

УДК 621.452.3

Перепрофилирование трехступенчатого осевого компрессора с помощью методов математической оптимизации

Батурин О.В.*, **Попов Г.М.****, **Горячкин Е.С.*****, **Смирнова Ю.Д.******

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П.

Королева, СГАУ, Московское шоссе 34, Самара, 443086, Россия

**e-mail: oleg.v.baturin@gmail.com*

***e-mail: grishatty@gmail.com*

****e-mail: evgeni0063@yandex.ru*

*****e-mail: y.d.smirnova@ya.ru*

Аннотация

В работе приводятся результаты поиска рациональной формы лопаток компрессора низкого давления промышленной газотурбинной установки с помощью методов вычислительной газовой динамики и методов многокритериальной математической оптимизации. Особенность решаемой задачи заключается в том, что повышение эффективности компрессора следовало добиться при увеличении степени сжатия на 2% и снижении расхода воздуха на 8% относительно параметров исходного двигателя. При этом следовало максимально сохранить элементы конструкции последнего. В ходе выполнения работы была разработана и верифицирована расчетная модель рабочего процесса в исследуемом компрессоре в программном комплексе *Numeca*, разработан алгоритм автоматизированного изменения формы лопатки с помощью малого числа переменных при сохранении ее

напряженно - деформированного состояния, что позволило сократить число варьируемых переменных более чем вдвое. В результате проделанного исследования была найден такой вариант исполнения компрессора, который позволяет увеличить его КПД на 1,3% (абс.).

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, осевой компрессор, численное моделирование, оптимизация, расчетная модель, эффективность, IOSO, профиль лопатки.

В настоящий момент выпуск новых летательных аппаратов в России исчисляется десятками штук. Значительная часть самолетов, построенных во времена СССР, выработали ресурс, выводятся из эксплуатации и заменяются современными иностранными образцами (*Boeing, Airbus* и т.д.). По этой причине спрос на продукцию российских двигателестроительных предприятий сильно упал, и вынудил их искать новые рынки для своей продукции. Основным направлением экспансии данных фирм стал рынок наземных газотурбинных установок (ГТУ), предназначенных для привода компрессоров, перекачивающих газ по газопроводам, газа или выработки электричества. Повысившееся внимание большинства российских двигателестроительных предприятий к данному сегменту, совпавшее с необходимостью замены, построенных во времена СССР установок и появлением на российском рынке иностранных соперников в лице фирм *Siemens, Alstom* и др. привело к сильной конкуренции.

Одним из заметных участников рынка российских ГТУ является ОАО "Кузне-

цов" [1], находящееся в Самаре. Эта фирма выпускает семейство ГТУ для привода газоперекачивающих агрегатов и электростанций мощностью от 4 до 32 МВт. Важное место в этой линейке занимает двигатель НК-36СТ мощностью 25МВт (рис.1). Он выполнен по схеме со свободной турбиной и имеет трехвальный газогенератор, разработанный на базе авиационного двухконтурного двигателя (ТРДД).

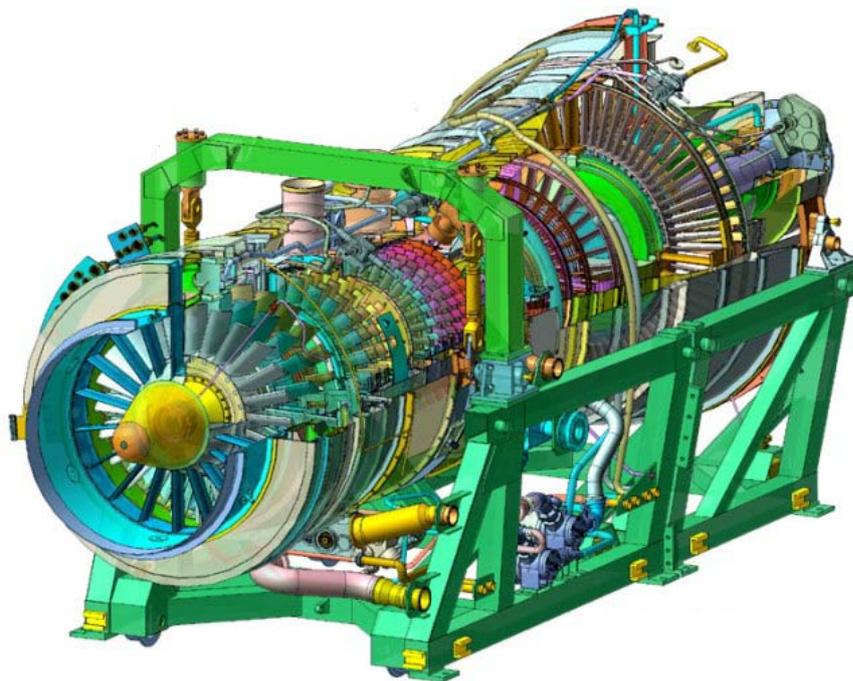


Рисунок 1 – Двигатель НК-36СТ [2]

Для повышения привлекательности данного двигателя у заказчиков, ОАО "Кузнецов" совместно с Самарским государственным аэрокосмическим университетом (СГАУ) [3] при поддержке Правительства РФ (работы в рамках постановления № 218 от 09.04.2010) разработали вариант модернизации НК-36СТ, который обеспечивает повышение общего КПД двигателя на 3% при сохранении мощности базового варианта и максимальном использовании элементов конструкции базового двигателя. Увеличение эффективности двигателя планируется достигнуть за счет роста

суммарной степени сжатия на 22%, увеличения КПД всех турбомашин в среднем на 2%. Рост эффективности двигателя при неизменной относительно прототипа мощности потребовал сокращения расхода воздуха через двигатель на 8% [4]. В результате было сформировано технические задания на совершенствование всех узлов двигателя.

В частности, перед коллективом авторов статьи была поставлена цель найти пути модернизации трехступенчатого осевого компрессора низкого давления (КНД) двигателя НК-36СТ (рис. 2), которые обеспечивают рост его КПД на 1,5% (абс.) при увеличении степени повышения давления на 4%, частоты вращения на 2% и снижении расхода рабочего тела на 8% относительно параметров исходного двигателя НК-36СТ. Поставленная цель должна быть достигнута при сохранении неизменными всех диаметральных и осевых размеров проточной части компрессора, а также сохранении приемлемых запасов прочности всех элементов конструкции.

