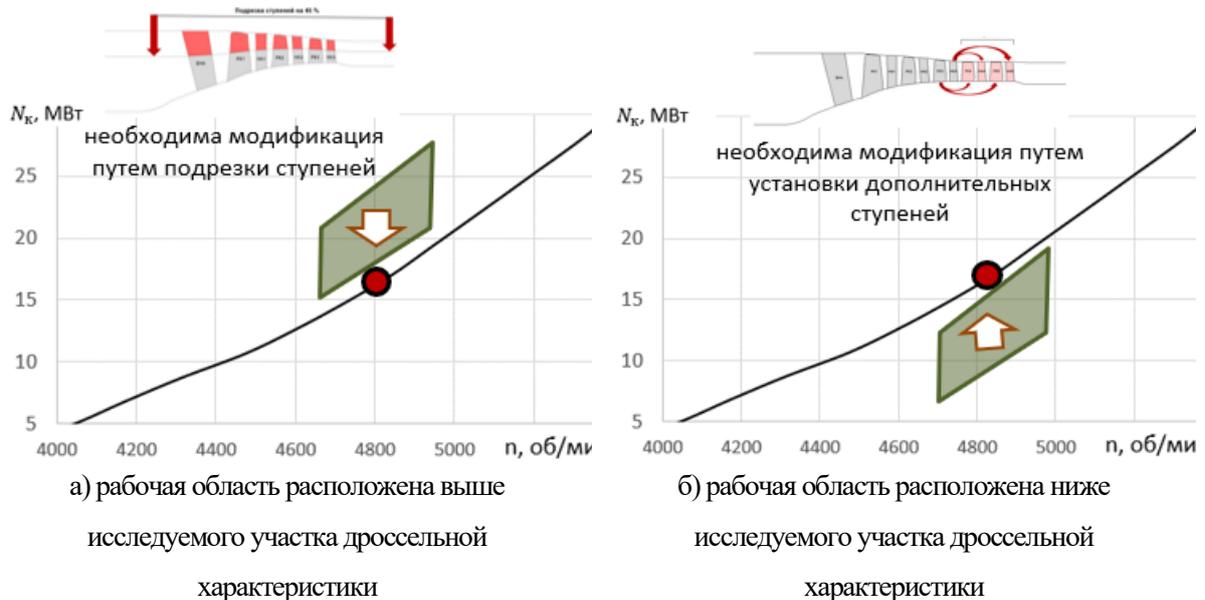


Рисунок 4.3 – Сопоставление рабочей области пневмотормоза с дроссельной характеристикой испытуемого двигателя (без полного перекрытия)

Таким образом, применение выявленных закономерностей и предложенных аналитических зависимостей позволяет в короткий срок сформировать стратегию модификации базового МОК с целью создания на его основе пневмотормоза. В случае если ни один из предлагаемых вариантов не позволяет добиться перекрытия рабочей областью пневмотормоза исследуемого участка дроссельной характеристики, то необходимо вернуться к этапу поиска МОК, обладающего потенциалом для создания на его основе пневмотормоза.

Важным фактором при выборе варианта модификации также является стоимость и время выполнения данной доработки. В связи с этим, выбор того или иного варианта является компромиссным решением между повышением газодинамической эффективности рабочего процесса в МОК и стоимостью и временем на их исполнение с другой стороны.

На втором шаге методики выбора из существующих многоступенчатых осевых компрессоров наиболее подходящего для создания динамического пневмотормоза, используемого в процессе испытаний авиационных ГТД СТ, выполняется создание численной модели для подобранной конфигурации пневмотормоза с использованием рекомендаций по формированию конечно-элементных сеток, полученных во второй главе. Выполняется сравнение экспериментальных и расчётных характеристик базового МОК и оценка запаса газодинамической устойчивости для полученной геометрии многоступенчатого осевого компрессора. При выявлении несоответствия запаса газодинамической устойчивости предъявляемым требованиям необходимо скорректировать газодинамические обводы проточной части и\или геометрию профилей лопаток.

В результате реализации работ первого и второго шагов формируется геометрия проточной части осевого многоступенчатого компрессора, отвечающая всем заявленным требованиям к создаваемому пневмотормозу. А также численная модель потока в МОК, содержащая расчетные значения газодинамических параметров потока в проточной части. В дальнейшем полученные результаты предполагается использовать для решения таких задач, как прочностная доводка, тепловой анализ и т.д.

#### 4.2 АПРОБАЦИЯ МЕТОДИКИ ВЫБОРА ИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ НАИБОЛЕЕ ПОДХОДЯЩЕГО ДЛЯ СОЗДАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО ПНЕВМОТОРМОЗА, ИСПОЛЬЗУЕМОГО В ПРОЦЕССЕ ИСПЫТАНИЙ АВИАЦИОННЫХ ГТД СТ

В связи с расширением семейства двигателей НК-36СТ производства ПАО «ОДК-Кузнецов» возникла необходимость в получении нового, более мощного тормозного устройства. Одним из требований, предъявляемых к

данному устройству, стала его универсальность: пневмотормоз должен был позволять испытывать двигатели мощностью 25 МВт (соответствует частоте вращения  $5000 \text{ мин}^{-1}$ ) и мощностью 32 МВт (соответствует частоте вращения  $5500 \text{ мин}^{-1}$ ).

В качестве базового МОК был выбран компрессор низкого давления турбореактивного двухконтурного двигателя, производства ПАО «ОДК-Кузнецов», включающий три вентиляторные ступени, стойку опоры и направляющий аппарат во втором контуре (рисунок 4.4). Сопоставление рабочей области выбранного многоступенчатого осевого компрессора и дроссельных характеристик испытываемых двигателей представлено на рисунке 4.5. Очевидно, что тормозной мощности базового МОК недостаточно для поглощения вырабатываемой испытываемыми двигателями мощности.

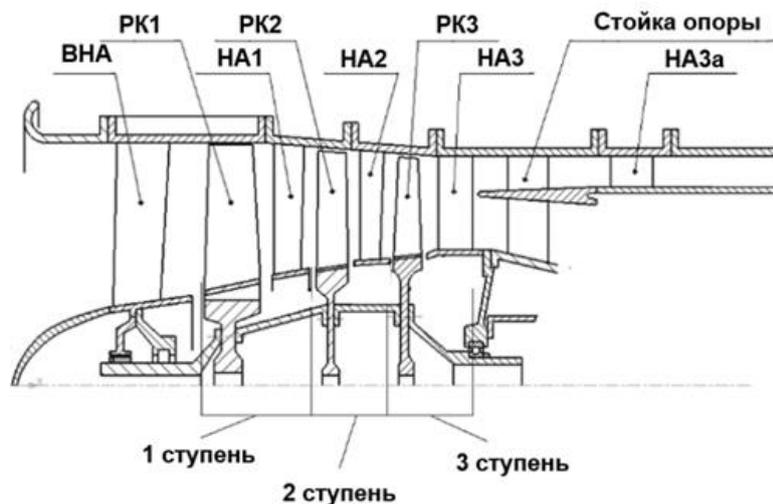


Рисунок 4.4 – Схема компрессора низкого давления турбореактивного двухконтурного двигателя, производства ПАО «ОДК-Кузнецов» (базовый МОК)

С использованием созданной программы для ЭВМ, реализующей автоматизированный подбор конфигурации пневмотормоза, был определен вариант модификации базового МОК путем добавления одной дополнительной ступени, дублирующей третью ступень базового МОК. В результате моделирования было получено, что предлагаемый вариант

модификации позволит поглотить всю вырабатываемую в процессе испытаний мощность, что визуально можно увидеть на рисунке 4.6.

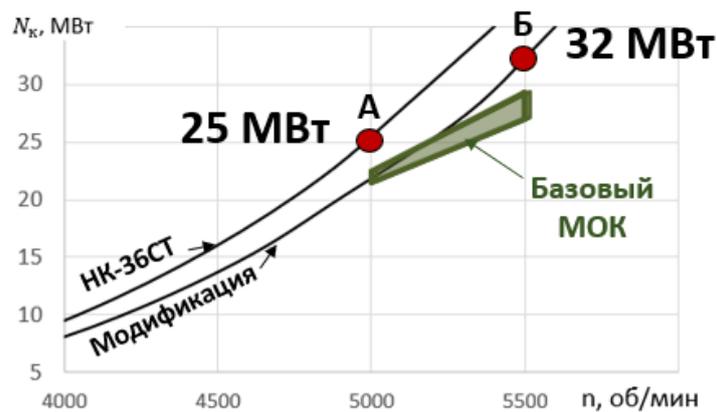


Рисунок 4.5 – Сопоставление рабочей области пневмотормоза с дроссельными характеристиками испытываемых двигателей

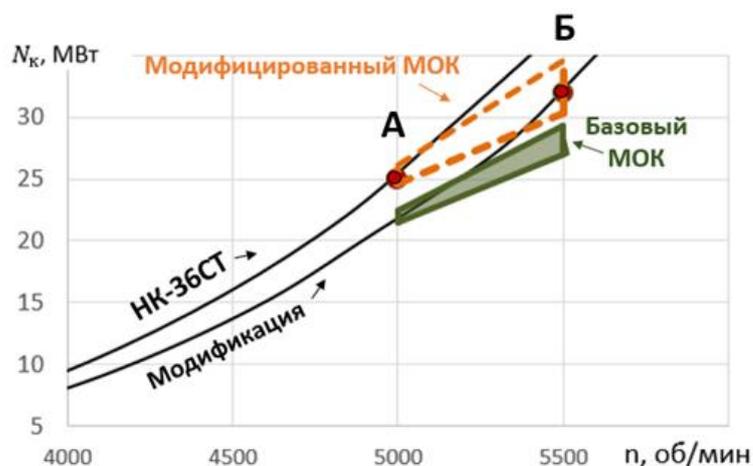


Рисунок 4.6 – Сопоставление рабочей области пневмотормоза, модернизированного путем дублирования ступени, с дроссельными характеристиками испытываемых двигателей

В рамках второго шага предлагаемой методики была создана численная модель рабочего процесса базового МОК с учетом рекомендаций, полученных во второй главе (количество элементов для одного ЛВ в одном слое расчётной сетки  $\cong 10\,500$ ,  $y^+ \cong 1$ ,  $ER \cong 1,35$ ,  $MR \cong 2000$ ) и верифицирована по экспериментальным характеристикам.

При построении численной модели базового МОК использовались следующие допущения:

- течение в каждом лопаточном венце (ЛВ) направляющего аппарата (НА) и рабочего колеса (РК) обладало свойством циклической симметрии. Иными словами, течения во всех межлопаточных каналах в пределах одного ЛВ одинаковы, поэтому каждый ЛВ можно моделировать одним межлопаточным каналом с наложенными на его боковые поверхности условиями периодичности;

- характер течения в пневмотормозном устройстве не является сугубо нестационарным: отсутствуют крупные вихри, пульсации и т.д. Поэтому все расчеты выполнялись в стационарной постановке;

- деформации рабочих лопаток МОК под действием газовой и центробежной нагрузки учитывались за счёт изменения угла установки их сечений. При этом изменение угла установки сечения рабочих лопаток на уровне бандажной полки соответствовало  $1^\circ$ . Изменение угла установки втулочного сечения было равным 0, у остальных сечений – по линейному закону изменения по высоте проточной части;

- свойства рабочего тела описывались моделью идеального газа с учетом переменности теплоёмкости и вязкости в зависимости от температуры рабочего тела;

- теплообмен между стенками проточной части и потоком не учитывался из-за быстрого протекания рассматриваемого процесса.

Для построения лопаток использовались их рабочие чертежи и программный комплекс Profiler [50, 91, 92]. При построении расчётной модели учитывалось число лопаток в лопаточных венцах, а также радиальные зазоры над рабочими лопатками. Меридиональные обводы при построении расчётной модели базового МОК задавались в виде линий (рисунок 4.7). Модель базового МОК была построена с учетом antivибрационных полок на РК1, РК2 и РК3. Антивибрационные полки представлялись в виде двух дуг (рисунок 4.8).

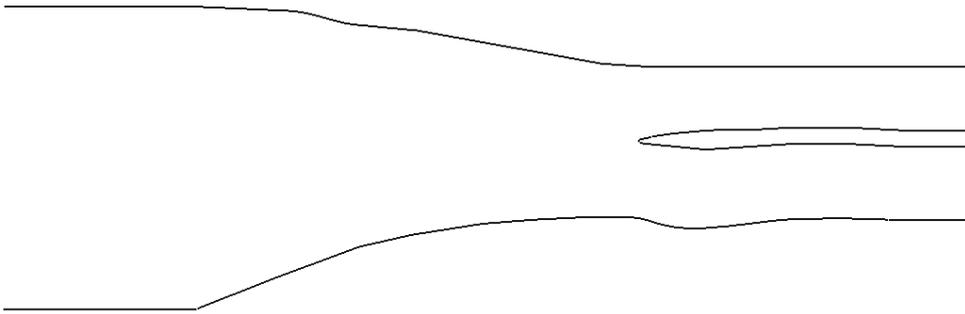


Рисунок 4.7 – Меридиональные обводы базового МОК

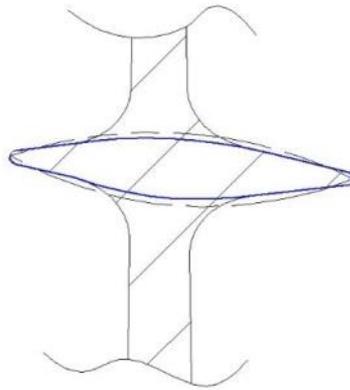


Рисунок 4.8 – Способ описания геометрии antivибрационных полок

На основе указанных выше данных в программном комплексе *AutoGrid5* была построена геометрия расчётной области модели базового МОК (рисунок 4.9).

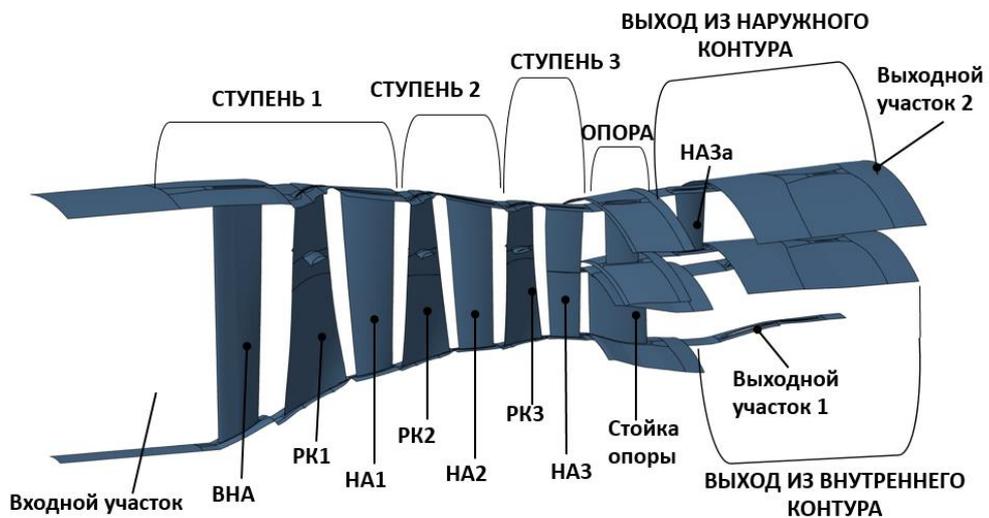


Рисунок 4.9 – Расчётная модель базового МОК

Созданная модель была разбита на конечные объемы блочно-структурированной сеткой с помощью внутренних средств программы *NUMECA*. Внешний вид конечно-элементной сетки показан на рисунках 4.10 и 4.11.

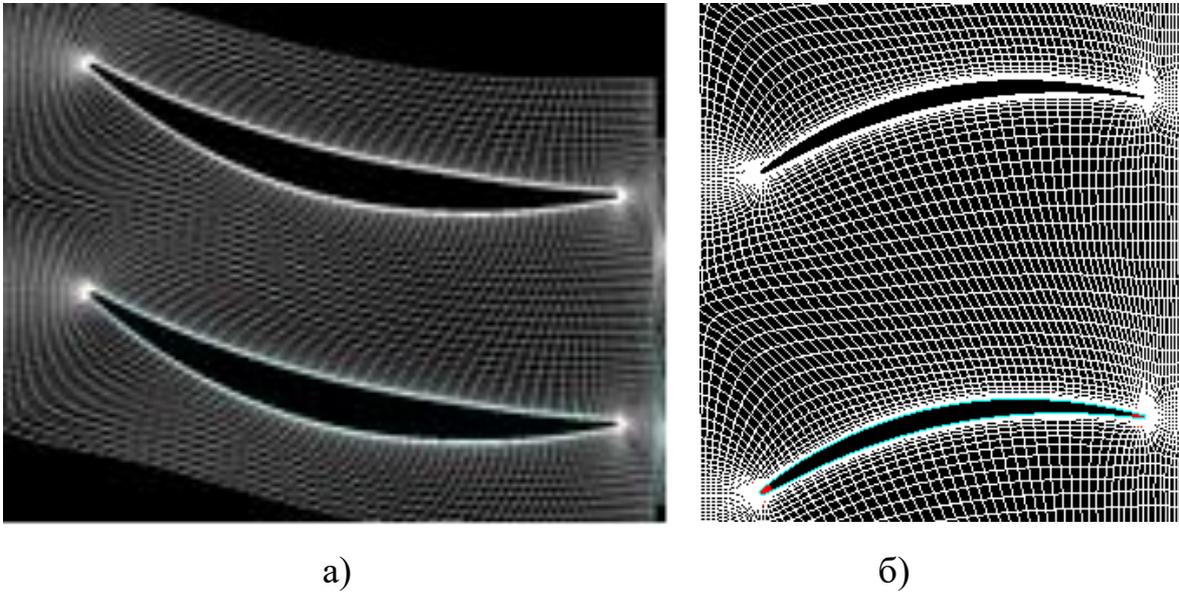


Рисунок 4.10 – Расчётная конечно-элементная сетка модели базового МОК в межлопаточном канале РК (а) и НА (б)

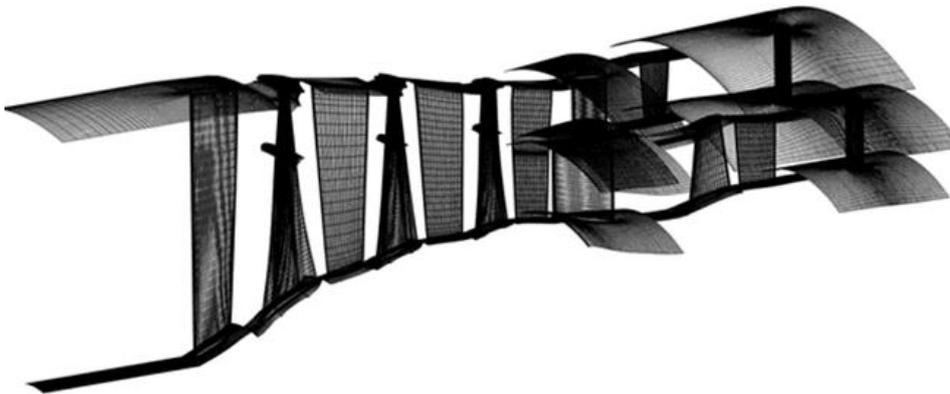


Рисунок 4.11 – Трёхмерная конечно-элементная сетка базового МОК

При расчётах учитывалось вращение доменов лопаток РК. В качестве интерфейса между доменами лопаток НА и РК использовался интерфейс *Full Non Matching Mixing Plane*, осредняющий при передаче данных параметры потока в окружном направлении. Между ВНА и РК1

использовался интерфейс *Non Reflecting 1D*, не позволяющий скачку уплотнения отражаться от интерфейса.

В качестве граничных условий на входе в расчетную модель задавались параметры воздуха, соответствующие стандартным атмосферным условиям (полное давление и температура 101325 Па и 288,15 К, соответственно). Особенностью моделирования рабочего процесса двухконтурных компрессоров с целью получения его характеристик стала потребность дросселирования первого и второго контура. Поэтому, для получения сетки напорных и КПД-характеристик двухконтурного компрессора в процессе расчёта был использован следующий подход: дросселирование одного контура при фиксировании статического давления на выходе из другого.

Сравнение расчётных и экспериментальных мощностных характеристик базового МОК представлены на рисунке 4.12.

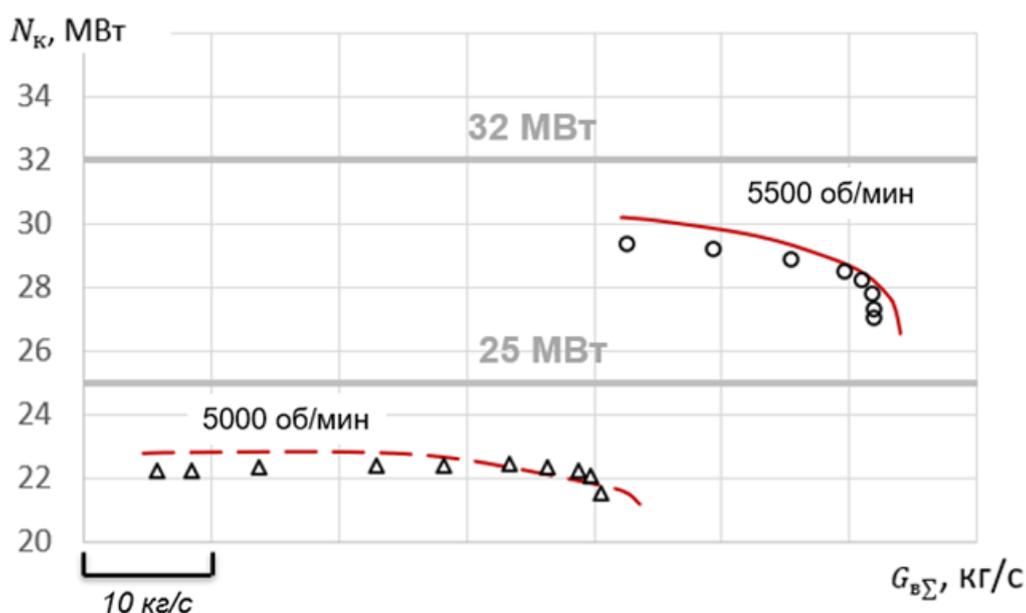


Рисунок 4.12 – Сравнение расчётных и экспериментальных мощностных характеристик базового МОК

Проанализировав рисунок 4.12, можно заметить, что расчётные зависимости, полученные с помощью созданной расчетной модели,

показывают качественное и количественное совпадение с данными эксперимента.

Для уменьшения стоимости пневмотормозного устройства в качестве прототипа при создании дополнительной четвертой ступени была выбрана третья ступень базового МОК. Геометрия направляющего аппарата четвертой ступени была использована без внесения изменений, высота лопатки рабочего колеса четвертой ступени была уменьшена до получения периферийного меридионального обвода цилиндрической формы (рисунок 4.13).

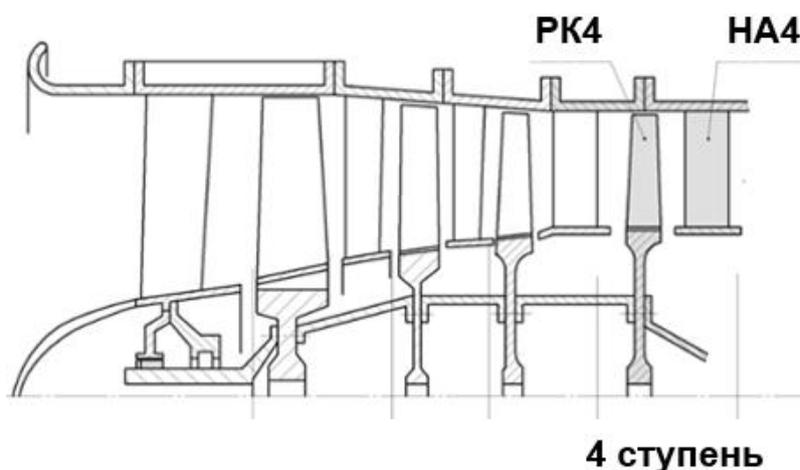


Рисунок 4.13 – Схема модифицированного МОК

Параметры численной модели модифицированного МОК аналогичны параметрам численной модели базового МОК за исключением одноконтурной конфигурации и наличия доменов РК и НА 4-ой ступени. Количество лопаток НА и РК 4-й ступени, а также величина радиального зазора над РК4 совпадали с параметрами 3-ей ступени.

Трёхмерное представление модели модифицированного МОК представлено на рисунке 4.14.

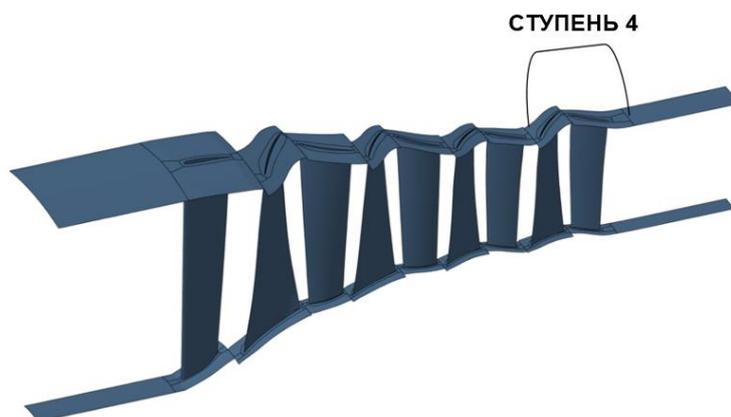


Рисунок 4.14 – Расчётная модель модифицированного МОК

Внешний вид конечно-элементной сетки показан на рисунке 4.15.

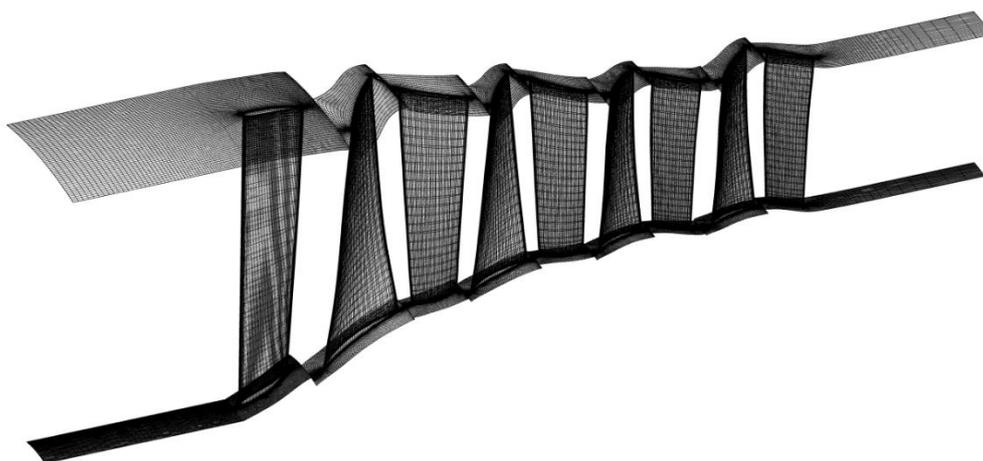


Рисунок 4.15 – Трёхмерная конечно-элементная сетка модифицированного МОК

С использованием численной модели рабочего процесса модифицированного МОК был выполнен расчёт характеристик пневмотормозного устройства при различных значениях статического давления на выходе из пневмотормозного устройства для частот вращения  $5000 \text{ мин}^{-1}$  и  $5500 \text{ мин}^{-1}$ .

По результатам расчётов была построена зависимость мощности на валу пневмотормозного устройств от расхода воздуха через него  $N_k = f(G_B)$  (рисунок 4.16).

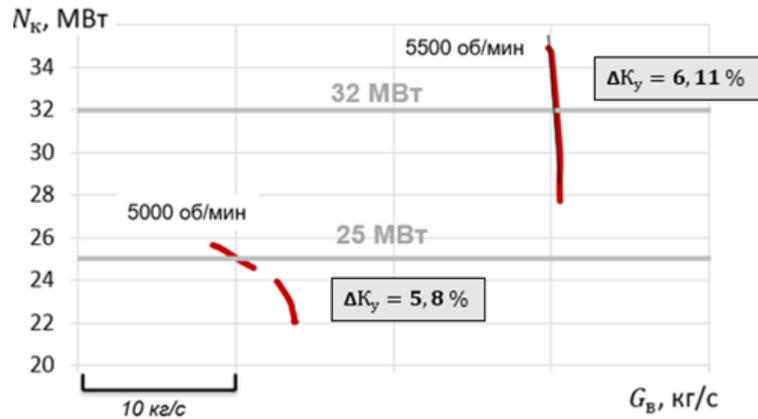


Рисунок 4.16 – Зависимость мощности на валу от расхода воздуха для модифицированного МОК

Анализ результатов, полученных в процессе расчета, показал, что предлагаемая конструкция пневмотормозного устройства с дополнительной 4-ой ступенью на базе 3-ей ступени базового МОК и с одноконтурной схемой позволяет утилизировать требуемую мощность в 25 МВт на частоте вращения  $5000 \text{ мин}^{-1}$  и в 32 МВт на частоте вращения  $5500 \text{ мин}^{-1}$ . Однако, данный вариант конструкции обладает малыми запасами устойчивой работы: 5,8% при  $5000 \text{ мин}^{-1}$  и 6,11% при  $5500 \text{ мин}^{-1}$  (рисунок 4.16).

Анализ картины течения потока в проточной части показал, что причиной низких запасов является срыв потока со спинки лопаток четвертой ступени во втулочном сечении (рисунок 4.17).

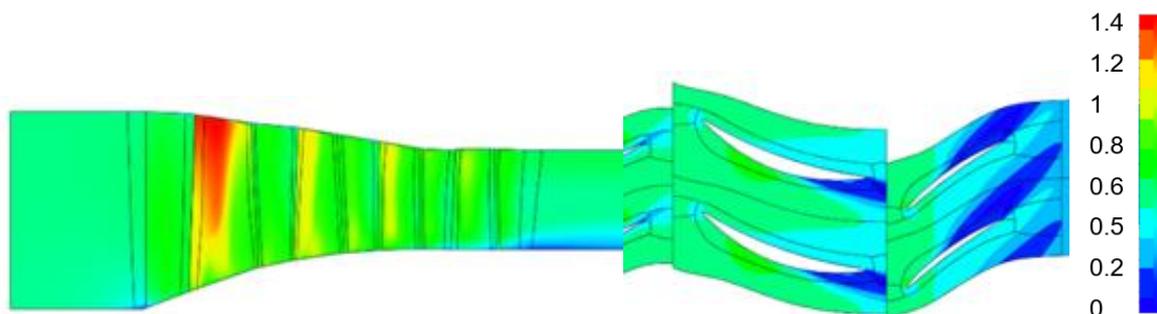


Рисунок 4.17 – Расчетанные поля чисел Маха в относительной системе координат во втулочном сечении в рабочей точке

Таким образом, предлагаемая конструкция пневмотормозного устройства позволяет утилизировать вырабатываемую испытуемым

двигателем мощность, но имеет недостаточные запасы устойчивой работы. В связи с этим с целью устранения срыва был рассмотрен вариант уменьшения площади проходного сечения на выходе из МОК с  $0,825 \text{ м}^2$  до  $0,785 \text{ м}^2$  за счёт уменьшения периферийного диаметра.

Внедрение предлагаемой модификации периферийного обвода привело к увеличению запасов устойчивой работы компрессора: до  $11,25\%$  для частоты вращения  $5000 \text{ мин}^{-1}$  и до  $10,93\%$  - для  $5500 \text{ мин}^{-1}$  (рисунок 4.18). Кроме того, стоит отметить, что анализ структуры потока показал, что за счет изменения периферийного обвода отрыв в рабочем колесе был устранен, а в НА существенно уменьшился (рисунок 4.19).

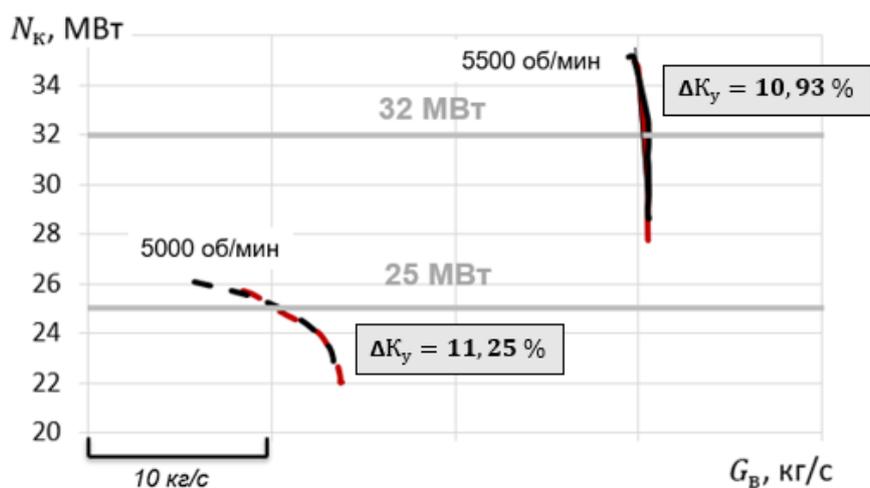


Рисунок 4.18 – Мощностная характеристика модифицированного МОК  
(с уменьшенным проходным сечением)

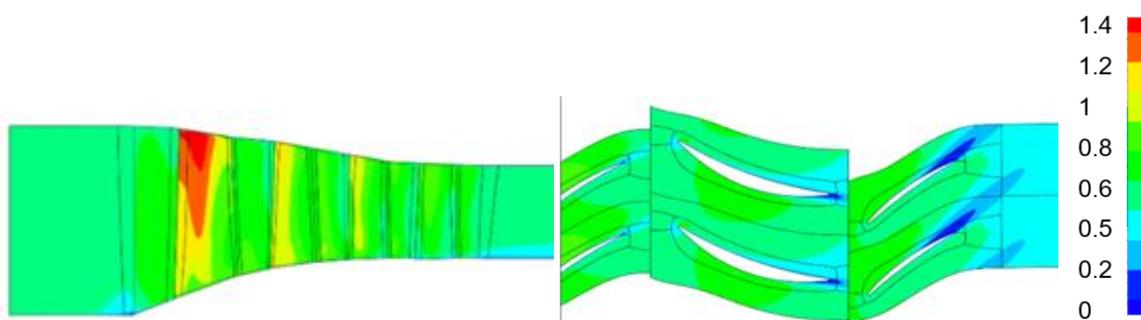


Рисунок 4.19 – Рассчитанные поля чисел Маха в относительной системе координат  
во втулочном сечении в рабочей точке (с уменьшенным проходным сечением)

Апробация разработанной методики выбора из существующих многоступенчатых осевых компрессоров наиболее подходящего для создания динамического пневмотормоза, используемого в процессе испытаний авиационных ГТД СТ позволила осуществить газодинамическое проектирование и доводку пневматического тормозного устройства на базе компрессора низкого давления турбореактивного двухконтурного двигателя производства ПАО «ОДК-Кузнецов» для нужд предприятия. Полученная конфигурация пневматического тормоза позволяет утилизировать мощность 25 МВт при частоте вращения выходного вала  $n=5000 \text{ мин}^{-1}$  и 32 МВт при  $n=5500 \text{ мин}^{-1}$ . Конструкция пневматического тормоза была создана с максимальным сохранением деталей компрессора - прототипа, что позволяет изготовить его с минимальными затратами времени и материальных средств. Пневматический тормоз обеспечивает запас газодинамической устойчивости не менее 10,9 %.

#### 4.3 ПОСЛЕДУЮЩАЯ КОНСТРУКТОРСКАЯ ДОВОДКА ПНЕВМОТОРМОЗА

##### 4.3.1 Проектирование спрямляющего аппарата для МОК пневмотормоза

Анализ результатов проектирования пневмотормозного устройства показал, что поток на выходе из компрессора (входе в сопло) обладает существенной остаточной закруткой (примерно  $31^\circ$  от оси вращения), что может стать причиной потерь энергии в сопле. Полученное в расчете распределение угла выхода потока за НА четвертой ступени вдоль радиуса в рабочей точке при  $n=5000 \text{ мин}^{-1}$  приведено на рисунке 4.20.

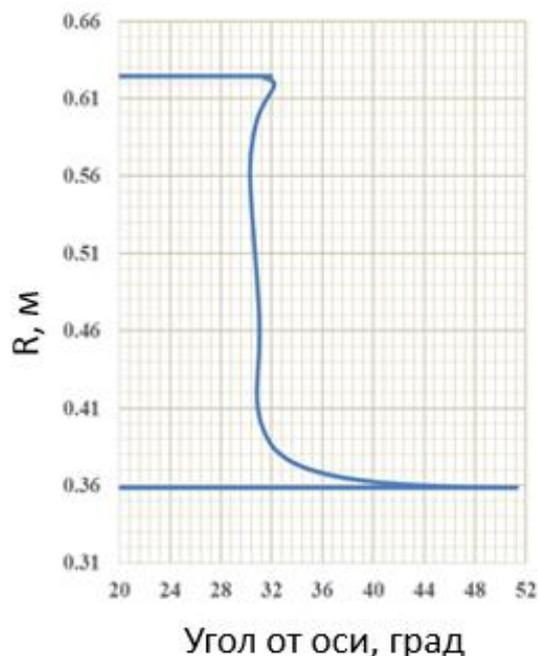


Рисунок 4.20 - Остаточная закрутка за НА4 в рабочей точке при  $n=5000$  об/мин пневмотормозного устройства

Как видно из рисунка 4.20 величина угла выхода потока на большей части высоты лопатки постоянна, однако, сильно возрастает (более чем в 1,5 раза) во втулочных сечениях из-за отрыва потока в этом месте. Для устранения остаточной закрутки за НА четвертой ступени было предложено установить за ним спрямляющий аппарат (СА).

В этой связи на следующем этапе исследования было выполнено проектирование спрямляющего аппарата пневмотормозного устройства.

Для снижения затрат на проектирование и изготовление, конструкция СА представляла собой изогнутую штампованную пластину постоянной толщиной 4 мм со скругленными входной и выходной кромками (рисунок 4.21). Величина входного конструктивного угла была принята равной  $36^\circ$ . Выходной угол был выбран из соображения обеспечения осевого вытекания потока. Число лопаток СА было подобрано по рекомендациям, приведенным в источнике [2, 7, 65] из условия обеспечения оптимального, с точки зрения потерь энергии, шага.