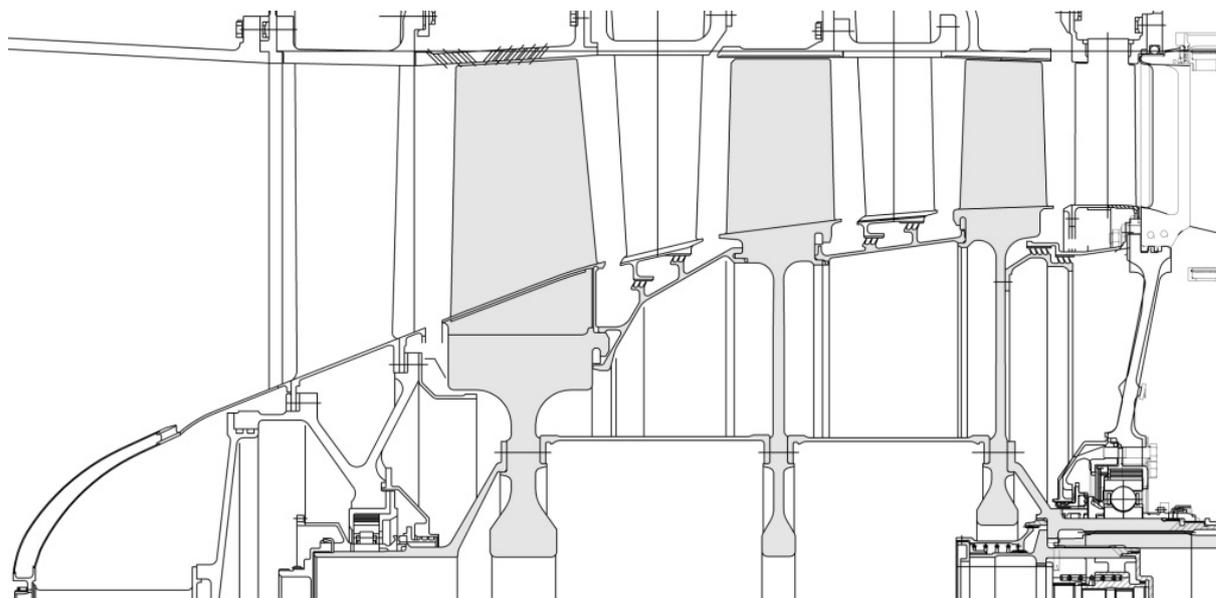


Рисунок 2 – Модернизируемый компрессор низкого давления

Достигнуть поставленную цель планируется за счет полного перепрофилирования лопаточных венцов исходного компрессора НК-36СТ (рис. 2) при сохранении неизменными всех диаметров проточной части. Такой подход позволит полностью сохранить его конструкцию за исключением непосредственно рабочих и направляющих лопаток, которые придется изготовить заново.

Данное решение выглядит неизбежным, поскольку лопатки исходного компрессора были получены из лопаток вентилятора авиационного ТРДД, на базе которого был создан двигатель НК-36СТ путем простого отсечения той части, которая работала на второй контур. Это решение безусловно снизило затраты при изготовлении лопаток КНД НК-36СТ, но в результате привело к тому, что данный узел был далек от совершенства, так как форма профилей оптимизировалась для совершенно других условий работы. При планируемой модернизации изменяются частота вращения ротора, необходимая степень сжатия и расход рабочего тела, что не только отдалит компрессор от оптимума, но и вероятно выведет его за границу устойчивой работы (из-за существенного сокращения расхода воздуха). Таким образом, полное перепрофилирование является не только необходимым условием достижения высокой эффективности КНД, но и его нормального функционирования в целом.

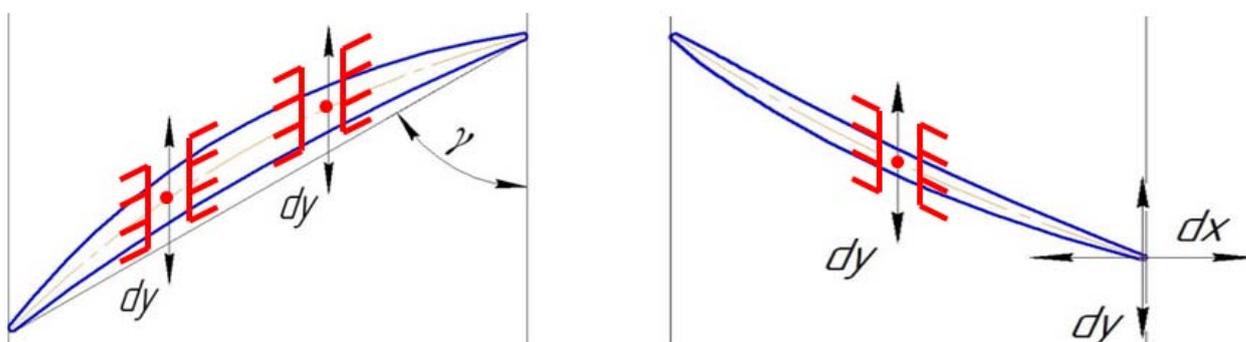
Таким образом, для достижения поставленной цели необходимо найти такие формы лопаток КНД, которые обеспечивают подвод к потоку необходимой работы при выдерживании оптимальных, с точки зрения уменьшения потерь, уровней скоростей и диффузорностей каналов, а также согласование потока между соседними лопаточными венцами по углам натекания.

Для достижения поставленной цели было принято решение использовать программу оптимизации *IOSO* [5, 6, 7] совместно с программным комплексом *NUMECA*, основанным на решении 3D уравнений Навье – Стокса, осредненных по Рейнольдсу методом конечных объемов [8]. Выбор *NUMECA* обусловлен наличием специальных модулей для качественного моделирования рабочих процессов турбомашин. Следует отметить, что упомянутые комплексы были использованы как готовые коммерческие продукты. Никакие изменения в алгоритмы их работы авторами не вносились. Описания физических и математических моделей, а также алгоритмов расчета, применяемых в упомянутых программах, можно найти в работах авторов данных продуктов [7, 8]. Обстоятельством, повлиявшим на выбор *IOSO* в качестве оптимизатора при решении поставленной задачи, было наличие большого числа положительных примеров ее использования именно в области усовершенствования рабочего процесса турбомашин [9, 10, 11].