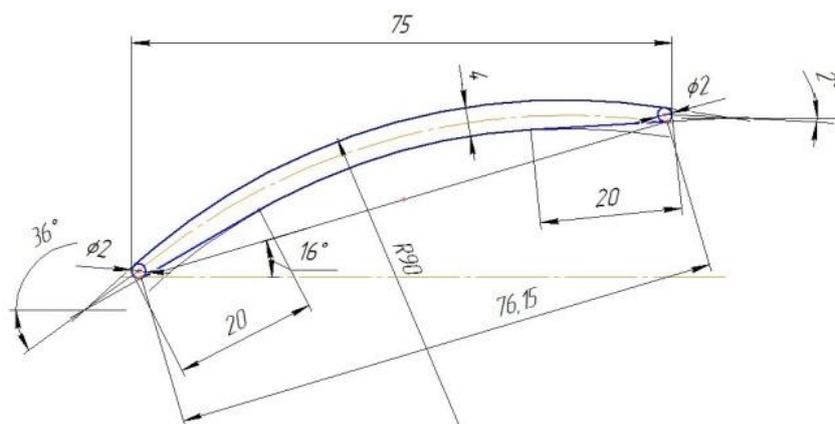


Рисунок 4.21 – Профиль лопатки спрямляющего аппарата

Форма меридионального сечения СА выбиралась с учётом наклона меридиональных обводов: углы наклона периферийного и втулочного обводов,  $7^\circ$  и  $10^\circ$ , соответственно. Величина наклона втулочного обвода была выбрана из соображений размещения заднего подшипникового узла с необходимыми системами, в том числе размещения сменной шайбы, используемой для разгрузки подшипника от осевых сил.

Схема предложенной компоновки пневмотормозного устройства со спрямляющим аппаратом показана на рисунке 4.22. Внешний вид конечно-элементной сетки приведён на рисунке 4.23.

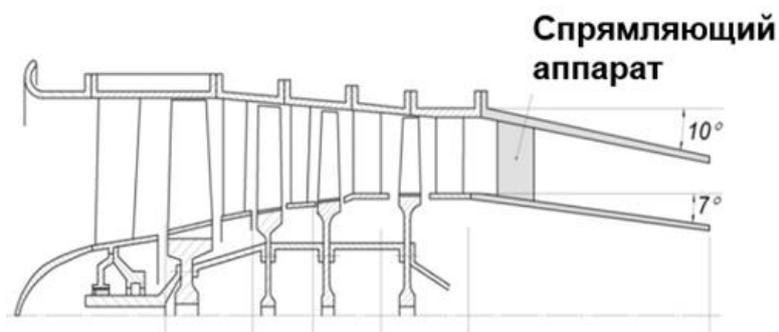


Рисунок 4.22 – Схема четырехступенчатого пневмотормозного устройства со спрямляющим аппаратом

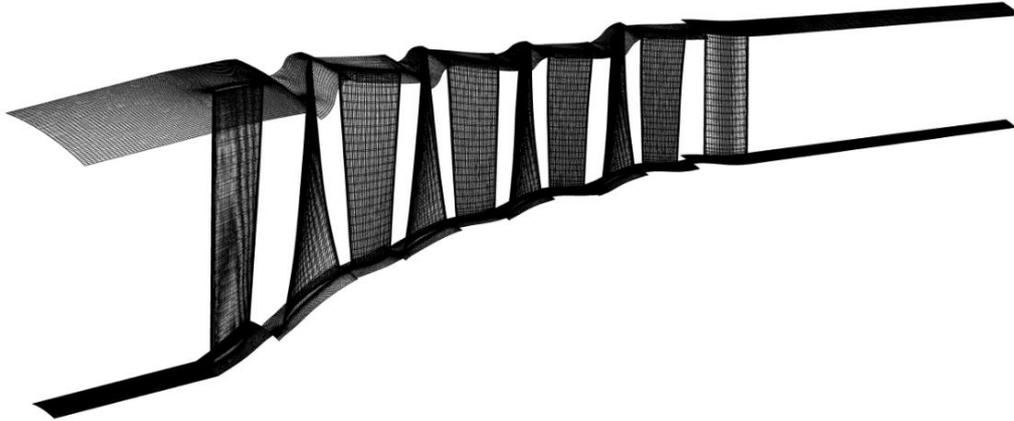


Рисунок 4.23– Трёхмерная конечно-элементная сетка модифицированного МОК со спрямляющим аппаратом

С использованием созданной численной модели рабочего процесса модифицированного МОК со спрямляющим аппаратом был выполнен расчёт его характеристик для частот вращения  $5000 \text{ мин}^{-1}$  и  $5500 \text{ мин}^{-1}$ . По результатам расчётов была построена зависимость мощности на валу пневмотормозного устройств от расхода воздуха через него  $N_K = f(G_B)$  (рисунок 4.24).

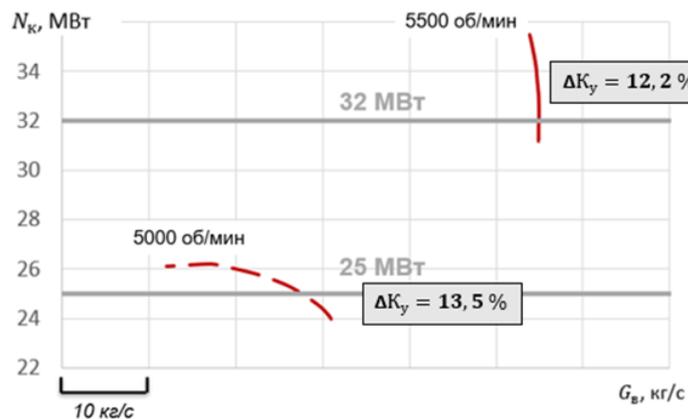


Рисунок 4.24 – Зависимость мощности на валу от расхода воздуха модифицированного МОК со спрямляющим аппаратом

Анализ результатов расчета и построенной на их основе мощностной характеристики показал, что предлагаемая компоновка четырёхступенчатого пневматического тормозного устройства со спрямляющим аппаратом позволяет утилизировать требуемую величину мощности на

основных режим работы испытуемых двигателей, обеспечивая осевое вытекание потока (среднее значение угла выхода потока при этом составило  $1^\circ$  от оси компрессора). При этом запас газодинамической устойчивости пневмотормоза составляет не менее 12,2 % (рисунок 4.24).

#### 4.3.2 Проектирование выходного устройства пневмотормоза

В предыдущих разделах диссертации на выходе из расчётной модели пневмотормоза в качестве граничного условия задавалось переменное статическое давление. В реальных условиях эксплуатации давление окружающей среды меняться не будет и будет равно атмосферному. По этой причине для работы пневмотормоза необходимо спроектировать специальное выходное устройство. Назначение выходного устройства – обеспечение требуемого уровня противодействия на выходе из пневмотормоза, который необходим для утилизации пневмотормозом требуемой мощности.

В случае рассматриваемой компоновки пневмотормоза простейшее выходное устройство представляет собой коническое сужающееся сопло с центральным телом. При работе сопла на сверхкритических перепадах давления ( $\pi_c > 1.86$ ) на срезе сопла (самое узкое сечение  $N_i$ ) скорость потока равна скорости звука, а  $\lambda_c = 1$  и  $q(\lambda_c) = 1$  (рисунок 4.25).

Для того, чтобы определить площадь сопла в сечениях  $N_i$  ( $N_{5000}$  - для частоты вращения  $5000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $N_{5500}$  - для частоты вращения  $5500 \text{ мин}^{-1}$ ), необходимо знать значения полной температуры  $T_{N_i}^*$ , полного давления  $p_{N_i}^*$  и расхода воздуха  $G_{BN_i}$  на входе в сопло в сечении S1. Для этого в рабочих точках при частотах вращения  $5000 \text{ мин}^{-1}$  и  $5500 \text{ мин}^{-1}$  в сечении S1 (рисунок 4.25) пневмотормоза расчётным путём был найден расход воздуха  $G_B$  и определены осредненные по расходу значения полной температуры  $T_{S1}^*$ , полного давления  $p_{S1}^*$  (таблица 4.1). С их помощью были найдены значения площадей поперечных сечений  $N_i$ . При этом учитывалось, что полная

температура и расход воздуха на срезе сопла равны полной температуре и расходу воздуха в сечении S1. Значения же полного давления на срезе сопла с учётом потерь были определены по формуле:

$$p_c^* = \sigma_c p_{s1}^*,$$

где  $\sigma_c = 0,98$  – коэффициент восстановления полного давления сопла.

Таблица 4.1 – Значения полной температуры и полного давления воздуха на входе в сопло при двух режимах работы компрессора

$n$ , мин <sup>-1</sup>	$T_{S1}^*$ , К	$p_{S1}^*$ , Па	$G_B$ , кг/с	$N$ , МВт
5000	395.3	268597.1	246.85	25
5500	411.1	291132	274.97	32

Затем по формуле (4.1) были определены площади в сечениях  $N_{5000}$  и  $N_{5500}$  для частот вращения 5000 мин<sup>-1</sup> и 5500 мин<sup>-1</sup>, а также втулочные и периферийные диаметры на срезе сопла (таблица 4.2).

$$F_c = \frac{G_{S1} \cdot \sqrt{T_c^*}}{m_T \cdot p_c^* \cdot q(\lambda_c)} \quad (4.1)$$

Таблица 4.2 – Площади критических сечений и диаметры сопел пневмотормоза

$n$ , мин <sup>-1</sup>	$F_c$ , м <sup>2</sup>	$D_{BT}$ , м	$D_{пер}$ , м
5000	0.471	0.509	0.927
5500	0.493	0.526	0.951

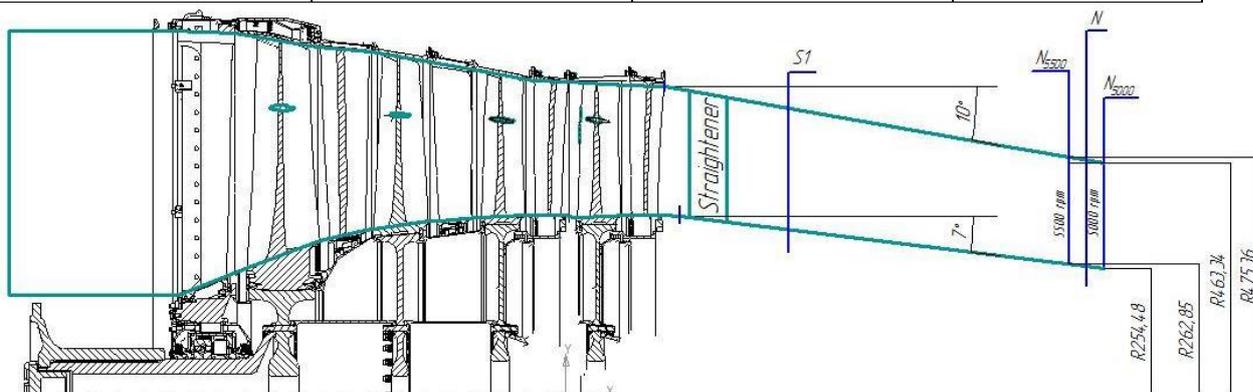


Рисунок 4.25 – Схема четырехступенчатого пневмотормозного устройства со спрямляющим аппаратом

Площади на срезе сопел для двух мощностей отличаются друг от друга незначительно (разница не более 5%). По этой причине было принято решение оснастить пневмотормоз единым унифицированным соплом, площадь которого составила 0,482 м<sup>2</sup>. Такое решение, хотя и несколько смещает рабочие точки пневмотормоза от проектных, но позволяет снизить стоимость выходного устройства. Также упрощается процесс испытания двигателей разных мощностей за счет того, что не требуется смена сопел пневмотормоза при переходе с одного двигателя на другой.

Для проверки правильности принятого решения было выполнено численное моделирование рабочего процесса четырехступенчатого пневмотормоза совместно с унифицированным соплом (рисунок 4.26). Данная модель создана в сеткопостроителе *NUMECA IGG*, состоит из доменов лопаток компрессора, доменов сопла и доменов выходной области. Выходная область моделирует участок атмосферы, в который происходит истечение рабочего тела из сопла. Это необходимо для корректного моделирования течения на срезе сопла.

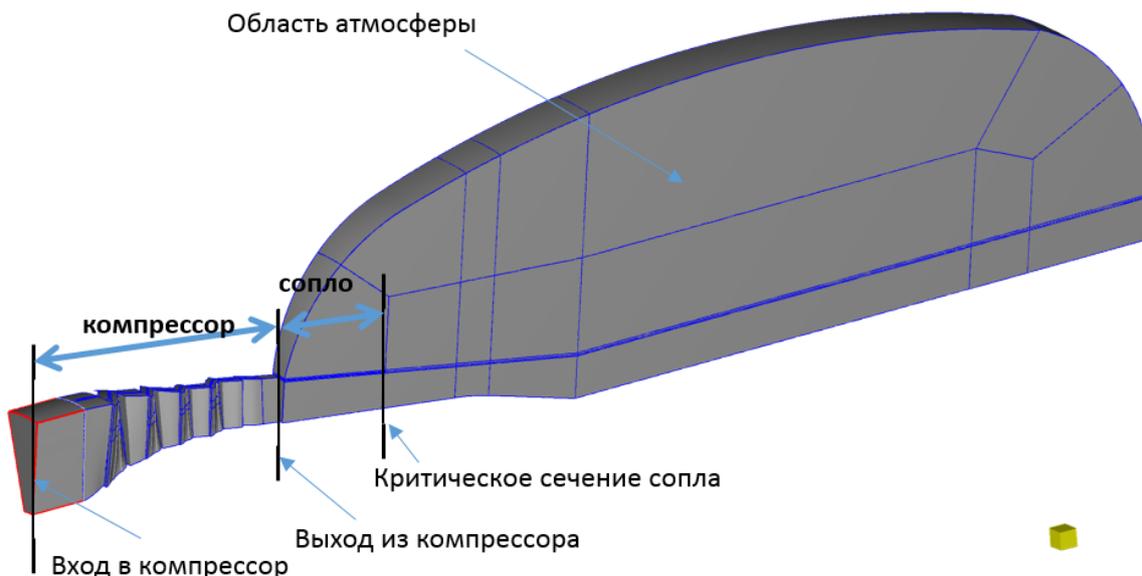


Рисунок 4.26 – Расчётная совместная модель пневмотормоза с выходным устройством

На рисунке 4.27 показано рассчитанное поле числа Маха, осредненное в окружном направлении. Расчёт проводился в программном комплексе NUMECA FINE/Turbo.

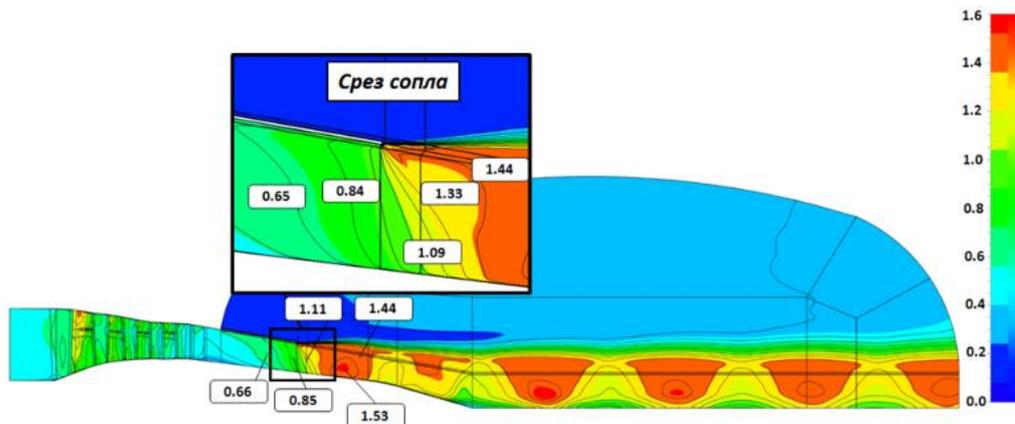


Рисунок 4.27 – Поле рассчитанного относительного числа Маха совместной модели пневмотормоза и сопла

Расчёт был выполнен со следующими граничными условиями: полное давление 101325 Па и полная температура 288,15 К на входе, статическое давление 101325 Па на выходе. Параметры пневмотормоза были рассчитаны с тремя вариантами сопла: унифицированное сопло, сопла для двух режимов работы пневмотормоза (соответствующие частотам 5000 мин<sup>-1</sup> и 5500 мин<sup>-1</sup>). На рисунке 4.28 обозначены точки совместной работы МОК и сопла: черным цветом обозначены точки, соответствующие соплам для двух режимов работы пневмотормоза, красным цветом – точки, соответствующие унифицированному соплу. Следует отметить, что вариант с унифицированным соплом обеспечивает завышение мощности на режиме работы при 5000 мин<sup>-1</sup>, и занижение мощности на режиме работы при 5500 мин<sup>-1</sup>. Однако при этом получаемая мощность отличается от проектной мощности не более чем на 1,5%.

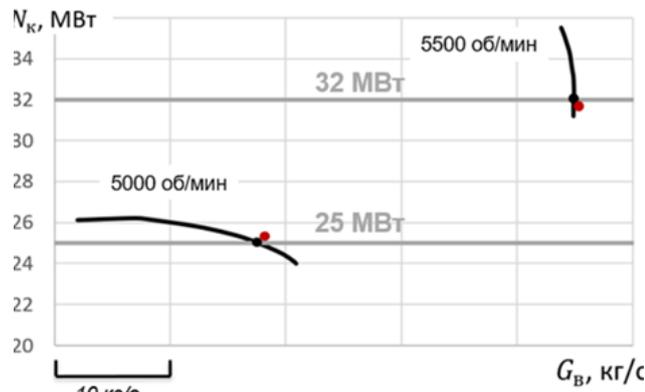


Рисунок 4.28 – Мощностная характеристика пневмотормоза с учётом выходного устройства

#### 4.4 МЕТОД ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СО СВОБОДНОЙ ТУРБИНОЙ

Результатом проделанной работы стало создание метода проектного расчета пневматического тормозного устройства для испытаний газотурбинных двигателей со свободной турбиной (рисунок 4.29). Метод включает в себя два этапа. Первый этап представляет собой реализацию методики выбора из существующих многоступенчатых осевых компрессоров наиболее подходящего для создания динамического пневмотормоза, используемого в процессе испытаний авиационных ГТД СТ. Этот этап подробно описан в подразделе 4.1.

Второй этап включает обязательную последующую конструкторскую доводку пневмотормоза, состоящую из разработки спрямляющего аппарата и сопел с центральным телом (см. подраздел 4.3).