Для изменения формы профиля лопатки в процессе оптимизации был использован несколько модифицированный подход, описанный в работе [10]. Средняя линия профиля представлялась в виде сплайна, проходящего через четыре (для рабочего колеса) или три (для направляющего аппарата) контрольных точки. Крайние точки сплайна соответствовали центрам входной и выходной кромок. Остальные точки были равномерно расположены вдоль сплайна. Изменение формы средней линии рабочей лопатки и взаимного положения сечений друг относительно друга производилось за счет перемещения средних контрольных точек сплайнов в окружном направлении в глобальной системе координат, а также за счет варьирования углом ус-

тановки профиля γ (рис.3, а). Данное решение позволило сохранить значения хорд лопаток в контрольных сечениях, что важно с точки зрения сохранения напряженно - деформированного состояния.

Профиль направляющей лопатки изменялся за счет перемещения средней точки сплайна в окружном направлении и перемещения точки выходной кромки вдоль обеих координат (рис.3, б).



Рабочая лопатка

Направляющая лопатка

Рисунок 3 – Схема изменения формы средней линии профиля лопатки

Геометрия лопаток модернизируемого компрессора строилась на основе геометрии базового КНД НК-36СТ. Для этого во всех контрольных сечений были найдены формы средних линий как геометрическое место центров вписанных в профиль окружностей. Затем, измеряя расстояние от средней линии до поверхности профиля, было получено распределение толщин вдоль хорды исходной лопатки. Данная информация использовалась для того, чтобы сформировать новую форму лопатки после изменения геометрии средней линии [12].

Алгоритм перестройки профиля лопатки по высоте с помощью описанных выше подходов был реализован в программе *Profiler*, разработанной на кафедре тео-

рии двигателей летательных аппаратов СГАУ [13, 14].

Данная программа позволяет преобразовать таблицу координат, которая в рабочем чертеже описывает форму лопатки, в текстовые файлы исходных данных для построения расчетных моделей турбомашин в программах *NUMECA* и *TurboGrid*. Также в программе *Profiler* предусмотрена возможность изменения формы средней линии лопатки по алгоритму изложенному выше. Внешний вид интерфейса программы *Profiler* приведен на рис. 4.

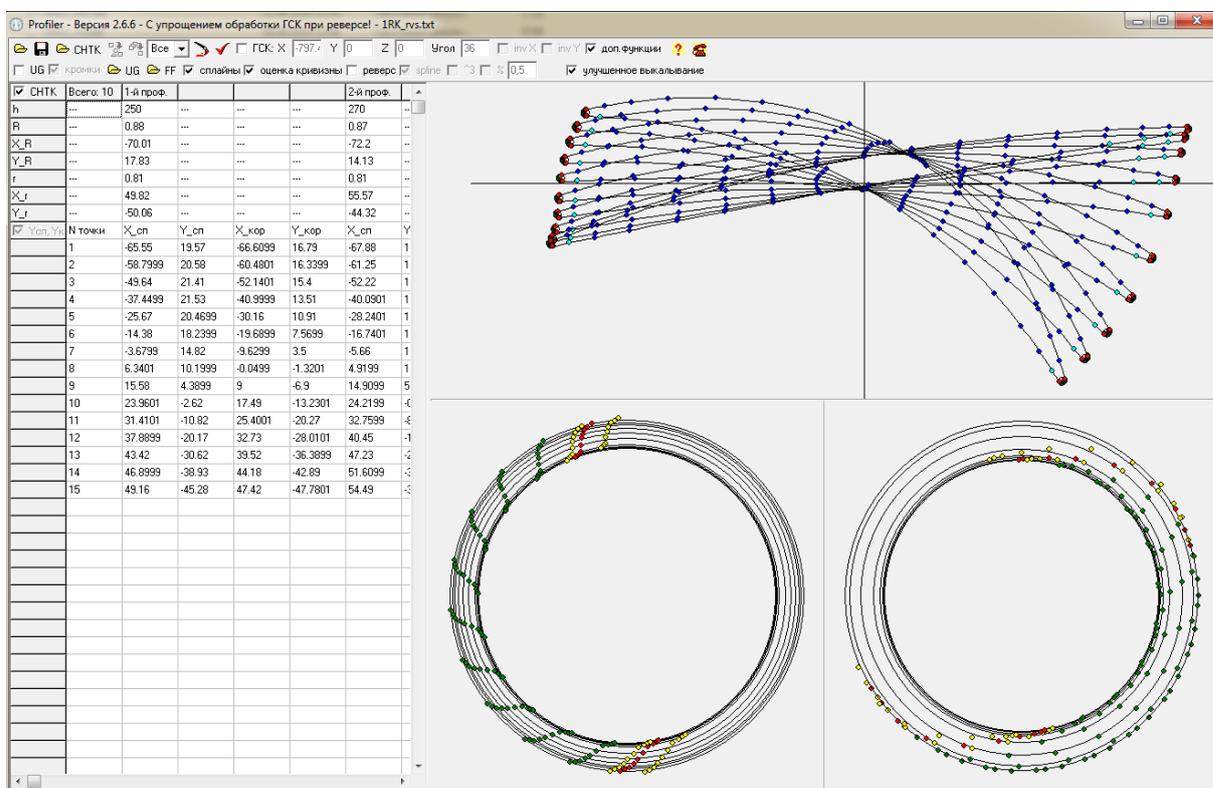


Рисунок 4 – Программа *Profiler*

Для проведения оптимизации рассматриваемого компрессора была разработана численная модель его рабочего процесса в программном комплексе *NUMECA* [8]. Исходная геометрическая модель расчётной области была построена на основе конструкторской документации, предоставленной ОАО "Кузнецов" и содержала в себе

домены входной и выходной областей, входного направляющего аппарата, рабочих колёс, направляющих аппаратов (Рис. 5). Геометрия перьев передавалась в *NUMECA* в виде текстовых файлов в формате *.geomTurbo*, которые предварительно были сформированы в программе *Profilер*, описанной выше.