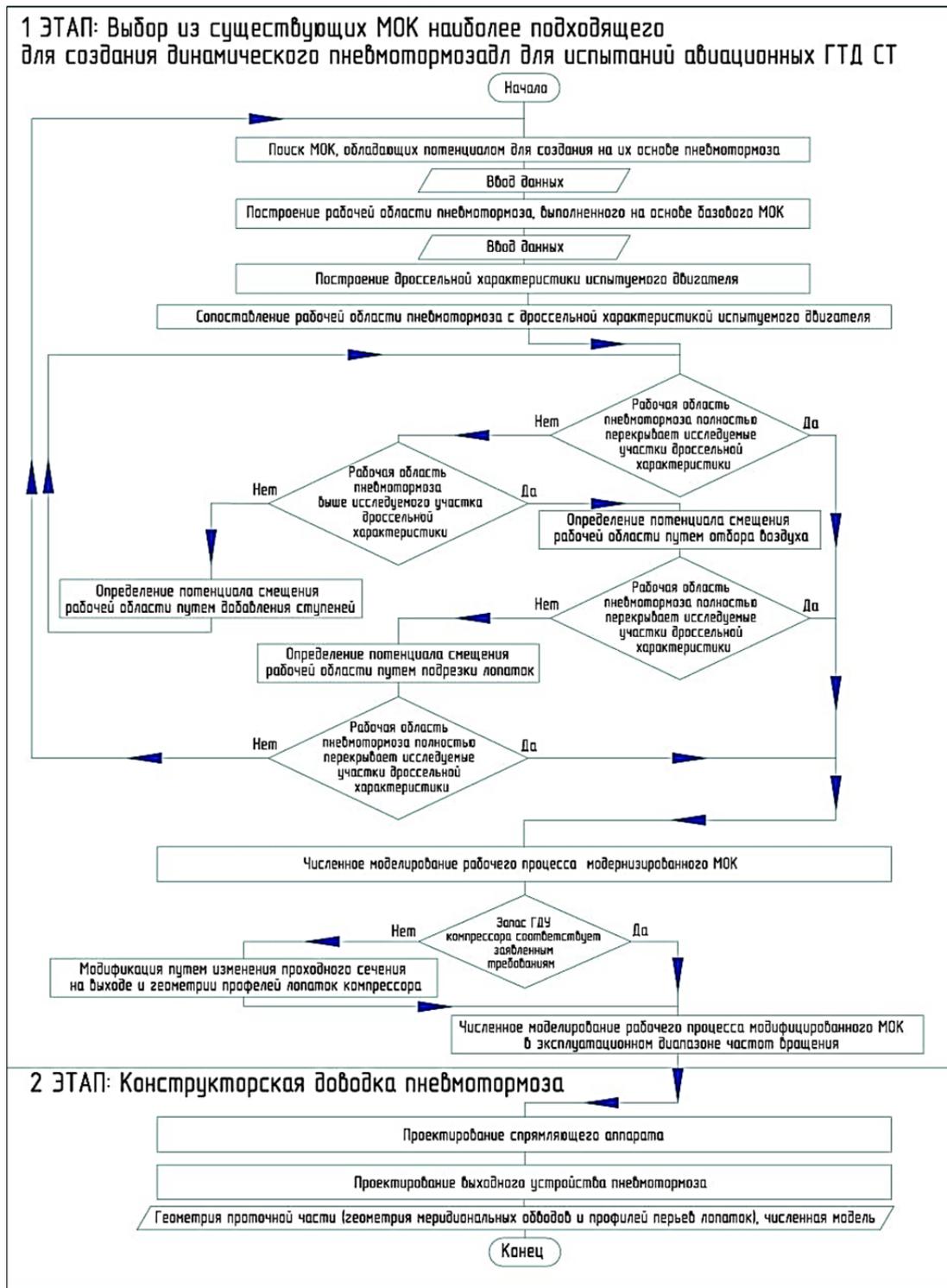


Рисунок 4.28 – Алгоритм метода проектного расчета пневматического тормозного устройства для испытаний газотурбинных двигателей

Результаты, полученные в диссертационной работе Новиковой Юлии Дмитриевны, были использованы в процессе газодинамического

проектирования пневмотормоза ПТ-36-32 для нужд ПАО «ОДК-Кузнецов» и внедрены в учебный процесс Самарского университета.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Решена важная научно-техническая задача повышения эффективности газодинамического проектирования пневматических тормозных устройств на базе готовых элементов конструкций ОК для испытаний авиационных двигателей летательных аппаратов.

1. Предложен подход к созданию пневматических тормозов с использованием готовых элементов конструкции серийно-производимых авиационных компрессоров, отработавших свой лётный ресурс. Оценка затрат на разработку и производство пневмотормоза, созданного с использованием данного подхода, позволила выявить сокращение затрат на НИОКР более чем в 5,6 раз.

2. Сформирован метод проектного расчёта пневматических тормозных устройств для испытания авиационных двигателей со свободной турбиной, отличающийся применением готовых элементов конструкции осевых компрессоров и алгоритмом их конструкторской доводки с целью получения геометрии пневмотормоза.

3. Разработана методика выбора из существующих МОК наиболее подходящего для создания динамического пневмотормоза, используемого в процессе испытаний авиационных ГТД СТ, отличающаяся: рекомендациями по формированию конечно-элементных сеток моделей потока в осевых компрессорах; используемыми закономерностями смещения границ рабочих областей пневматических тормозов в зависимости от установки дополнительных ступеней, величины подрезки ступеней базового компрессора и величины отбора воздуха за первой и второй ступенью.

4. Выявлены закономерности смещения границ рабочей области пневматического тормоза, выполненного на базе многоступенчатого осевого компрессора. Применение одной и двух дополнительных ступеней позволяет сдвигать границы рабочих областей пневматических тормозов в

зону больших значений мощности на 15,3...31,9 %. Подрезка ступеней на 15...45% даёт возможность сдвигать границы в зону меньших значений мощности на 16,7...54,4 %. Отборы воздуха за первой и второй ступенью на 5 и 10% позволяют сместить границы рабочих областей в зону меньших значений мощности соответственно на 1,4...5,6% и 1,4...10,4%.

5. Разработаны и апробированы рекомендации по формированию конечно-элементных сеток моделей потока в осевых компрессорах для расчёта с их помощью границ рабочих областей пневмотормозов, отличающиеся значениями параметров сеток. Предложено: количество элементов для одного лопаточного венца в одном слое расчётной сетки выдерживать на уровне 10 500 элементов; максимальное значение коэффициента роста ячеек ER устанавливать на уровне 1,35; максимальную относительную высоту ячеек канала MR выдерживать приблизительно равной 2000. Разработанные рекомендации позволяют более чем в 2 раза сократить время газодинамического проектирования пневматических тормозов.

6. Апробация разработанного метода позволила осуществить газодинамическое проектирование и доводку пневматического тормозного устройства на базе компрессора низкого давления турбореактивного двухконтурного двигателя, производства ПАО «ОДК-Кузнецов» для нужд предприятия. Полученная конфигурация пневматического тормоза позволяет утилизировать мощность 25 МВт при частоте вращения выходного вала  $n=5000 \text{ мин}^{-1}$  и 32 МВт при  $n=5500 \text{ мин}^{-1}$ . Пневматический тормоз обеспечивает расчетный запас устойчивой работы не менее 12%. Полностью устранена остаточная закрутка потока за компрессором. Пневматический тормоз оснащен универсальным соплом, которое позволяет испытывать ГТД СТ мощностью 25 и 32 МВт без перенастройки.

7. Результаты исследований использованы при выполнении ряда хоздоговорных и госбюджетных научно-исследовательских работ, а также

внедрены в учебный процесс института двигателей и энергетических установок Самарского национального исследовательского университета имени академика С.П. Королева.

Дальнейшее проведение исследований связано с изучением влияния совместного внедрения различных вариантов модификации МОК, в частности, добавления и подрезки ступеней компрессора и одновременным отбором воздуха. А также изучение закономерностей смещения границ рабочей области пневмотормоза, выполненного на базе компрессора с центробежными ступенями.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авиационные правила. Ч. 33. Нормы летной годности двигателей воздушных судов – М.: МАК, 1994. – 47 с.
2. Архипов, Д. В. Расширение диапазона устойчивой работы осевого компрессора изменением параметров решеток в концевых областях лопаточных венцов / Д. В. Архипов, Р. З. Тумашев // Известия вузов. Машиностроение. - 2017. - № 12 (693).
3. Бабиченко, И. А. Опыт газодинамического проектирования центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов. CFD-анализ входного тракта / И. А. Бабиченко, А. А. Михайлов, К. К. Соколов, А. И. Боровков, Ю. Б. Галеркин, И. А. Максименко, А. Ф. Рекстин, В. Б. Семеновский, В. К. Ядыкин // Глобальная энергия. - 2021. - №2.
4. Батулин, О. В. Использование средств математической оптимизации для повышения эффективности семиступенчатого осевого компрессора / О. В. Батулин, Г. М. Попов, Е. С. Горячкин, Ю. Д. Новикова // Вестник СГАУ. - 2015. - № 3.
5. Батулин, О. В. Перепрофилирование трехступенчатого осевого компрессора с помощью методов математической оптимизации / О. В. Батулин, Г. М. Попов, Е. С. Горячкин, Ю. Д. Смирнова // Труды МАИ. - 2015. - № 82.
6. Батулин, О.В. Перепрофилирование трехступенчатого осевого компрессора с помощью методов математической оптимизации / О.В. Батулин, Г.М. Попов, Е.С. Горячкин, Ю.Д. Смирнова. Труды МАИ. - № 82 - 2010. - 33 с.
7. Белоусов, А.Н. Проектный термогазодинамический расчет основных параметров авиационных лопаточных машин / А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько, В.С. Кузьмичев. – Самара: СГАУ, 2006. - 316 с.

8. Богуслаев, В. 85 лет на службе авиации / В. Богуслаев // Крылья Родины. - 2001. - № 9. - С. 14 - 17.

9. Бутримов, Д. Л. Локальная оптимизация формы пера лопатки рабочего колеса осевого компрессора / Д. Л. Бутримов, К. С. Федечкин // Сборник тезисов и докладов. Всероссийская научно-техническая конференция молодых ученых и специалистов «Новые решения и технологии в газотурбостроении» - 2010. – С. 80 - 81.

10. Быков, Н.Н. Выбор параметров и расчет маломощных турбин для привода агрегатов / Н.Н. Быков, О.Н. Емин. - М.: Машиностроение, 1972. - 228 с.

11. Витрина статистических данных [Электронный ресурс]. - URL: <https://showdata.gks.ru/finder/> (дата обращения: 25.08.2024).

12. Вьюнышев, В. Н. Турбино-воздушный тормоз для испытания микротурбин / В. Н. Вьюнышев, Н. Т. Тихонов, А. М. Шевырин // Испытания авиационных двигателей. - 1982. - № 10. - С.92 - 96.

13. Гавриленко, Б.А. Гидравлические тормоза / Б.А. Гавриленко, В.А. Минин, Л.С. Оловников; под редакцией Б.А. Гавриленко — Монография. - МАШГИЗ: 1961. - 241 с.

14. Гапонов, В. Л. Измерение крутящего момента на вращающихся валах / В. Л. Гапонов, А. С. Гуринов, В. В. Дудник // Вестник ДГТУ. – 2012. – № 1(62). – Вып.2. – С. 25 - 31.

15. Гимадиев, А. Г. Стабилизация частоты вращения турбовинтового двигателя при испытаниях с гидротормозом / А. Г. Гимадиев, В. А. Букин, А. М. Гареев, П. И. Грешняков, С. С. Кутуев // Труды МАИ. - 2018. - № 103.

16. Голубецкая, Н.П. Производственный менеджмент: учебное пособие / Н.П. Голубецкая, Т.В. Чиркова, Е.В. Пономарева. — Санкт-Петербург: ИЭО СПбУТУиЭ, 2010. — 176 с.

17. Горбунов, Г.М. Испытания авиационных воздушно-реактивных двигателей / Г.М. Горбунов, Э.Л. Солохин. - М.: Машиностроение, 1967. - 256 с.
18. Горячкин, Е. С. Метод и средства оптимизации формы и взаимного расположения лопаток многоступенчатых осевых компрессоров газотурбинных двигателей: дис. ... канд. техн. наук: 05.07.05 / Горячкин Евгений Сергеевич. - Самара, Самар. нац. исслед. ун-т им. С. П. Королева (Самар. ун-т)., 2020.
19. ГОСТ 14.004–83 Технологическая подготовка производства. Термины и определения основных понятий. - М.: Стандартиформ, 2008. - 8 с.
20. ГОСТ 14.201–83 Обеспечение технологичности конструкции изделий. - М.: Стандартиформ, 2009. - 9 с.
21. ГОСТ 16504-81 Межгосударственный стандарт. Система государственных испытаний продукции. Испытания и контроль качества продукции. Основные термины и определения. - М.: Стандартиформ, 2011. - 24 с.
22. ГОСТ 6651-2009 Термопреобразователи сопротивления из платины, меди и никеля. Общие технические требования и методы испытаний. - М.: Стандартиформ, 2019. - 30 с.
23. ГОСТ Р 8.585-2001 Термопары. Номинальные статические характеристики преобразования. - М.: Стандартиформ, 2010. - 78 с.
24. ГОСТ Р 8.736–2011. Измерения прямые многократные. Методы обработки результатов измерений. Основные положения. - М.: Стандартиформ, 2019. – 20 с.
25. Григорьев, В. А. Испытания авиационных двигателей / В. А. Григорьев, С. П. Кузнецов, А. С. Гишваров, А. Н. Белоусов. — М.: Машиностроение, 2009. — 504 с.

26. Григорьев, В. А. Основы методологии обеспечения системы безопасной эксплуатации двигателей на всех этапах жизненного цикла / В. А. Григорьев, С. П. Кузнецов // Вестник СГАУ. - 2011. - № 3.

27. Григорьев, В.А. Выбор параметров и термогазодинамические расчеты авиационных газотурбинных двигателей: учебное пособие / В.А. Григорьев, А.В. Ждановский, В.С. Кузьмичев, И.В. Осипов, Б.А. Пономарев. - 2-е изд., испр. и доп. - Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2009. - 202 с.

28. Гулина, С. А. Оценка погрешности измерения мощности эксплуатируемых газоперекачивающих агрегатов магистральных газопроводов / С. А. Гулина, Л. П. Шелудько, В. М. Авдеев, Г. М. Орлова, А. И. Ершов, И. Ю. Горюнова // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки. - 2019. - №3 (63).

29. Двирник, Я. В. Методика моделирования течения потока в осевом компрессоре ГТД численным методом / Я. В. Двирник, Д. В. Павленко // Вісник двигунобудування. - 2014. - № 1.

30. Дорофеев В.М. Термогазодинамический расчет газотурбинных силовых установок / В.М. Дорофеев, В.Г. Маслов, Н.В. Первышин, С.А. Сватенко, Б.Д. Фншбейн – М.: Машиностроение, 1973. – 144 с.

31. Дорофеев, В. М. Магнитовоздушный тормоз для испытания микротурбин / В. М. Дорофеев, А. С. Наталевич, Н. Т. Тихонов // Изв. вузов. Авиационная техника. - 1962. - № 4. - С. 123 - 128.

32. Дрейпер, Н.Р. Прикладной регрессионный анализ: в 2-х кн. / Н.Р. Дрейпер, Г. Смит. - пер.с англ. - М.: Финансы и статистика. - 1986. – 366 с."

33. Емин, О.Н. Выбор параметров и газодинамический расчет осевых компрессоров и турбин авиационных ГТД: учебное пособие под ред. Ю.А. Ржавина. / О.Н. Емин, В.Н. Карасев, Ю.А. Ржавин; под ред. Ю.А. Ржавина. – М.: МАИ, 2003. – 146 с.

34. Закиева, Ю. А. Оптимизация систем загрузки промышленного газотурбинного двигателя. Расширение диапазона регулирования мощности / Ю. А. Закиева, Г. Г. Безукладников // Вісник двигунобудування. - 2010. - № 2.

35. Зрелов, В.А. Отечественные газотурбинные двигатели. Основные параметры и конструктивные схемы: учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности 160201 "Самолето- и вертолетостроение" / Зрелов В. А. — Москва: Машиностроение, 2005. — 335 с.

36. Иноземцев, А. А. Определение оптимальных и критических зависимостей параметров ступеней осевого компрессора для повышения запасов устойчивой работы / А. А. Иноземцев, Е. Т. Гузачев, В. А. Катаев, А. И. Плотников // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. - 2015. - №3 (42).

37. Иноземцев, А.А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок / А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий. - М.: Машиностроение, 2008. - 201 с.

38. Калошина, М. Н. Основные подходы к определению стоимости научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ в аэрокосмической отрасли / М. Н. Калошина, О. В. Ермакова // Труды МАИ. - 2014. - № 20 (76).

39. Кац, С.М. Балансирные динамометры для измерения вращающегося момента. - М.- Л.: Госэнергоиздат, 1962. - 144 с.

40. Кленин, Ю. П. Воздушная тормозная установка на аэростатических подшипниках для исследования быстроходных микротурбин / Ю. П. Кленин // Изв. вузов. Авиационная техника. - 1969. - № 3. - С. 108 - 113.

41. Клочков, В.В. Управление инновационным развитием гражданского авиастроения: монография / В.В.Клочков. – М.: ГОУ ВПО МГУЛ, 2009. – 282 с.

42. Колмакова, Д. А. Обзор загрузочных устройств для испытательных стендов ГТД СТ / Д. А. Колмакова, А. Н. Гильманова, И. С. Поветкин // XV Королевские чтения. - 2019. - Том 1. С. 282 - 283.

43. Марчуков, Е.Ю. Испытания и обеспечение надёжности авиационных двигателей и энергетических установок / Е.Ю. Марчуков, И.И. Онищик, В.Б. Рутовский, Е.М. Таран, А.Я. Черкез; под общей редакцией И.И. Онищика. - М.: МАИ, 2004. - 334 с.

44. МИ2083–90. Измерения косвенные. Определение результатов измерений и оценивание их погрешностей. – М.: Стандартиформ, 1991. – 11 с.

45. Милешин, В. И. Оптимизация утолщённых лопаток биротативного закапотированного вентилятора на основе решения 3D-обратной задачи для улучшения его газодинамических характеристик / В. И. Милешин, С. В. Панков, В. А. Фатеев, С. К. Щипин // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. - 2018. - №1.

46. Милешин, В. И. Расчетно-экспериментальное исследование влияния надроторных устройств лабиринтного типа на характеристики высоконагруженной первой ступени компрессора / В. И. Милешин, А. М. Петровичев, В. В. Жданов // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. - 2019. - № 58. - С. 28 - 43.

47. Михайлова, А. Б. Методика определения границы устойчивой работы осевого компрессора / А. Б. Михайлова, Д. А. Ахмедзянов // Молодой ученый. — 2010. — № 1-2 (13). — Т. 1. — С. 79-82.

48. Наталевич, А.С. Воздушные микротурбины / А.С. Наталевич. - М.: Машиностроение, 1979. - 192 с.

49. Новикова, Ю. Д. Обзор датчиков измерения крутящего момента с целью применения на испытательном стенде МГТУ / Ю. Д. Новикова, А. Д. Прошлецов, А. С. Аргумбаев // XXVI Туполевские чтения (школа молодых ученых). Материалы Международной молодёжной научной конференции. Сборник докладов. - 2023. - С. 1664-1668.

50. Патент № 2013617453 Российская федерация, МПК G01M15/14. Программное средство создания и модификации компьютерных моделей лопаток турбомашин Profiler.: № 2013614900: заявлено 17.06.2013, опубликовано 14.08.2013 / Шаблей Л.С.