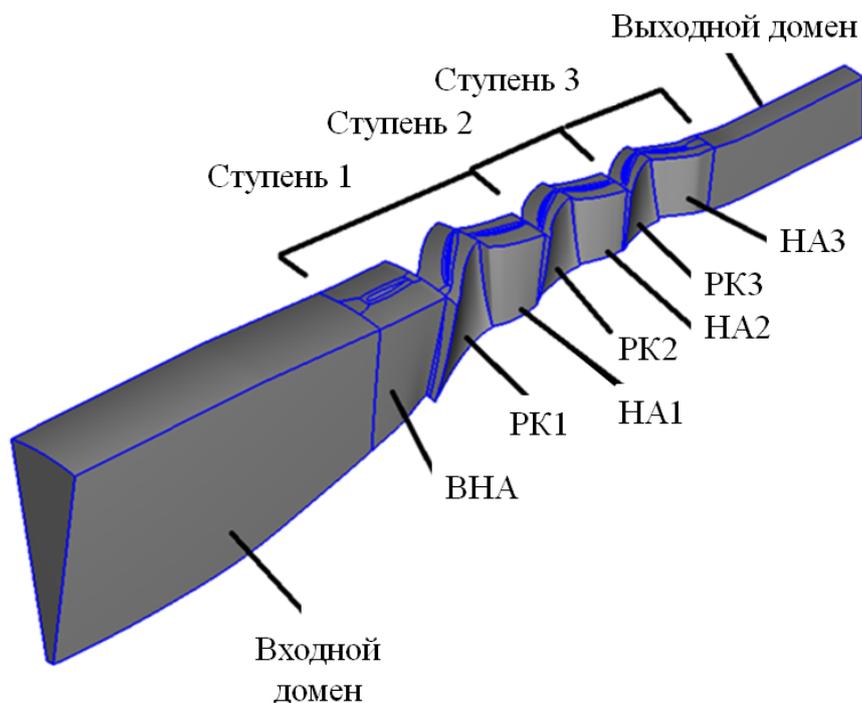


Рисунок 5 – Геометрическая модель расчётной области КНД

Расчетная модель КНД учитывала наличие радиальных зазоров над рабочими лопатками, величины которых были приняты по рекомендации ОАО "Кузнецов". Также модель учитывала наличие отбора рабочего тела за рабочим колесом первой ступени в размере 2% от расхода воздуха через компрессор.

При создании численной модели моделей рабочего процесса в компрессоре использовались следующие допущения.

- Течение в каждом лопаточном венце (ЛВ) обладало свойством цикличе-

ской симметрии. То есть, течения во всех межлопаточных каналах в пределах одного ЛВ одинаковы. Поэтому все модели содержали только по одному межлопаточному каналу с периодическими граничными условиями на боковых поверхностях.

- Расчет велся в стационарной постановке.
- Геометрия лопаток учитывала их деформацию под действием действующих на нее нагрузок. При этом считалось, что втулочное сечение не деформируется, а периферийное сечение поворачивается на некоторый угол δ . В остальных сечениях изменение угла поворота сечения рассчитывалось по линейному закону. Величина угла δ была найдена в результате прочностного расчета по стержневой модели [15].
- В качестве рабочего тела использовался идеальный газ со свойствами сухого воздуха.
- В расчете учитывалось, что величины вязкости и изобарной теплоемкости рабочего тела зависят от его температуры.
- Турбулентность считалась изотропной по всем направлениям. Для ее моделирования была использована модель $k-\varepsilon$ (*Low Re Yang-Shih*).
- Теплообмен между стенками проточной части и потоком не учитывался из-за быстрого протекания рассматриваемого процесса.

Созданная модель была разделена на конечные объемы блочно-структурированной сеткой с помощью внутренних средств программы *NUMECA*. Для доказательства независимости результатов расчета, от параметров сетки конеч-

ных элементов были созданы две сеточные модели: "легкая модель" содержала всего 500 тыс. конечных объемов. В среднем на один ЛВ приходилось 90 тысяч конечных объемов. Максимальное значение параметра y^+ для данной сетки составило 12. Вторая - "тяжелая модель" содержала в себе 2,1 млн. конечных объемов. В среднем на один ЛВ приходилось 300 тысяч конечных объемов. Максимальное значение параметра y^+ для данной сетки составило 5. Величина минимальной скошенности для нее в трёхмерной сетке составила 32 градуса. Среднее значение параметра *Aspect Ratio* было равно - 2000. Для повышения качества описания процессов в пограничных слоях в обеих моделях при описании турбулентности была применена опция *Extended Wall Function*.

Внешний вид "тяжелой модели" рабочего процесса исходного КНД НК-36СТ представлен на рис. 6 и 7. Сравнительное изображение сеток "тяжелой" и "легкой" моделей показано на рис. 8.

В качестве граничных условий на входе в КНД задавалось значение полного давления $p^* = 101,325 \text{ кПа}$ и полной температуры $T^* = 288,15 \text{ К}$, направление потока на входе в расчетную область было задано осевым. Параметры турбулентности на входной границе $k = 5 \text{ м}^2/\text{с}^2$, $\varepsilon = 30000 \text{ м}^2/\text{с}^3$.

В рассматриваемой расчетной области выделялись области пространства вокруг рабочих и направляющих лопаток. Область вокруг НА рассчитывалась в неподвижной системе координат. Область вокруг РК рассчитывалась во вращающейся системе координат, скорость вращения которой совпадает с частотой вращения ротора.

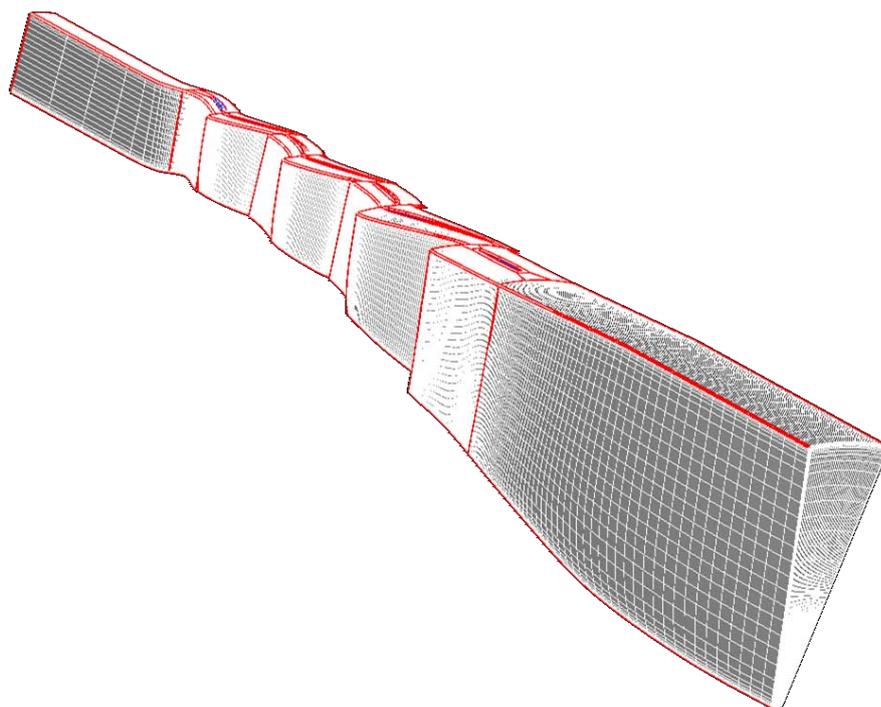
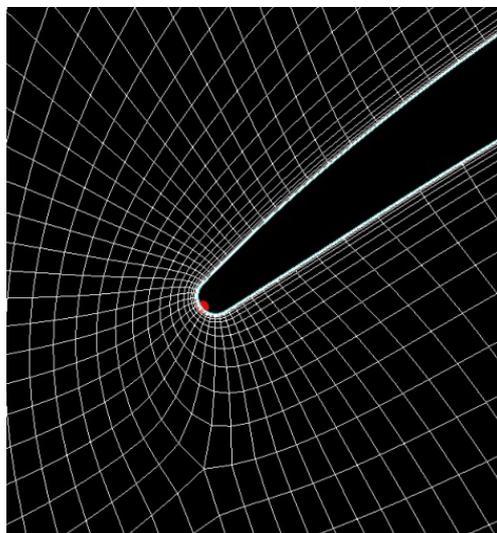
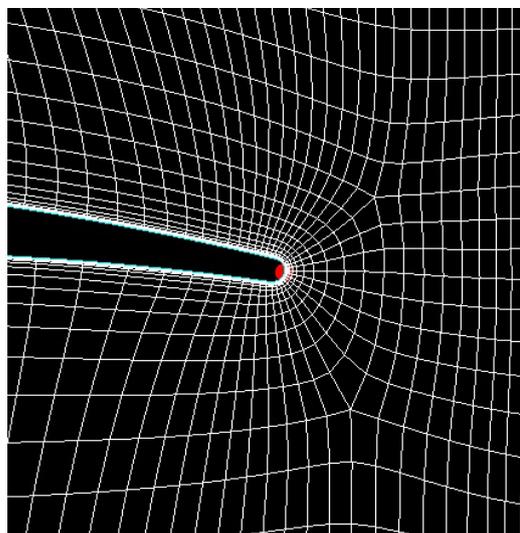


Рисунок 6 – Сетка конечных элементов "тяжелой" численной модели исследуемого компрессора



а)



б)

Рисунок 7 - Сетка конечных объемов «тяжелой» численной модели вблизи входной (а) и выходной кромок (б) лопаток компрессора

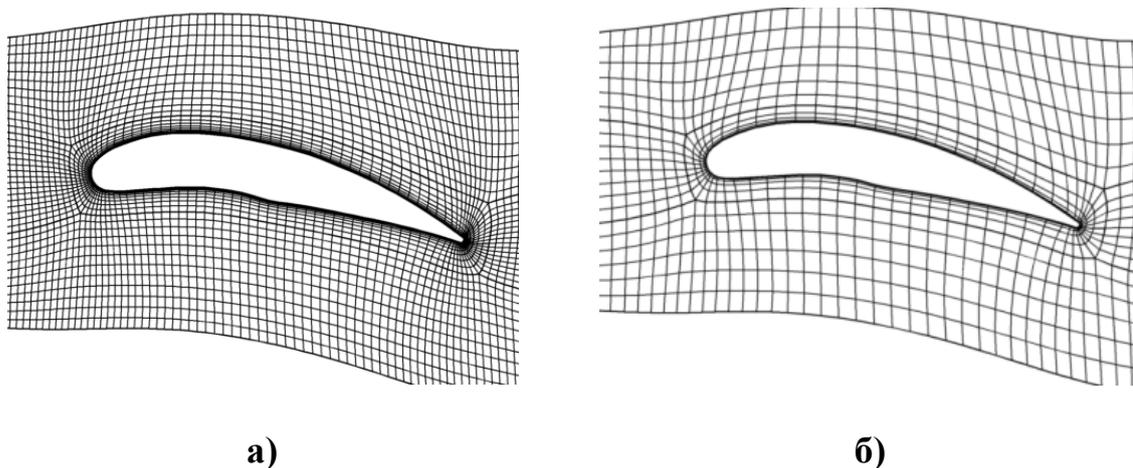


Рисунок 8 - Сравнительное изображение сеток конечных объемов "тяжелой" (а) и "легкой" (б) моделей

Для передачи данных между областями НА и РК применялся встроенный в программный комплекс *NUMECA* интерфейс *Full Non Matching Mixing Plane*. Он усредняет параметры потока в окружном направлении в области расположенной выше по течению и передает в качестве граничного условия в область, расположенную ниже по течению.

Для оценки качества созданных расчетных моделей, в программе *Numeca Fine Turbo* с их помощью были рассчитаны напорные ветки характеристики КНД исходного двигателя НК-36СТ при частотах вращения ротора $n=84, 92$ и 100% об/мин (частота вращения $n=100\%$, соответствует работе ГТУ при мощности на выходном валу 25МВт). Полученные результаты были сопоставлены с данными экспериментального исследования рассматриваемого компрессора, предоставленными ОАО "Кузнецов". Данная информация не содержала никаких подробных сведений об испытательном оборудовании, методах обработки результатов эксперимента, что не позволило достоверно оценить погрешность экспериментальных данных и затруд-

нило оценку адекватности численной модели.

Результаты сопоставления приведены на рис. 9. На нем приведены безразмерные характеристики КНД НК-36СТ в виде двух зависимостей: относительной степени сжатия и относительного КПД от относительного расхода воздуха через компрессор.

Под относительными параметрами на рис 9. и далее в тексте статьи понимаются отношение соответствующих физических переменных к их значениям для КНД двигателя НК-36СТ на номинальном режиме работы ($n=100\%$).

Относительный расход рабочего тела:

$$\bar{G} = \frac{G}{G_{36}},$$

где G - измеренное значение расхода воздуха, G_{36} - расход воздуха через КНД двигателя НК-36СТ при $n=100\%$.