51. Патент № 2318195 Российская федерация, МПК G01M15/14. Способ испытания газотурбинного двигателя и устройство для его осуществления.: № 2001127609: заявлено 20.06.2003; опубликовано 27.02.2008 / Коротов М.В.; заявитель ОАО "Самарский научно-технический комплекс им. Н.Д. Кузнецова"; - 2 с.

52. Патент № 2620735 Российская федерация, МПК G01M15/14. Способ определения мощности газогенератора.: № 2016115094: заявлено 19.04.2016, опубликовано 29.05.2017 / Куприк В. В.; патентообладатель: публичное акционерное общество "Уфимское моторостроительное производственное объединение" ПАО "УМПО".

53. Патент № 2623625 Российская федерация, МПК G01M15/14. Стенд для испытаний газотурбинных двигателей.: № 201612874: заявлено 14.07.2016; опубликовано 27.06.2017 / Матюхин Н.Ф., Зайцев В.М., Тур В.В., Потапов А.Ю., Кужель О.С., Могильда А.П. заявитель и патентообладатель АО "НПЦ газотурбостроения "Салют".

54. Попов, Г. М. Комплексное улучшение эффективности 16-ступенчатого осевого компрессора / Г. М. Попов, М. Г. Михеев, В. М. Зубанов, Е. Е. Фишер, А. К. Воробьев, В. О. Непомнящий, Е. С. Горячкин // Проблемы и перспективы развития двигателестроения. - 2021. - Т. 1. - С. 356

55. Попов, Г. М. Методы формирования численных моделей рабочего процесса осевых неохлаждаемых авиационных турбин: дис. ... канд. техн. наук : 05.07.05 / Попов Григорий Михайлович. - Самара, Самар. нац. исслед. ун-т им. С. П. Королева (Самар. ун-т)., 2017.

56. Попов, Г. М. Многокритериальная оптимизация рабочего процесса осевого компрессора газотурбинного двигателя с учётом многорежимности его работы / Г. М. Попов, Е. С. Горячкин, Ю. Д. Новикова // Известия Самарского научного центра РАН. - 2017. - № 1.

57. Преображенский, В. П. Теплотехнические измерения и приборы : учебник для вузов / В. П. Преображенский. - 3-е изд., перераб. - М.: Энергия, 1978. - 703 с.

58. Приказ Минпромторга РФ от 16.07.2009 № 653 «Об утверждении Методики определения начальной (максимальной) цены государственных контрактов на выполнение научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ» (В ред. Приказа Минпромторга РФ от 10.09.2010 № 787). - Министерство промышленности и торговли РФ. - 2010.

59. Раянов, Т. А. Обзор новых типов датчиков крутящего момента / Т. А. Раянов // Транспортные системы и технологии. – 2020. – Т. 6. – № 1. – С. 5 – 14.

60. Свидетельство № 2019663600 Российская Федерация. Программа определения условий совместной работы воздушного тормозного устройства и газотурбинного двигателя.: № 2019662573: заявлено 11.10.2019, опубликовано: 21.10.2019 / Новикова Ю. Д., Поветкин И. С., Попов Г. М., Горячкин Е. С., Волков А. А., Зубанов В. М.; заявитель и правообладатель федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» (Самарский университет).

61. Седунин, В.А. Исследование и разработка методов повышения эффективности работы первой ступени осевого компрессора ГТУ с регулируемым входным направляющим аппаратом: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.12 / Седунин Вячеслав Алексеевич. – Екатеринбург, 2011.

62. Смирнов, Е. А. Сравнительный анализ существующих методик расчета мощности ГПа ГТК-25ИР / Е. А. Смирнов, Ю. Ю. Толстихин, Ф. В. Блинов, А. В. Шишов // Газовая промышленность. - 2017. - №1 (747).

63. Спицын, В. Е. Расчет суммарных газодинамических характеристик компрессоров по идентифицированной модели с использованием CFD-технологий / В. Е. Спицын, М. А. Шаровский, А. В. Ивченко, Е. А. Токарева, М. Ю. Шелковский // ВЕЖПТ. - 2009. - № 5 (40).

64. Старцев, А.Н. Аэродинамическое проектирование осевого компрессора / А.Н. Старцев // Авиационные двигатели. - 2021. - № 13(12). - С. 19 - 34.

65. Терещенко, Ю. М. Влияние густоты решетки аэродинамических профилей на режимы «запирания» течения в межлопаточных каналах/ Ю. М. Терещенко, Е. В. Дорошенко, А. Техрани // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. - 2014. - № 4/7 (70). - С. 30 - 33.

66. Технические данные изделия фирмы «Lorenz»: бесконтактные датчики крутящего момента серии DR-2112 [Электронный ресурс] / ООО "Измерительные Системы". - URL: [http://www.lorenz-m.ru/pdf/lorenz/moment/080174zb\\_DR-2112.pdf](http://www.lorenz-m.ru/pdf/lorenz/moment/080174zb_DR-2112.pdf) (дата обращения: 06.02.2024).

67. Технические данные изделия фирмы «Lorenz»: бесконтактные фланцевые датчики крутящего момента серии DR-2800 [Электронный ресурс] / ООО "Измерительные Системы". - URL: [http://www.lorenz-m.ru/pdf/lorenz/moment/080747c\\_dr-2800.pdf](http://www.lorenz-m.ru/pdf/lorenz/moment/080747c_dr-2800.pdf) (дата обращения: 06.02.2024).

68. Технические данные изделия: датчик крутящего момента серии 3000 [Электронный ресурс] / Филиал товарищества с ограниченной ответственностью "КонтроллВахенд а Техника (КВТ) ОЮ" в г. Москве. - URL: [http://www.hbm.ru/upload/iblock/4eb/datchik-krutyashchego-momenta-serii-3000\\_v20\\_ru.pdf](http://www.hbm.ru/upload/iblock/4eb/datchik-krutyashchego-momenta-serii-3000_v20_ru.pdf) (дата обращения: 06.02.2024).

69. Технические данные изделия: датчик крутящего момента серии 5000 [Электронный ресурс] / Филиал товарищества с ограниченной ответственностью "КонтроллВахенд а Техника (КВТ) ОЮ" в г. Москве. - URL: [http://www.hbm.ru/upload/iblock/ae4/datchik-krutyashchego-momenta-serii-5000\\_v20\\_ru.pdf](http://www.hbm.ru/upload/iblock/ae4/datchik-krutyashchego-momenta-serii-5000_v20_ru.pdf) (дата обращения: 06.02.2024).

70. Технические данные изделия: датчик крутящего момента серии T12HP [Электронный ресурс] / Филиал товарищества с ограниченной ответственностью "КонтроллВахенд а Техника (КВТ) ОЮ" в г. Москве. - URL [http://www.hbm.ru/upload/iblock/983/t12hp\\_ds\\_b4582\\_1.0ru\\_.pdf](http://www.hbm.ru/upload/iblock/983/t12hp_ds_b4582_1.0ru_.pdf) (дата обращения: 06.02.2024).

71. Технические данные изделия: датчики крутящего момента [Электронный ресурс] / Группа компаний "Kistler". - URL: [https://kistler.cdn.celum.cloud/SAPCommerce\\_Download\\_original/960-275e.pdf](https://kistler.cdn.celum.cloud/SAPCommerce_Download_original/960-275e.pdf) (дата обращения: 06.02.2024).

72. Технические данные изделия: Датчики крутящего момента серии FF425 [Электронный ресурс] / Limited Trade Development «Datum Electronics». - URL: <https://www.datum-electronics.ru/FF420%20Rotary%20Torque%20Transducer.pdf> (дата обращения: 06.02.2024).

73. Технические данные изделия: Датчики крутящего момента серии M425 [Электронный ресурс] / Limited Trade Development «Datum Electronics». - URL: [https://www.datum-electronics.ru/m425\\_ru.pdf](https://www.datum-electronics.ru/m425_ru.pdf) (дата обращения: 06.02.2024).

74. Технические данные изделия: Датчики крутящего момента серии RS425 [Электронный ресурс] / Limited Trade Development «Datum Electronics». - URL: <https://www.datum-electronics.ru/rs420-rotary-torque-transducers.aspx.htm> (дата обращения: 06.02.2024).

75. Технические данные изделия: датчики крутящего момента серии YDH [Электронный ресурс] / Limited Trade Development «Setech Co». - URL: [http://www.setech.co.kr/bbs/board.php?bo\\_table=eng2\\_1\\_a&wr\\_id=15](http://www.setech.co.kr/bbs/board.php?bo_table=eng2_1_a&wr_id=15) (дата обращения: 06.02.2024).

76. Технические данные изделия: датчики крутящего момента серии YDNR [Электронный ресурс] / Limited Trade Development «Setech Co». - URL: [http://www.setech.co.kr/bbs/board.php?bo\\_table=eng2\\_1\\_a&wr\\_id=24](http://www.setech.co.kr/bbs/board.php?bo_table=eng2_1_a&wr_id=24) (дата обращения: 06.02.2024).

77. Технические данные изделия: датчики крутящего момента серии YDR [Электронный ресурс] / Limited Trade Development «Setech Co». - URL: [http://www.setech.co.kr/bbs/board.php?bo\\_table=eng2\\_1\\_a&wr\\_id=21](http://www.setech.co.kr/bbs/board.php?bo_table=eng2_1_a&wr_id=21) (дата обращения: 06.02.2024).

78. Технические данные изделия: портативный цифровой тахометр Testo 465 [Электронный ресурс] / ООО «Тэсто Рус». - URL: <https://pp-66.ru/uploadedFiles/images/testo/testo-465-rukovodstvo-po-ekspluatatsii.pdf> (дата обращения: 06.02.2024).

79. Технические характеристики изделия фирмы «DACELL»: Датчик крутящего момента TRC [Электронный ресурс] / Группа компаний «NDT-TD». - URL: [http://www.ndt-td.ru/download/TRC\\_2017.pdf](http://www.ndt-td.ru/download/TRC_2017.pdf) (дата обращения: 06.02.2024).

80. Технические характеристики изделия фирмы «DACELL»: Датчик крутящего момента TRE [Электронный ресурс] / Группа компаний «NDT-TD». - URL: <http://www.ndt-td.ru/download/TRE.pdf> (дата обращения: 06.02.2024).

81. Технические характеристики изделия фирмы «KYOWA»: датчик крутящего момента со встроенным усилителем TPS-A [Электронный ресурс] / Группа компаний «NDT-TD». - URL: [http://www.ndt-td.ru/download/tps-a\\_catalog\\_e2018\\_01\\_eng.pdf](http://www.ndt-td.ru/download/tps-a_catalog_e2018_01_eng.pdf) (дата обращения: 06.02.2024).

82. Технические характеристики изделия фирмы «KYOWA»: бесконтактный датчик крутящего момента TPH-A [Электронный ресурс] / Группа компаний «NDT-TD». - URL: [http://www.ndt-td.ru/download/TPH-A\\_2018\\_en.pdf](http://www.ndt-td.ru/download/TPH-A_2018_en.pdf) (дата обращения: 06.02.2024).

83. Технические характеристики изделия: Датчик крутящего момента серии TF [Электронный ресурс] / Корпорация «Magtrol ». - URL: [https://www.magtrol.ru/catalog/torque\\_detectors/torque\\_detectors\\_tf.html](https://www.magtrol.ru/catalog/torque_detectors/torque_detectors_tf.html) (дата обращения: 06.02.2024).

84. Технические характеристики изделия: Датчик крутящего момента серии ТМ [Электронный ресурс] / Корпорация «Magtrol». - URL: [https://www.magtrol.ru/catalog/torque\\_detectors/torque\\_detectors\\_tm.html](https://www.magtrol.ru/catalog/torque_detectors/torque_detectors_tm.html) (дата обращения: 06.02.2024).

85. Технический описание изделия: Датчик крутящего момента M20C [Электронный ресурс] / ООО «ТИЛКОМ». - URL: <https://tilkom.com/assets/downloads/m20c.pdf> (дата обращения: 06.02.2024).

86. Технический описание изделия: Датчик крутящего момента M25 [Электронный ресурс] / ООО «ТИЛКОМ». - URL: <https://tilkom.com/assets/downloads/m25.pdf> (дата обращения: 06.02.2024).

87. Технический описание изделия: Датчик крутящего момента M26 [Электронный ресурс] / ООО «ТИЛКОМ». - URL: <https://tilkom.com/assets/downloads/m26.pdf> (дата обращения: 06.02.2024).

88. Технический описание изделия: Датчик крутящего момента M40 [Электронный ресурс] / ООО «ТИЛКОМ». - URL: <https://tilkom.com/assets/downloads/m40.pdf> (дата обращения: 06.02.2024).

89. Тихонов, Н. Т. Опыт создания и основные принципы проектирования установок для экспериментального исследования микротурбин / Н. Т. Тихонов // Испытания авиационных двигателей. - 1987. - № 15. - С. 13 - 21.

90. Черкез, А.Я. Испытания воздушно-реактивных двигателей: учебное пособие для вузов по специальности «Авиационные двигатели и энергетические установки» / А.Я. Черкез, И.И. Онищик, В.А. Овсянников, Е.М. Таран, В.Б. Рутовский. М.: Машиностроение, 1992. - 303 с.

91. Шаблий, Л. С. Автоматизация построения моделей лопаточных венцов для САЕ расчётов в программе Profiler / Л. С. Шаблий, И. Б. Дмитриева, Г. М. Попов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2012. – № 5(36). – Ч.1. – С. 208 - 214.

92. Шаблий, Л. С. Подходы к формированию параметрических моделей лопаточных машин / Л. С. Шаблий, Г. М. Попов, Д. А. Колмакова // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2012. – № 3(34). – Ч.3. – С. 285 - 292.

93. Catană, R. M. Studies and Experimental Research in the Evaluation of TV2-117A Turboshaft Engine Working Regimes / R. M. Catană, G. Dediu, C. M. Tărăbîc // National Research and Development Institute for Gas Turbines COMOTI. - 2022. - № 12(7).

94. Chen, S. A. Combined Application of Negative Bowed Blade and Endwall Unsteady Pulsed Holed Suction in a Highly Loaded Compressor Cascade / S. Chen, H. Zhang, Q. Meng, S. Wang, Z. Wang // Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers. – 2018. – V. 50992. – P. V02AT39A017.

95. Fabry, S. Aircraft Gas Turbine Engine Testing December / S. Fabry, M. Spodniak, P. Gasparovic, P. Koscak // Acta Avionica Journal. - 2019. - № 21(2).
96. Martyr, A. J. Dynamometers and the measurement of torque / A. J. Martyr, M. A. Plint // Engine Testing. - 2007. - PP. 144 - 169.
97. McArdle, J. G. Dynamic and Transient Performance of Turbofan/Turboshaft Convertible Engine With Variable Inlet Guide Vanes / J. G. McArdle, R. L. Barth, L. M. Wenzel, T. J. Biesiadny // NASA Technical Memorandum 4696. - 1996. - 47 p.
98. Numeca: [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.numeca.com/home/> (дата обращения: 28.09.17).
99. Patankar, S.V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow / S.V. Patankar // Hemisphere Publishing Corporation. — 1980. - 197 p.
100. Thirumalaisamy, S. N. Analytical investigation of air dynamometer concepts for future turboshaft engines / S. N. Thirumalaisamy, W. Jansen, A. F. Carter. Northern research and engineering corporation. - 1976. - 149 p.
101. VAROC Air Dynamometers [Электронный ресурс] / Limited Liability Company "Concepts NREC". - URL: <https://www.conceptsnrec.com/dynamometers> (дата обращения: 06.02.2024).
102. Wang, Q. Impact Investigation on the Aerodynamic Performance for Seal Leakage at the Stator Root of Multistage Axial Compressor / Q. Wang, L. Ren, Z. Zhang, T. Wang, M. Luo // Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers. – 2020. – V. 84065 – P. V02AT32A015.

Приложение А

Расчёт начальной (максимальной) цены контракта методом аналогов

Таблица А.1 – Расчёт начальной (максимальной) цены контракта методом аналогов для определения затрат на НИОКР по созданию МОК, включающего полный цикл его разработки

Параметры сравнения	Контракт-аналог 1	Контракт-аналог 2	Контракт-аналог 3
Предмет контракта	Разработка модели осевого компрессора ГПА типа ГТК-10-4 с достаточным запасом газодинамической устойчивости в условиях эксплуатации	Аэромеханическое проектирование компрессора двигателя ВК-1600В	Разработка проточной части осевого компрессора
Наименование вида работ или видов работ в соответствии с Рубрикаторм работ	Выполнение работ по разработке (совершенствованию) и созданию новой продукции 73.1 Научные исследования и разработки в области естественных и технических наук	Выполнение работ по разработке (совершенствованию) и созданию новой продукции 72.1 Услуги, связанные с научными исследованиями и экспериментальными работками в области естественных и технических наук	Выполнение работ по разработке (совершенствованию) и созданию новой продукции
Наименование организации, являющейся заказчиком работ	Общество с ограниченной ответственностью "ГАЗПРОМ ТРАНСГАЗ ЮГОРСК"	Акционерное общество "ОДК-КЛИМОВ"	-
Наименование исполнителя работ	ООО Учебно-научно-производственное предприятие «Теплоэнергетик»	-	ФГАОУ ВО «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева»
Номер и дата контракта	31502536755 11.08.2015	31908621805 23.12.2019	- 31.01.2024
Сроки исполнения контракта	Со дня заключения Договора по 28 июля 2017 г.	-	60 месяцев
Основные цели и задачи работ	Целью разработки является повышение мощностей	Аэромеханическое проектирование однокаскадного	Перепроектирование осевого компрессора, соответствующего

	<p>показателей ГТУ, с возможностью компенсации снижения технического состояния турбин ГТУ повышенными напорными характеристиками осевого компрессора. При этом будет обеспечена возможность увеличения располагаемой мощности относительно номинальной (в САУ) до 20% в условиях низких температур, и менее выраженного снижения мощности при повышении температуры наружного воздуха.</p> <p>1 Построение трехмерных моделей (3D) лопаток осевого компрессора ГТК-10-4. Определение геометрических характеристик профилей и межлопаточных каналов лопаточного аппарата с использованием чертежей профилей лопаток разработчика.</p> <p>2 Построение расчетной модели компрессора и его расчетное исследование.</p> <p>3. Разработка мер по совершенствованию лопаточного аппарата компрессора на основании полученных результатов. Проведение вариантов расчетов и оптимизации.</p>	<p>двухступенчатого компрессора двигателя ВК-1600В</p>	<p>требованиям прочности и вибрационной отстройке, с повышением расхода на максимальную величину в текущих меридиональных обводах и с учетом посадочных мест ротора и статора на основе численного моделирования.</p>
<p>Содержание работ</p>		<p>1 Аэродинамическое проектирование компрессора.</p> <p>2 Прочностное проектирование лопаток для обеспечения запасов статической прочности в соответствии с требованиями Норм прочности для гражданских авиационных двигателей и отстройки от резонансных колебаний по опасным формам.</p> <p>3 Расчет 3D аэродинамических характеристик компрессора.</p> <p>4 Разработка 3D моделей венцов и меридиональных обводов.</p>	<p>1. Перепроектирование компрессора.</p> <p>2. Анализ аэродинамики компрессора и определение динамики изменения зазоров для типового эксплуатационного цикла.</p> <p>3. Работы по обеспечению запасов устойчивой работы компрессора при повышенных и пониженных приведённых частотах вращения.</p> <p>4. Расчет прочности статора модельного компрессора.</p>