Относительная степень сжатия:

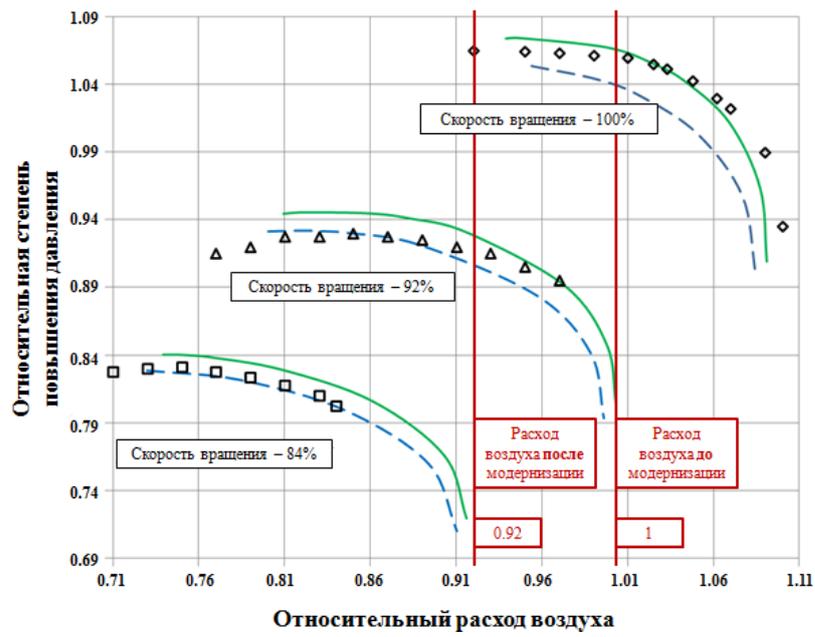
$$\bar{\pi}_k^* = \frac{\pi_k^*}{\pi_{k36}^*}$$

где π_k^* - измеренное значение степени сжатия, π_{k36}^* - степень сжатия КНД двигателя НК-36СТ при $n=100\%$.

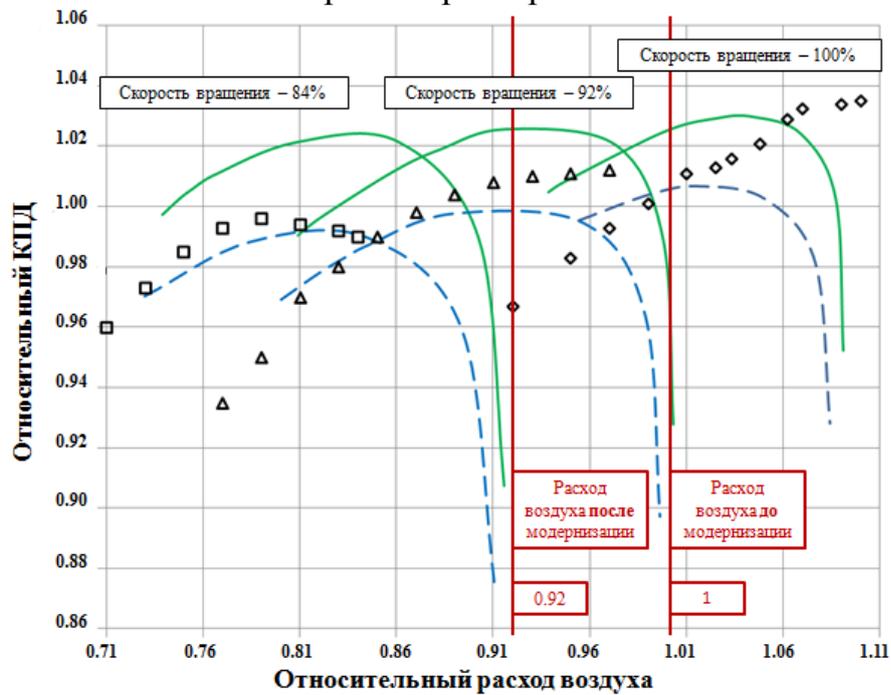
Относительный КПД:

$$\bar{\eta}_k = \frac{\eta_k}{\eta_{k36}}$$

где η_k - измеренное значение КПД компрессора, η_{k36} - КПД КНД двигателя НК-36СТ при $n=100\%$.



Напорная характеристика



□ Эксперимент — "Тяжелая" модель - - "Легкая" модель

КПД характеристика

Рисунок 9 - Сопоставление экспериментальной и расчетных относительных характеристик КПД двигателя НК-36СТ, полученных с помощью разных расчетных моделей

При расчете характеристики граница срыва определялась как точка с минимальным расходом рабочего тела, при котором удалось получить сошедшееся решение.

Как видно из рис. 9 обе численные модели показывают результаты, количественно несколько отличающиеся от данных эксперимента. И если отличие по величине степени сжатия для обеих моделей в основном не превышает 0,06 (абс.), то отличие по КПД более значительно и достигают по величине 3,5% (абс.). Наибольшее расхождение между данными эксперимента и расчета по КПД наблюдаются при частоте вращения $n=100\%$. Главной причиной расхождения здесь следует назвать сомнительную достоверность экспериментальной КПД характеристики при частоте вращения $n=100\%$. Действительно, при приближении компрессора к запиранию (правая ветвь характеристики) КПД компрессора там должен снижаться из-за потерь, связанных со скачками уплотнения, в то время как в эксперименте он возрастает.

Причина заметной погрешности численного расчета может заключаться в недостаточно точном учете деформаций лопаток, которые при столь большой их высоте будут значительными. В данном же расчете использовалась упрощенная стержневая модель с линейным распределением деформаций по высоте лопатки.

Сопоставляя кривые на рис.9, полученные с помощью разных расчетных моделей с данными эксперимента, можно заключить, что, несмотря на заметное количественное отличие, данные зависимости качественно мало отличаются. Причем хорошее качественное совпадение с данными эксперимента показывают обе расчетные

модели. Данный факт говорит о достижении сеточной сходимости и о том, что обе модели хотя и не позволяют точно определить количественное значение максимальной эффективности компрессора, но позволяют с большой точностью найти такое соотношение его параметров, при которых этот максимум будет иметь место. Таким образом, обе созданные модели являются пригодными для поиска повышения эффективности компрессора с помощью методов оптимизации.

Здесь также следует отметить, что кроме некоторого количественного расхождения между результатами показанными «тяжелой» и «легкой» моделями, они отличаются временем расчета. Время расчета одной точки характеристики с помощью тяжелой модели составляет 50 минут, а с помощью легкой - 10 минут.

Учитывая сказанное выше, была разработана следующая стратегия поиска оптимальной конфигурации компрессора. На первом этапе с помощью «легкой» модели и применения методов оптимизации был найден наилучший вариант его исполнения. Затем, с помощью «тяжелой» модели, показывающей лучшее совпадение с данными эксперимента, для выбранного исполнения рассчитывались характеристики.

На основе описанных выше работ был сформирован алгоритм оптимизации формы лопаток компрессора в новых условиях работы (рис. 10), описанный ниже.

Программа *IOSO* формирует блок исходных данных, на основании которых программа *Profiler* формирует новую геометрию лопатки и передает их в виде текстового файла в *NUMECA*. Там, на базе полученной информации, создается расчетная модель и, производится расчет течения в ней, в результате которого определя-

ются величины КПД и других параметров компрессора. IOSO на основании данных расчета, а также предыдущих обращений к численной модели, формирует новое сочетание исходных данных и, процесс повторяется до достижения искомого экстремума.

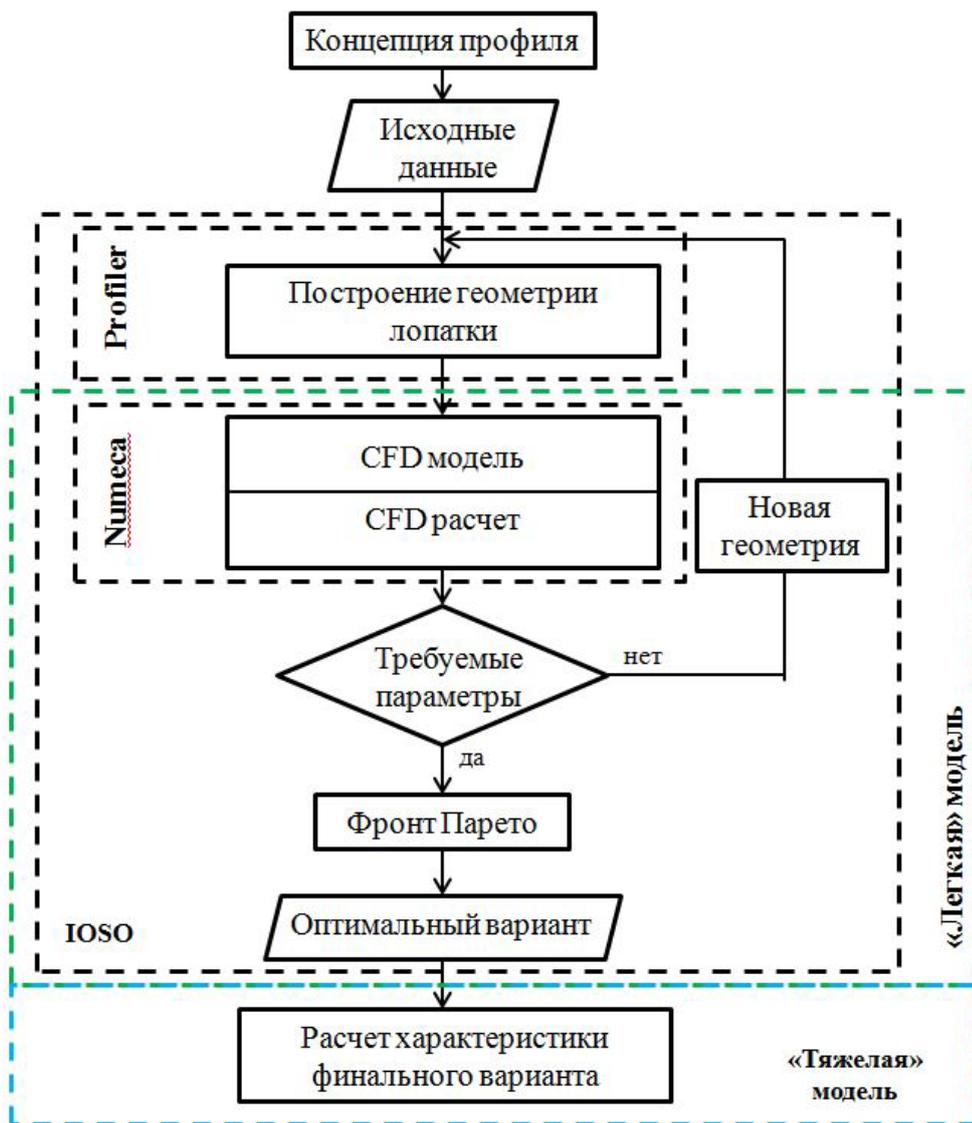


Рисунок 10 - Алгоритм поиска оптимальной формы лопаток КНД с использованием программного комплекса *IOSO*

Задача оптимизации решалась в двухкритериальной постановке. В качестве

критериев оптимизации были выбраны (рис. 11):

- увеличение КПД КНД при частоте вращения ротора $n=102\%$ (относительно частоты вращения ротора исходного компрессора НК-36СТ);
- уменьшение относительного расхода воздуха через компрессор.

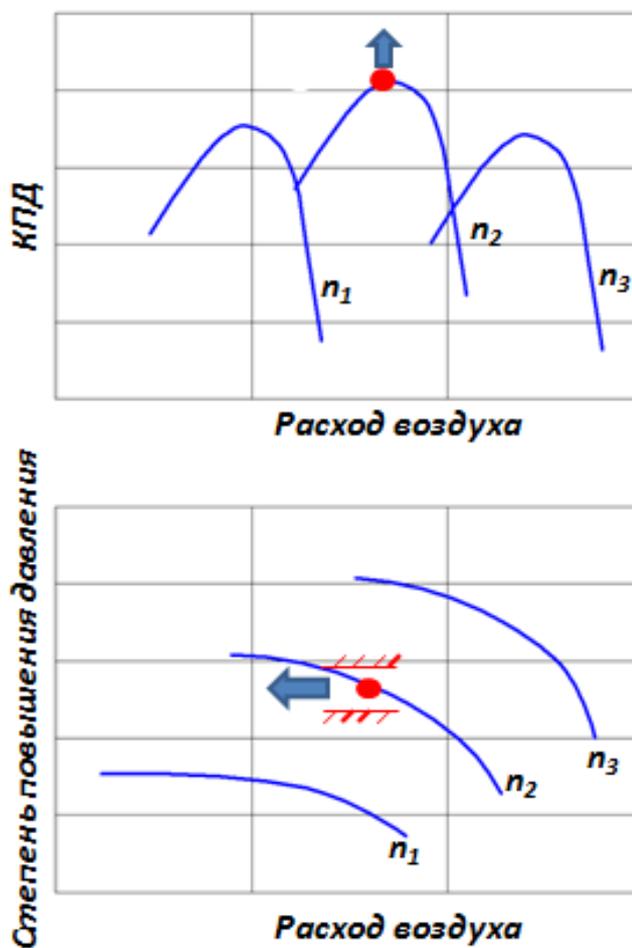


Рисунок 11 - Схематичная постановка задачи оптимизации

В ходе процесса оптимизации варьировались геометрические параметры каждой лопатки в трех контрольных сечениях (рис. 12) по алгоритму описанному выше. Изменение каждого сечения описывалось тремя переменными (рис. 3) за исключе-