	<p>4 Расчетное исследование итоговой модели осевого компрессора во всем диапазоне заявленных режимов с целью подтверждения повышения эффективности и газодинамической устойчивости предложенной версии лопаток.</p> <p>5 Разработка твердотельных моделей лопаточного аппарата и выпуск чертежей, пригодных для дальнейшей разработки технологии изготовления на одном из производств.</p>		
<p>Наименование параметра сравнения, его значение или характеристика в текстовой форме</p>	<p>Метод исследования: Инженерный численный анализ (определение основных характеристик осевого компрессора)</p>	<p>Метод исследования: Инженерный численный анализ (расчет аэродинамических характеристик компрессора)</p>	<p>Метод исследования: Инженерный численный анализ (перепроектирование осевого компрессора на основе численного моделирования)</p>
<p>Наименование параметра сравнения, его значение или характеристика в текстовой форме</p>	<p>Тип исследуемого объекта: лопаточная машина - компрессор</p>	<p>Тип исследуемого объекта: лопаточная машина - компрессор</p>	<p>Тип исследуемого объекта: лопаточная машина - компрессор</p>
<p>Наименование параметра сравнения, его значение или характеристика в текстовой форме</p>	<p><b>Разработка</b> модели осевого компрессора</p>	<p>Аэродинамическое <b>проектирование</b> компрессора</p>	<p><b>Перепроектирование</b> осевого компрессора</p>

Цена контракта-аналога, руб.	24 537 217	40 500 500	20 511 476
Коэффициент приведения цены контракта-аналога к моменту формирования начальной (максимальной) цены	1,5064	1,3287	1
Скорректированная с учетом изменения индекса потребительских цен цена контракта-аналога, руб.	36 962 863,69	53 813 014,35	20 511 476
Источники информации о контракте-аналоге	официальный сайт Российской Федерации для размещения информации о размещении заказов на поставки товаров, выполнение работ, оказание услуг для федеральных государственных нужд ( <a href="http://www.zakupki.gov.ru">www.zakupki.gov.ru</a> )	официальный сайт Российской Федерации для размещения информации о размещении заказов на поставки товаров, выполнение работ, оказание услуг для федеральных государственных нужд ( <a href="http://www.zakupki.gov.ru">www.zakupki.gov.ru</a> )	-
<b>Начальная (максимальная) цена контракта на основе метода аналогов, руб.</b>	30 258 626,01		

Таблица А.2– Форма для расчета начальной (максимальной) цены контракта методом аналогов для определения затрат на НИОКР по модификации базового МОК, являющегося прототипом для создания пневмотормоза

Параметры сравнения	Контракт-аналог 1	Контракт - аналог 2	Контракт - аналог 3
Предмет контракта	Проведение научно-исследовательских работ «Проведение расчетного исследования осевого компрессора для выполнения научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по теме: "Разработка проточной части осевого компрессора ГТ-65.1"»	Трехмерный газодинамический расчет многоступенчатого двухкаскадного осевого компрессора газотурбинного двигателя мощностью 16МВт для нужд Публичное акционерное общество "Тюменские моторостроители"	Выполнение СЧ ОКР по теме «Оптимизация турбины высокого давления двигателя ПД-14 в 3D постановке с учетом аэродинамических характеристик для достижения требований ТУ по КПД»
Наименование вида работ или видов работ в соответствии с Рубрикатором работ	Выполнение работ по модернизации (доработке) продукции 72.19 Услуги, связанные с научными исследованиями и экспериментальными разработками в области естественных и технических наук, прочие	Выполнение работ по модернизации (доработке) продукции 72.19 Услуги, связанные с научными исследованиями и экспериментальными разработками в области естественных и технических наук, прочие	Выполнение работ по модернизации (доработке) продукции 72.19.2 Услуги, связанные с научными исследованиями и экспериментальными разработками в области технических наук и в области технологий, кроме биотехнологии
Наименование организации, являющейся заказчиком работ	Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "УРАЛЬСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ ПЕРВОГО ПРЕЗИДЕНТА РОССИИ Б.Н. ЕЛЬЦИНА"	Публичное акционерное общество "ТЮМЕНСКИЕ МОТОРОСТРОИТЕЛИ"	Акционерное общество "ОДК-АВИАДВИГАТЕЛЬ"

Наименование исполнителя работ	ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский Томский государственный университет»	ООО УНПП «ТЕПЛОЭНЕРГЕТИК»	-
Номер и дата контракта	31908400367 17.10.2019	32211116746 24.02.2022	32009202706 27.05.2020
Сроки исполнения контракта	с даты заключения договора - 10.12.2019 г.	с даты заключения договора - 29 июля 2022 г.	С даты заключения договора 31.03.2021
Основные цели и задачи работ	Проведение 3D аэродинамического анализа существующего компрессора с учетом последних достижений в области компьютерного моделирования газовой динамики компрессоров	Определение газодинамических параметров работы двухкаскадного турбокомпрессора ДГ 90 (характеристик, коэффициентов запаса устойчивой работы, эффективности) и изыскание потенциала повышения КПД соответствующего двигателя за счёт модернизации лопаточных аппаратов.	1. Разработать расчетный инструментарий, обеспечивающий реализацию сквозного замкнутого цикла выполнения оптимизационных исследований применительно к турбине высокого давления (ТВД) с учетом охлаждения двигателя ПД-14, базируясь на концепции многоуровневого моделирования. 2. Оптимизация аэродинамики ТВД с целью повышения параметров на основе многоуровневого моделирования.
Содержание работ	Аэродинамический анализ компрессора (в том числе весь рабочий диапазон работы компрессора). Анализ прочности и вибростойки лопаток и хвостовых соединений базовой конструкции компрессора ГТЭ-65, включающий анализ возможных путей оптимизации. Формирование 3D моделей	1. Получить расчётно-экспериментальные данные по верификации методики моделирования тестовых дозвуковых осевых многоступенчатых компрессоров. 2. В Pre-процессоре программы вычислительной газодинамики (CFD) сформировать математическую модель и граничные условия для расчёта течений воздуха в	1. Разработка компоненты аэродинамического анализа турбины высокого давления двигателя ПД-14 при адаптивном переключении уровней моделирования лопаточной машины (1D – 3D) и (2D – 3D) 2. Разработка компоненты векторной идентификации аэродинамического моделирования

	лопаток (рабочих лопаток и лопаток направляющих аппаратов).	межлопачных каналах КНД и КВД ДГ90 с учётом радиальных и осевых зазоров, галтелей и технологических отборов. 3. Выполнить серию численного моделирования номинального и переменных режимов работы турбокомпрессоров ДГ90 (с построением газодинамических характеристик). 4. Провести анализ течений в проточной части осевых компрессоров ДГ90 и согласованности работы ступеней. Установить резервы повышения КПД ДГ90 за счёт перепрофилирования рабочих и спрямляющих лопаток. .	(1D – 3D) и (2D – 3D) турбины высокого давления двигателя ПД-14; 3. Решение задачи оптимизации турбины высокого давления двигателя ПД-14 при адаптивном переключении уровней аэродинамического моделирования лопаточной машины (1D – 3D) с целью улучшения газодинамических характеристик лопаточных машин 4. Анализ полученных результатов
Наименование параметра сравнения, его значение или характеристика в текстовой форме	Инженерный численный анализ (Аэродинамический анализ)	Инженерный численный анализ (Трехмерный газодинамический расчет)	Инженерный численный анализ (Аэродинамический анализ)
Наименование параметра сравнения, его значение или характеристика в текстовой форме	Тип исследуемого объекта: лопаточная машина (компрессор)	Тип исследуемого объекта: лопаточная машина (компрессор)	Тип исследуемого объекта: лопаточная машина (турбина)
Наименование параметра сравнения, его значение или характеристика в текстовой форме	Цель работы: совершенствование существующей конструкции лопаточной машины (анализ возможных путей оптимизации лопаток).	Цель работы: совершенствование существующей конструкции лопаточной машины (изыскание потенциала повышения КПД).	Цель работы: совершенствование существующей конструкции лопаточной машины (оптимизация аэродинамики турбины ТВД на

характеристика в текстовой форме				основе многоуровневого моделирования).
Цена контракта-аналога, руб.	692 280,00	4 793 572,53	8 100 000,00	
Коэффициент приведения цены контракта-аналога к моменту формирования начальной (максимальной) цены	1,3287	1,0851	1,2501	
Скорректированная с учетом изменения индекса потребительских цен цена контракта-аналога, руб.	919 832,44	5 201 505,55	10 125 810,00	
Источники информации о контракте-аналоге	официальный сайт Российской Федерации для размещения информации о размещении заказов на поставки товаров, выполнение работ, оказание услуг для федеральных государственных нужд ( <a href="http://www.zakupki.gov.ru">www.zakupki.gov.ru</a> )	официальный сайт Российской Федерации для размещения информации о размещении заказов на поставки товаров, выполнение работ, оказание услуг для федеральных государственных нужд ( <a href="http://www.zakupki.gov.ru">www.zakupki.gov.ru</a> )	официальный сайт Российской Федерации для размещения информации о размещении заказов на поставки товаров, выполнение работ, оказание услуг для федеральных государственных нужд ( <a href="http://www.zakupki.gov.ru">www.zakupki.gov.ru</a> )	
<b>Начальная (максимальная) цена контракта на основе метода аналогов, руб.</b>	<b>5 415 716,00</b>			

Приложение Б

Рассчитанные поля чисел Маха, осредненные в окружном направлении

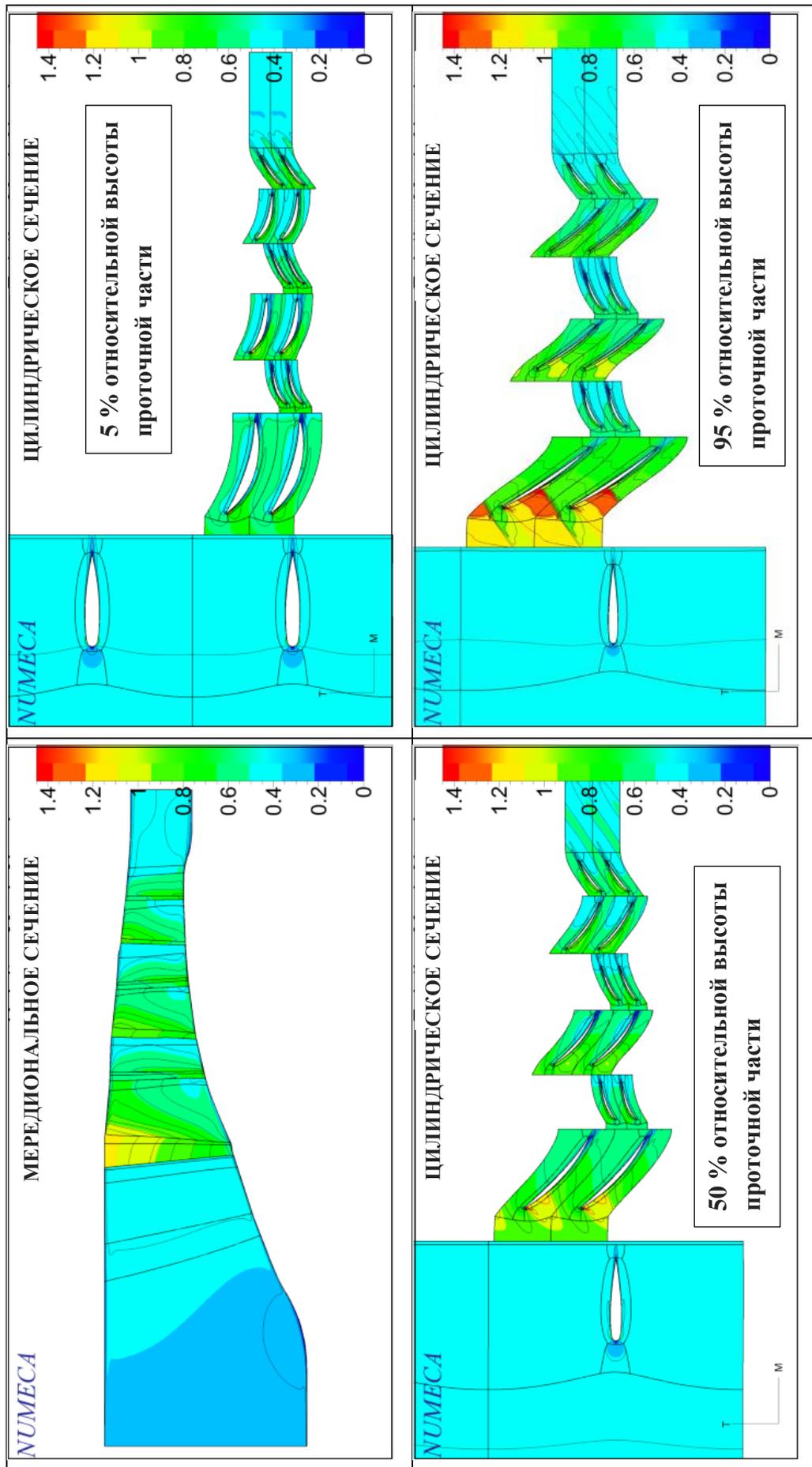


Рисунок Б.1 – Рассчитанные поля чисел Маха, полученные с помощью численной модели базового МОК

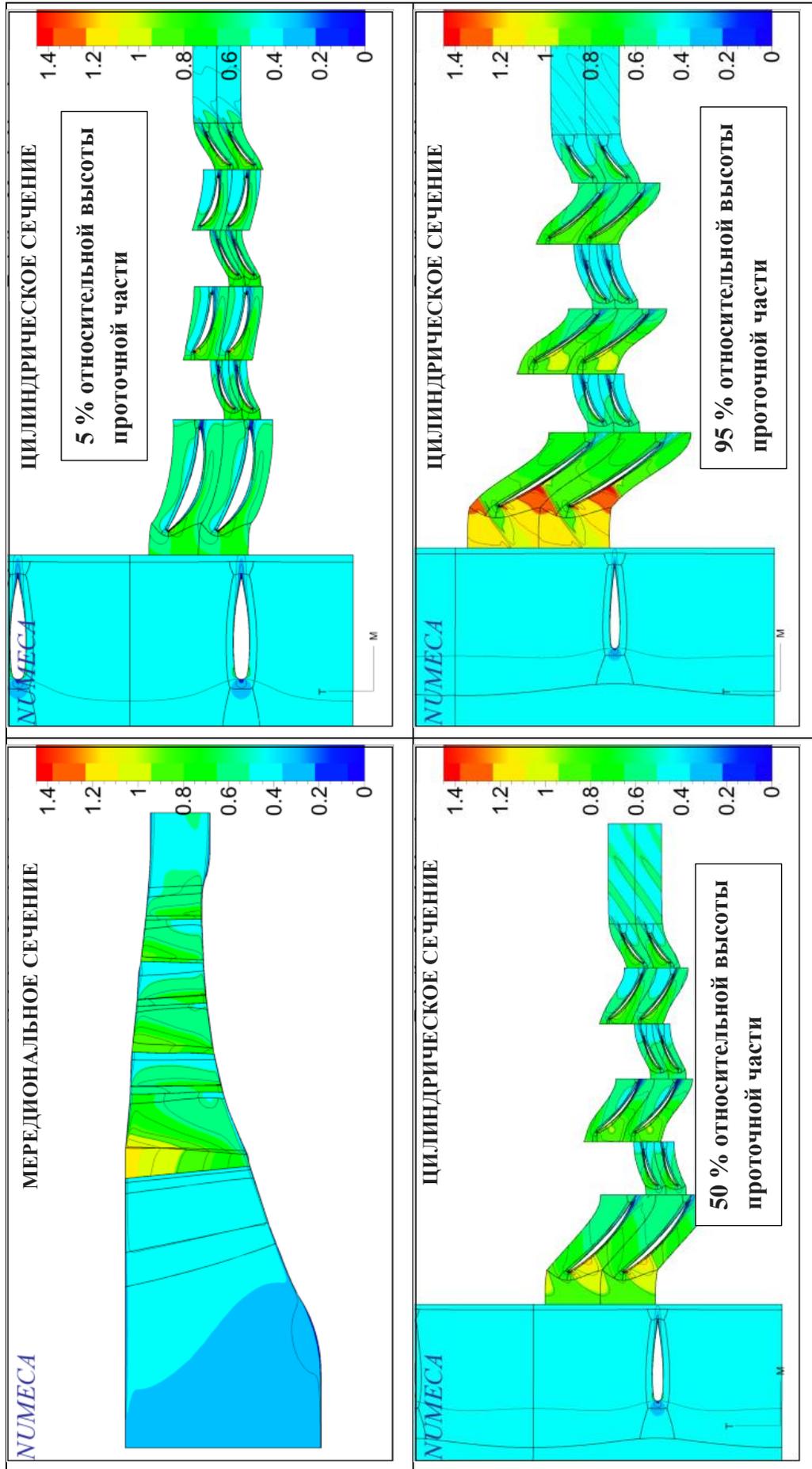


Рисунок Б.2 – Рассчитанные поля чисел Маха, полученные с помощью численной модели базового МОК с облегченной сеткой

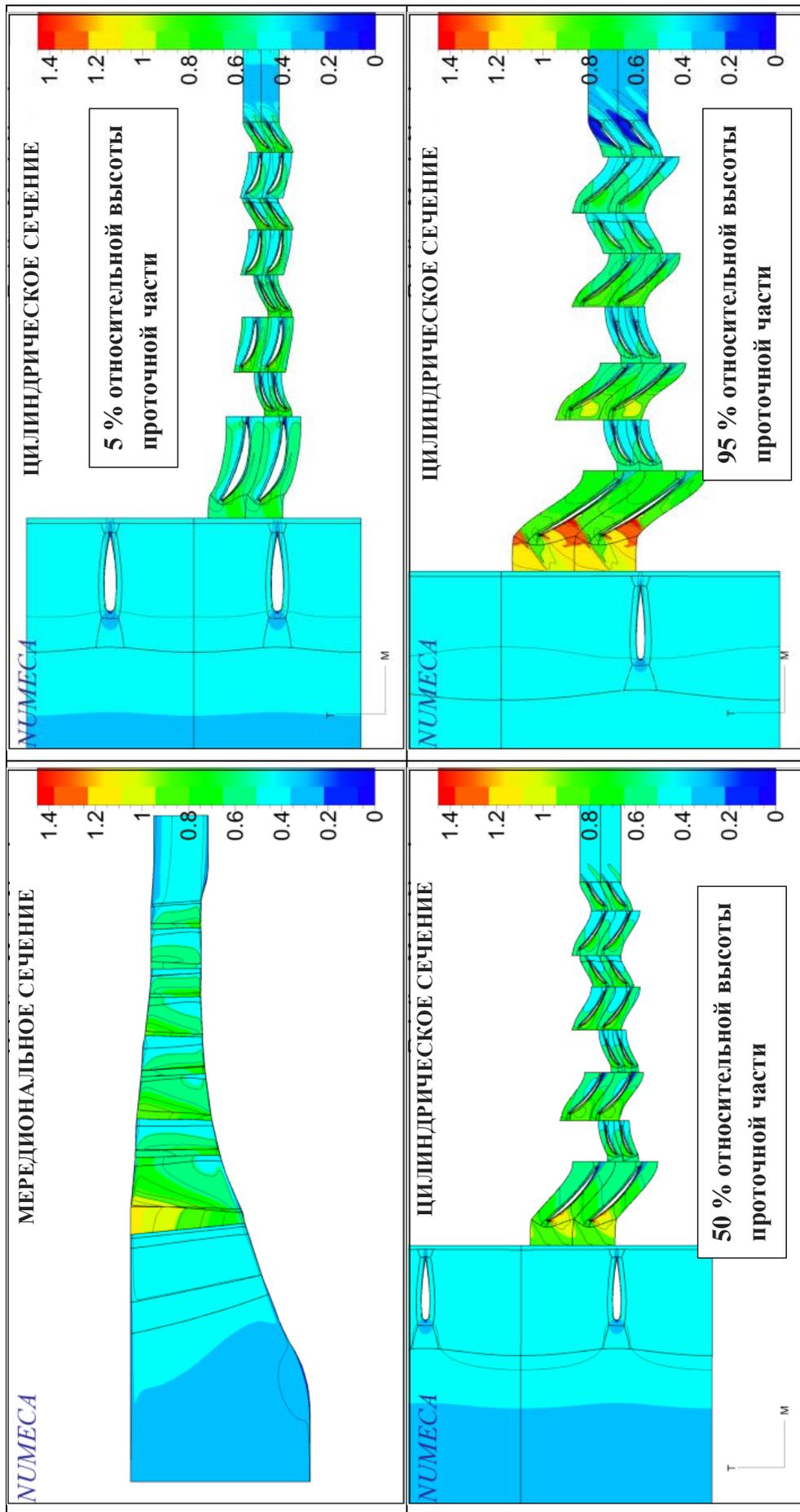


Рисунок Б.3 – Рассчитанные поля чисел Маха, полученные с помощью численной модели пневмомороза, модернизированного первым способом за счёт установки дополнительной компрессорной ступени

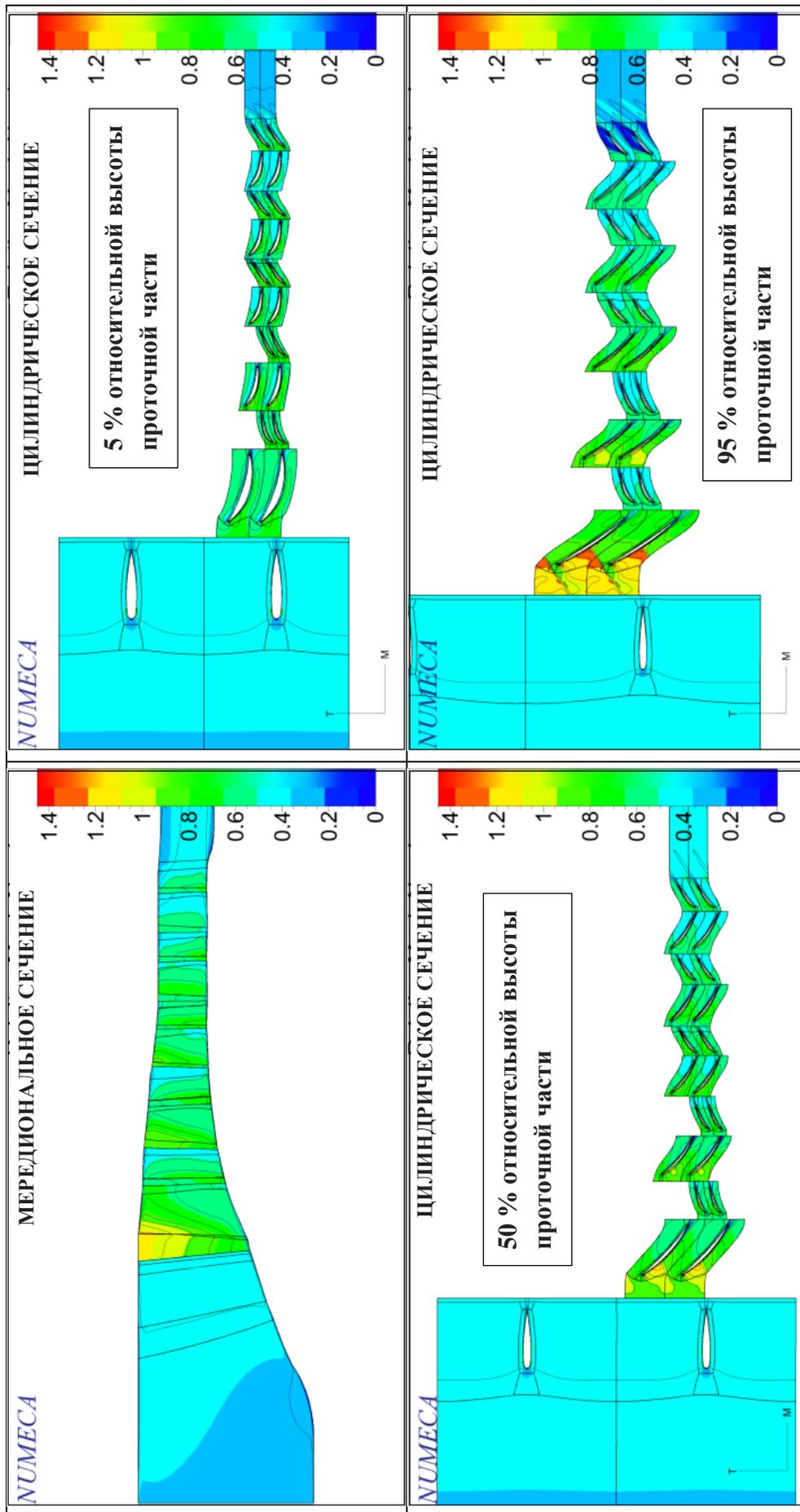


Рисунок Б.4 — Рассчитанные поля чисел Маха, полученные с помощью численной модели пневмотормоза, модернизированного вторым способом за счёт установки двух дополнительных компрессорных ступеней

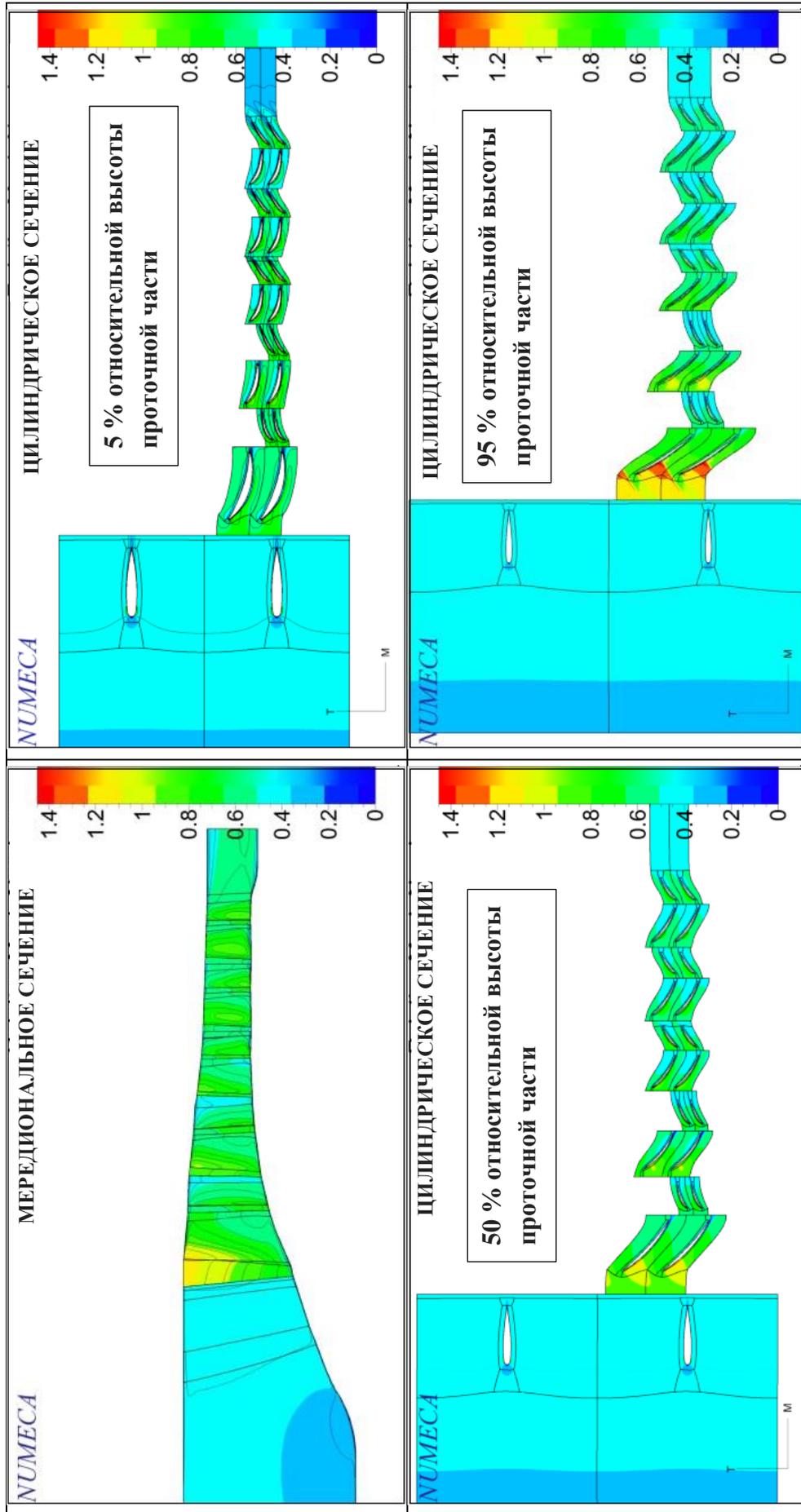


Рисунок Б.5 – Рассчитанные поля чисел Маха, полученные с помощью численной модели пневмомороза, модернизированного третьим способом за счёт установки двух дополнительных компрессорных ступеней и уменьшения проходного сечения на выходе

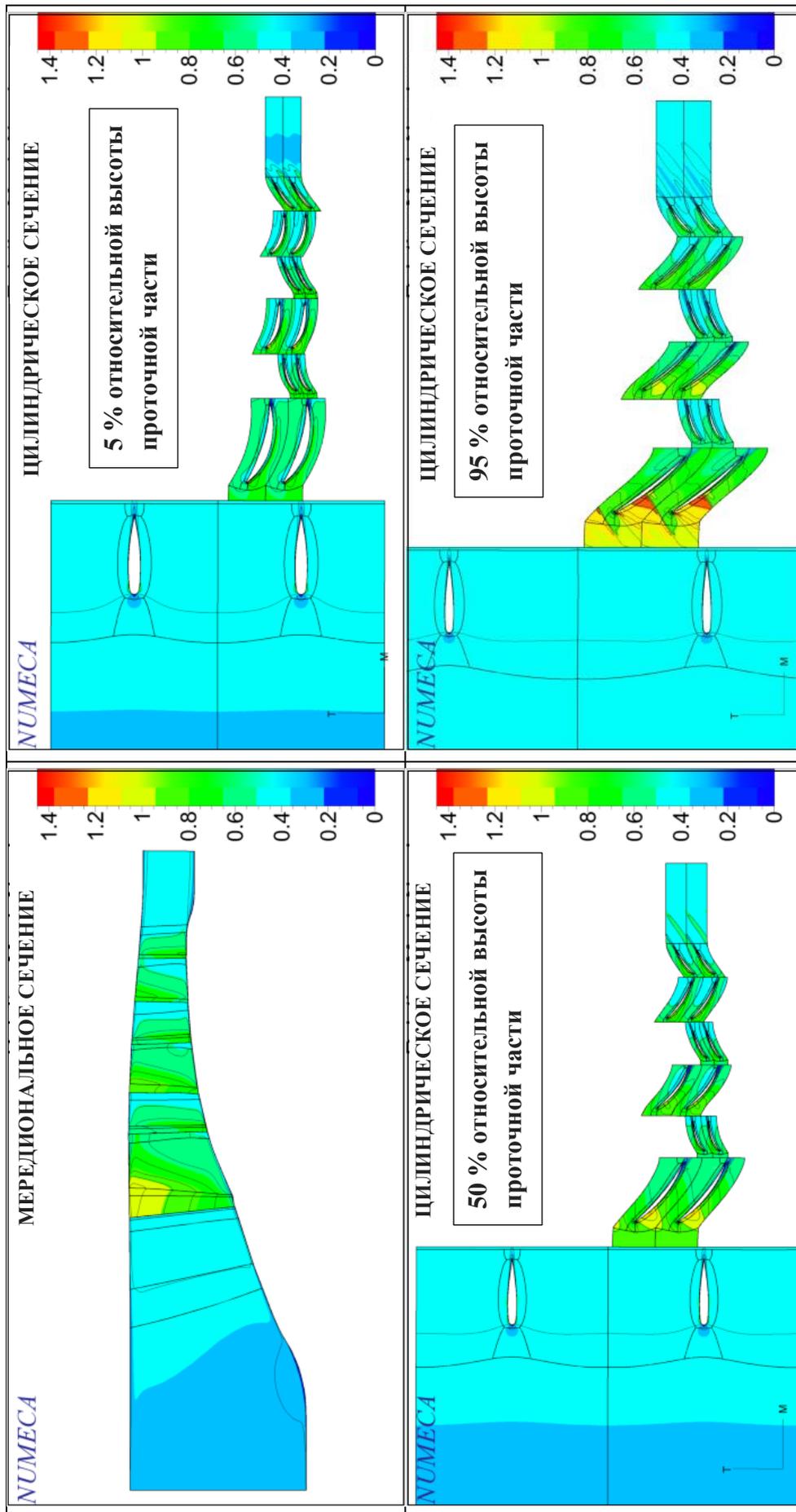


Рисунок Б.6 – Рассчитанные поля чисел Маха, полученные с помощью численной модели пневмомороза, модернизированного четвертым способом за счёт подрезки ступеней базового компрессора на 15 %

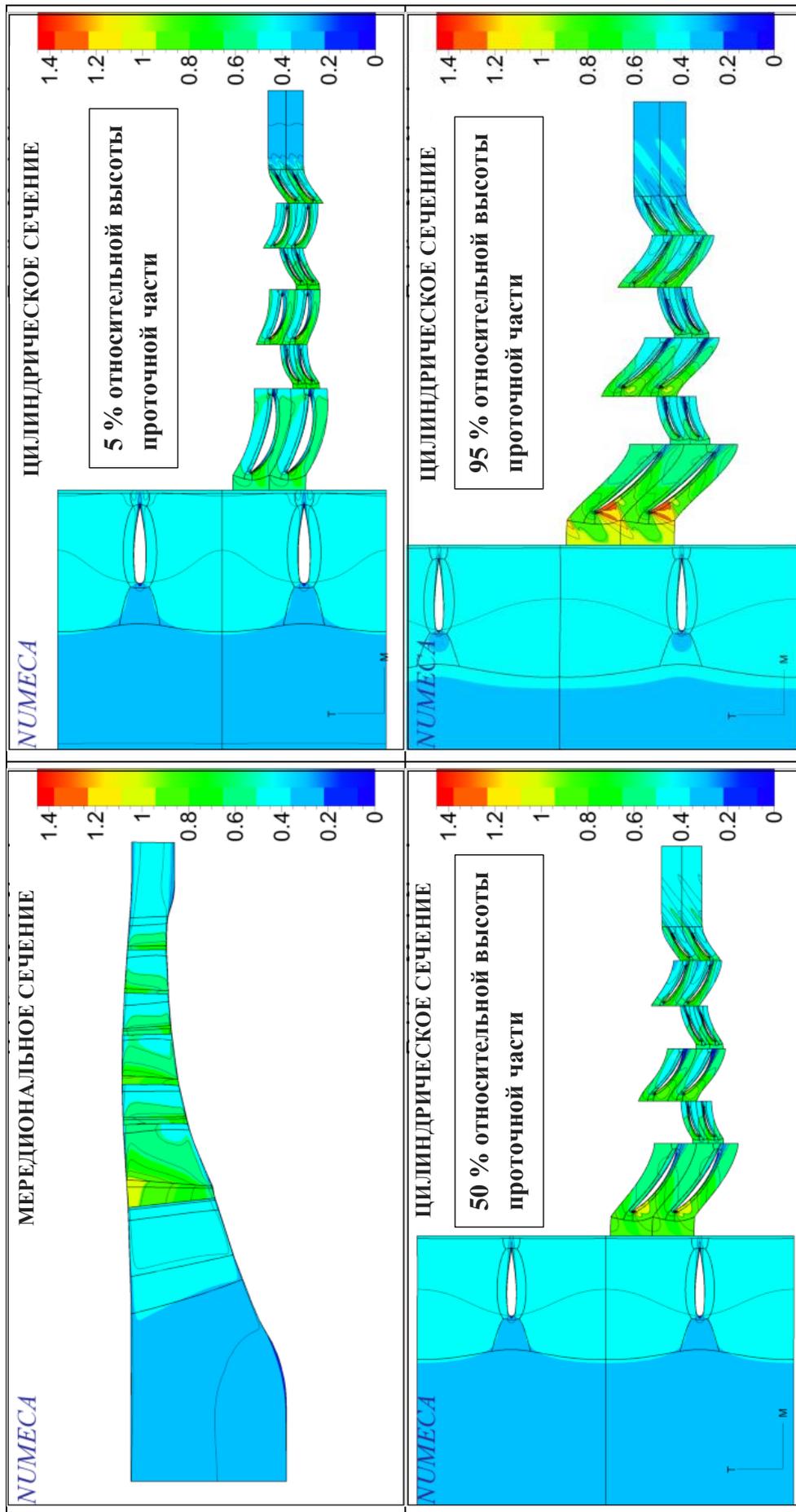


Рисунок Б.7 – Рассчитанные поля чисел Маха, полученные с помощью численной модели пневмомороза, модернизированного пятым способом за счёт подрезки ступеней базового компрессора на 30 %

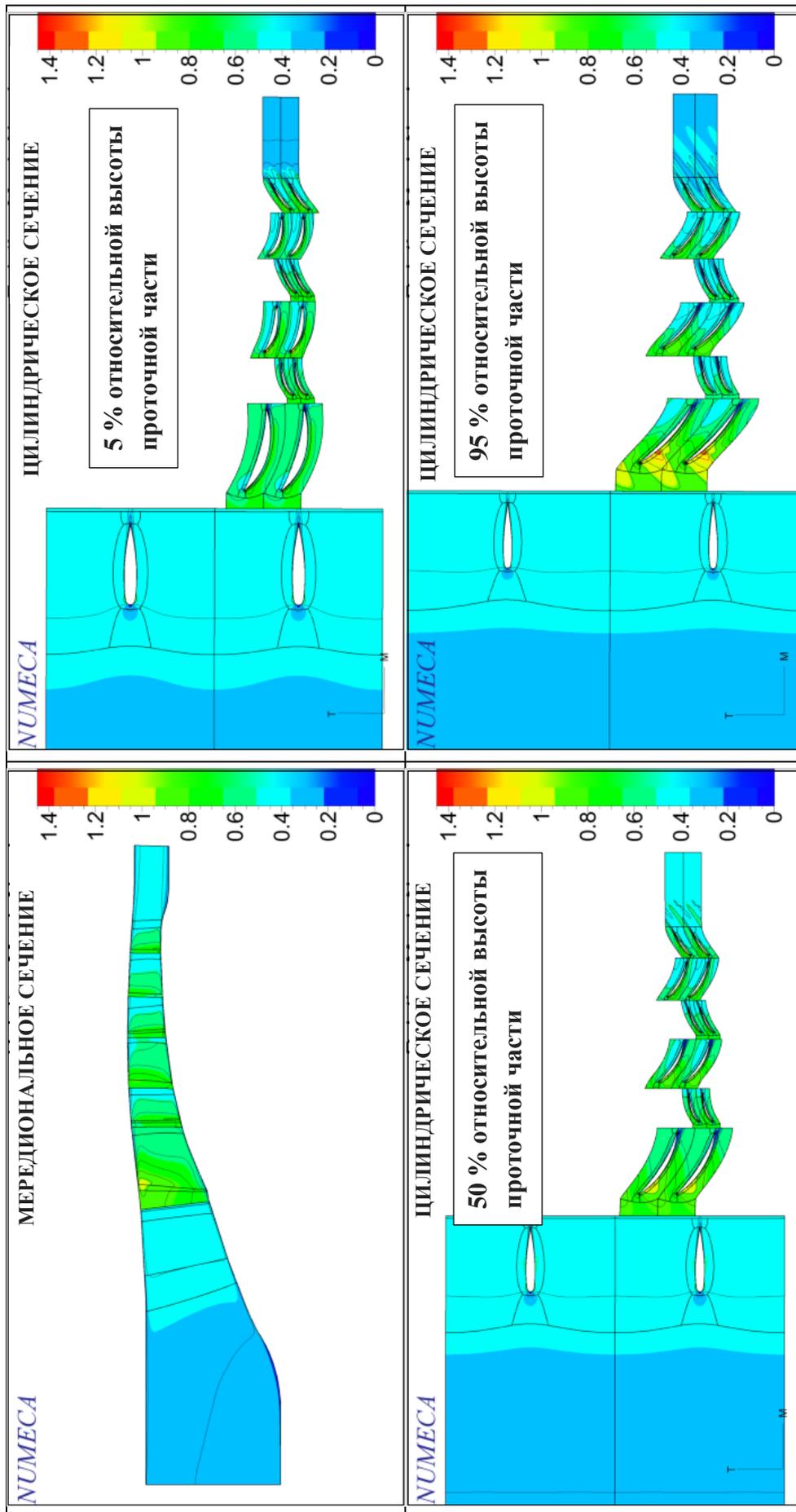


Рисунок Б.8 – Рассчитанные поля чисел Маха, полученные с помощью численной модели пневмотормоза, модернизированного шестым способом за счёт подрезки ступеней базового компрессора на 45 %

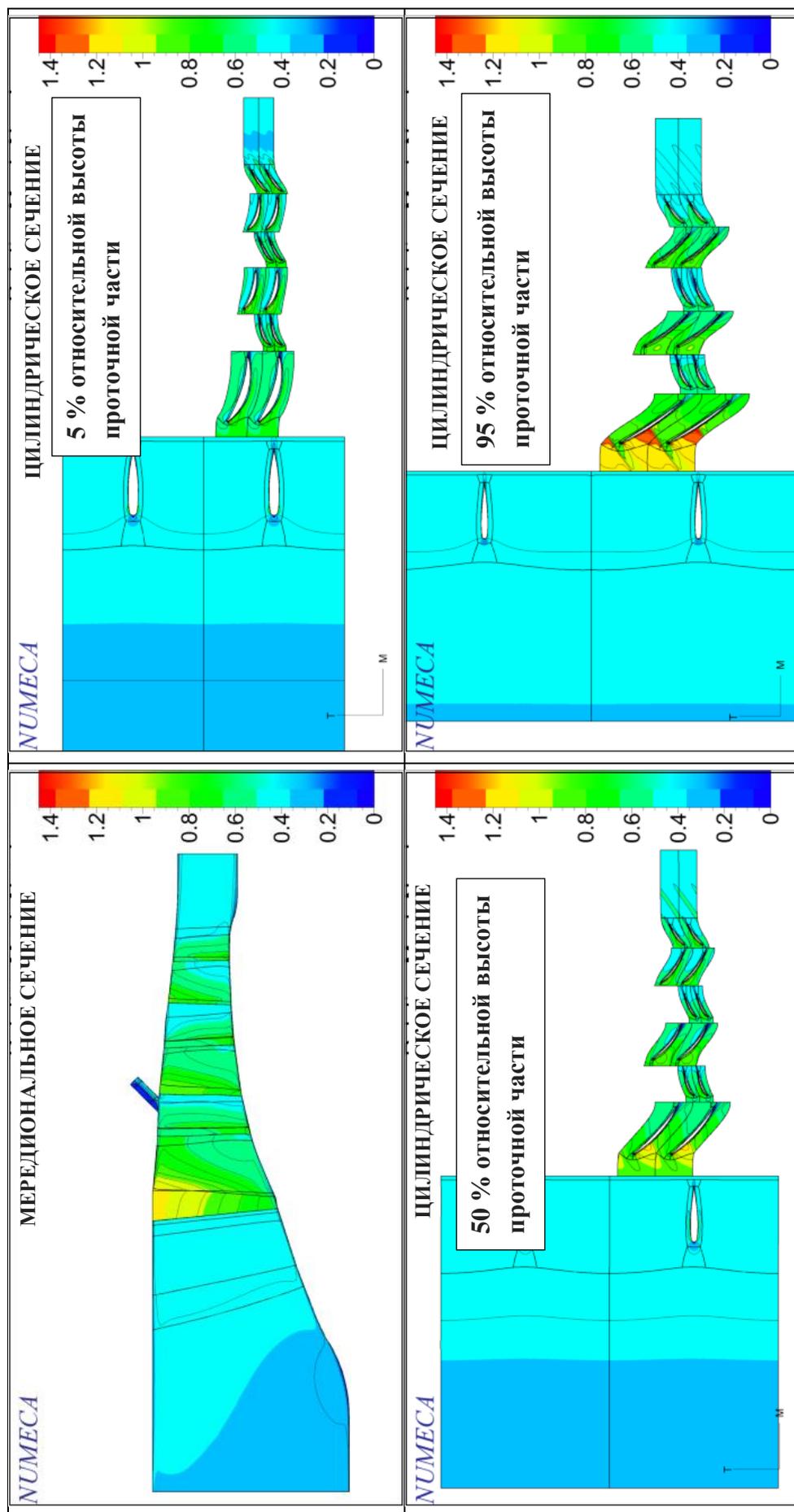


Рисунок Б.9 – Рассчитанные поля чисел Маха, полученные с помощью численной модели пневмомоза, модернизированного седьмым способом за счёт отбора 5% воздуха за первой ступеню компрессора

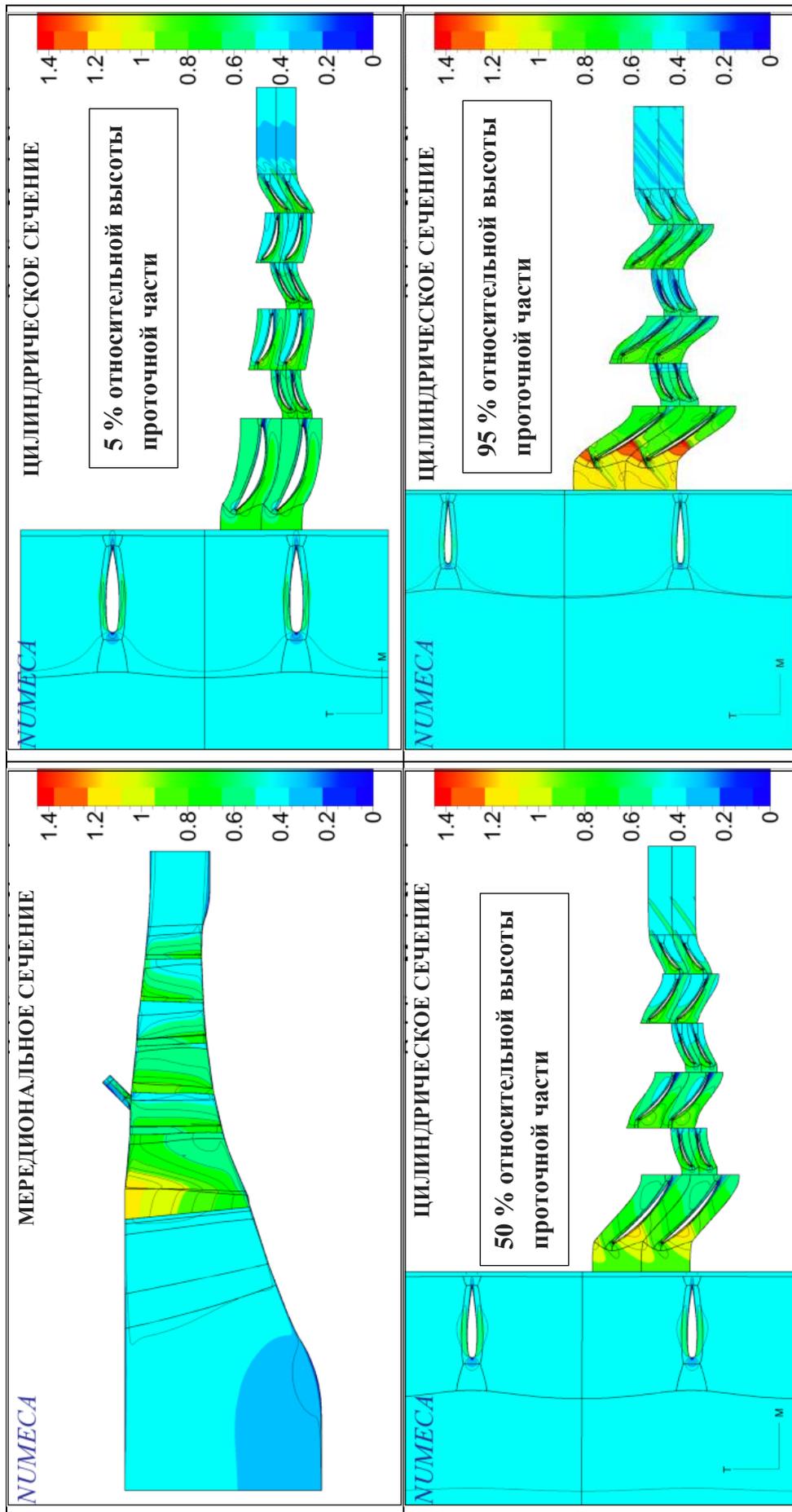


Рисунок Б.10 – Рассчитанные поля чисел Маха, полученные с помощью численной модели пневмомоза, модернизированного восьмым способом за счёт отбора 10% воздуха за первой ступенью компрессора

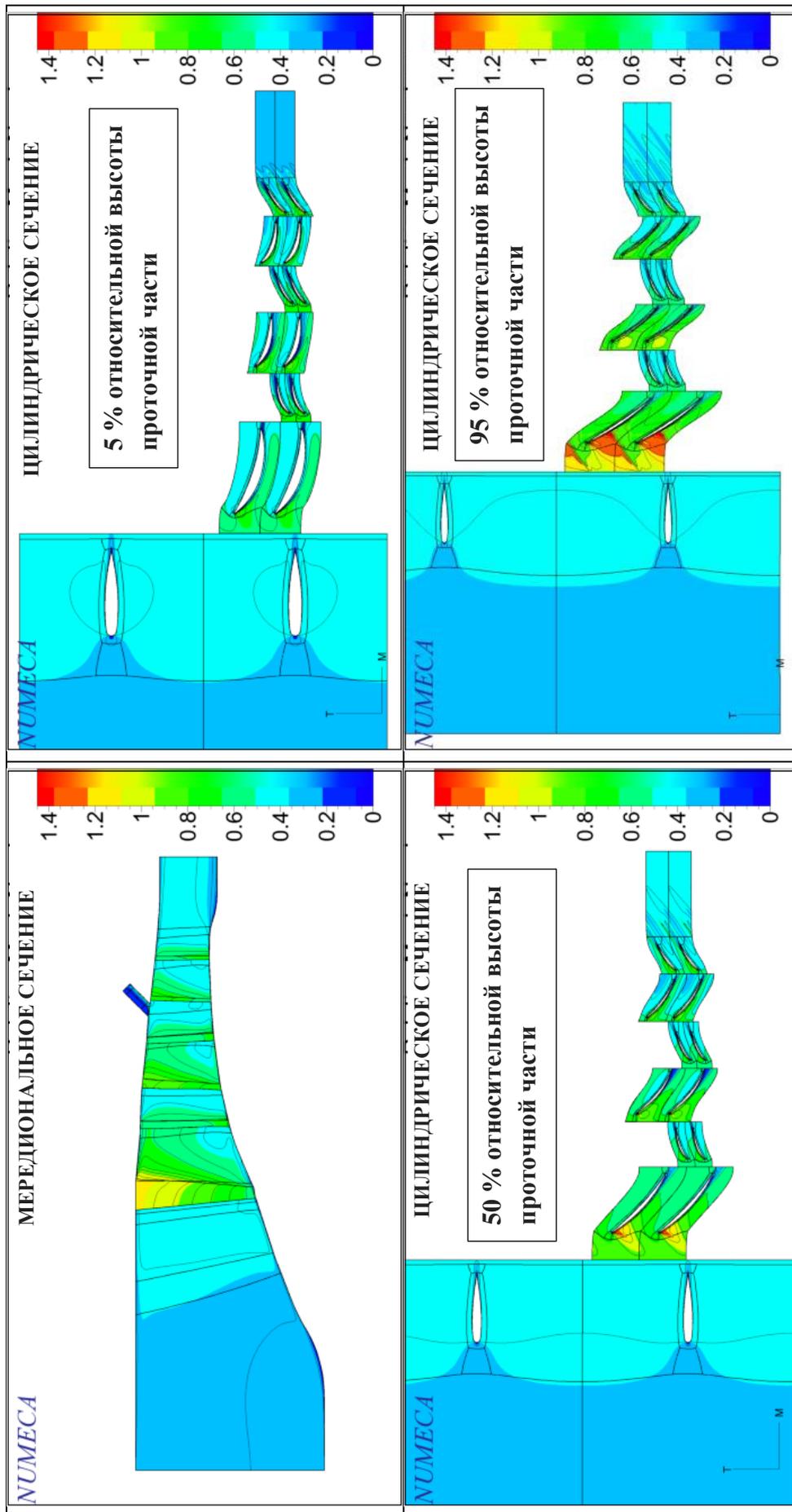


Рисунок Б.11 – Рассчитанные поля чисел Маха, полученные с помощью численной модели пневмомороза, модернизированного девятым способом за счёт отбора 5 % воздуха за второй ступенью компрессора

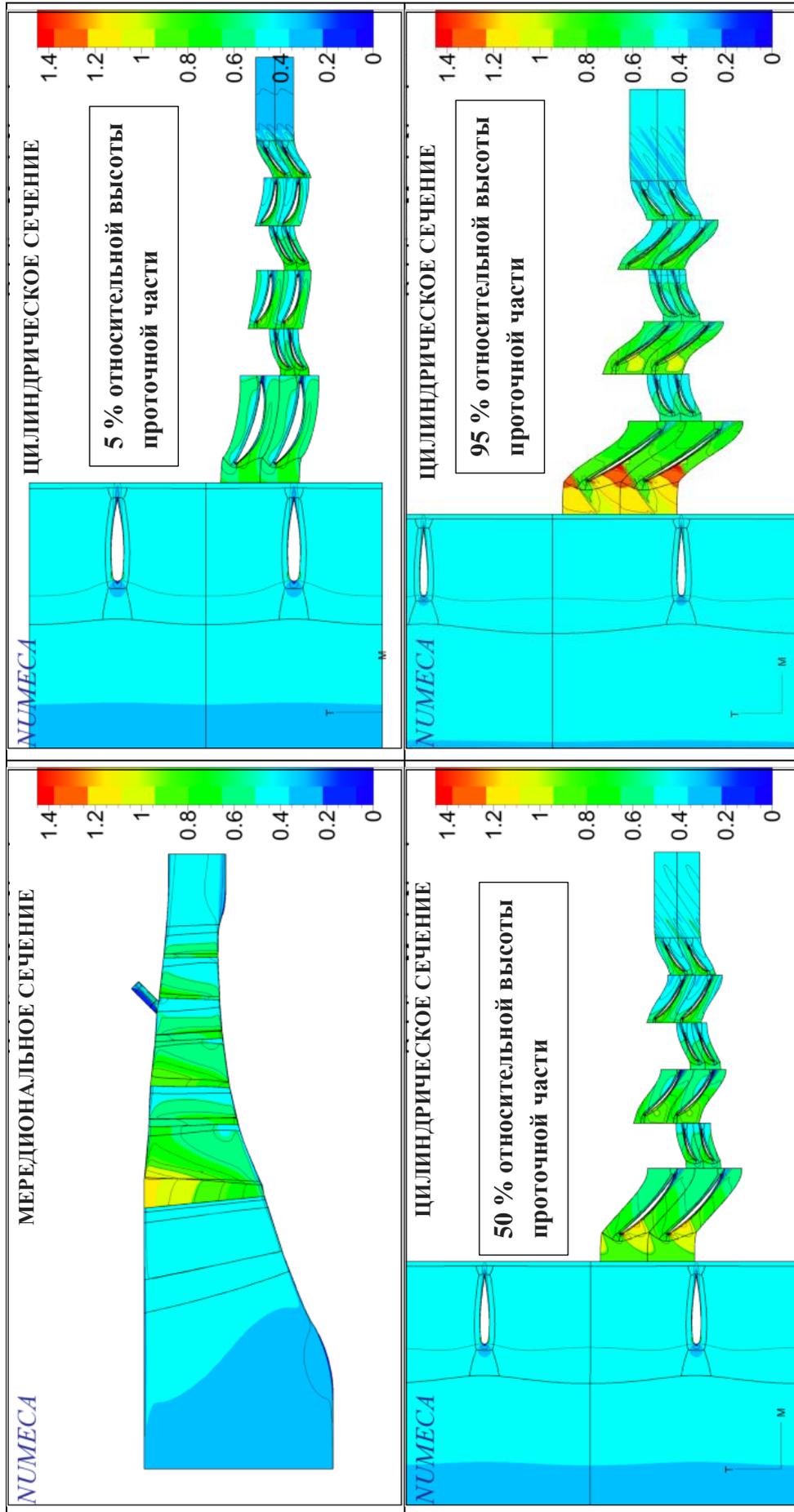


Рисунок Б.12 – Рассчитанные поля чисел Маха, полученные с помощью численной модели пневмомоза, модернизированного десятым способом за счёт отбора 10 % воздуха за второй ступенью компрессора

Приложение В

Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2019663600

**«Программа определения условий совместной работы  
воздушного тормозного устройства и газотурбинного двигателя  
Determination of the joint operating conditions for air dynamometer  
and gas turbine engine»**

Правообладатель: *федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение высшего образования "Самарский  
национальный исследовательский университет имени академика  
С.П. Королева" (RU)*

Авторы: *см. на обороте*

Заявка № 2019662573

Дата поступления 11 октября 2019 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 21 октября 2019 г.

*Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности*

*Г.П. Излиев* Г.П. Излиев