нием втулочных сечений рабочих лопаток. У них угол установки оставался неизменным для сохранения размеров замкового соединения, хотя сама форма профиля изменялась. Общее число независимых переменных - 61. Все линейные размеры менялись относительно формы исходной лопатки в диапазоне $\pm 0,1 \cdot b$, где b - хорда профиля. Углы установки γ профиля изменялись в диапазоне $\pm 5^\circ$.

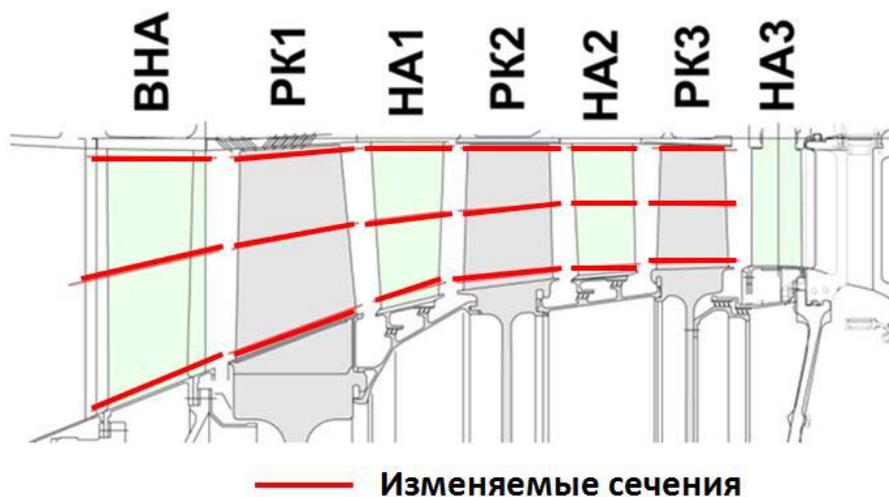


Рисунок 12 - Положение сечений лопаток, изменяемых в ходе оптимизации

При решении задачи оптимизации задавались ограничения, определяющие положение рабочей точки на характеристике КНД в процессе решения задачи оптимизации:

- минимальное значение относительного расхода воздуха в проектной точке ограничивалось диапазоном: $0,91 \leq \bar{G} \leq 0,96$;
- относительная степень повышения полного давления в проектной точке выдерживалась в заданном диапазоне: $1,009 < \overline{\pi_K^*} < 1,046$;
- изменение угла потока на выходе из КНД относительно исходного ком-

прессора ограничилось в диапазоне $\pm 5^\circ$.

Последние ограничение связано с желанием сохранить условия натекания на элементы компрессора следующего каскада.

Для решения поставленной задачи оптимизации, программному комплексу *IOSO* потребовалось 1884 обращения к расчётной модели.

В результате было получено множество Парето неулучшаемых критериев по двум критериям – относительный КПД $\overline{\eta}_k$ и относительный расход рабочего тела через компрессор \overline{G} (рис.13).

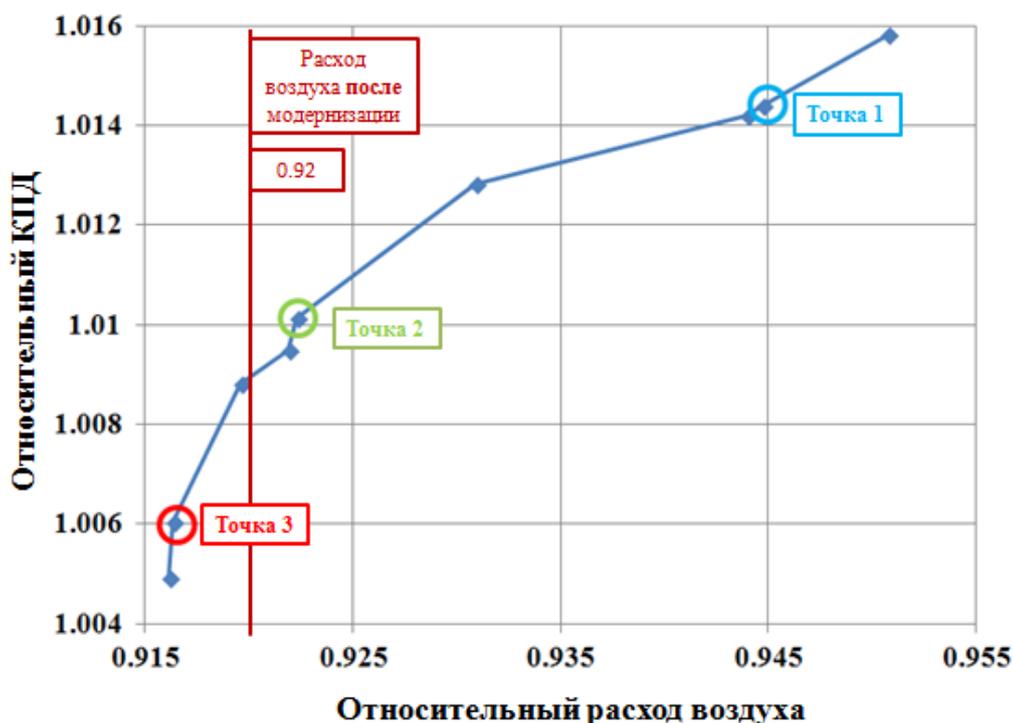


Рисунок 13 - Фронт Парето исследуемой задачи

Для проверки результатов оптимизации и анализа были выбраны три точки (рис. 13):

Точка №1 - расход рабочего тела - $G=1,03 \cdot G_0$; степень сжатия $\pi_k^* = 1,028 \cdot$

$\pi_{к36}^*$; КПД - $\eta = 1,034 \cdot \eta_0$.

Точка №2 - расход рабочего тела - $G=1,005 \cdot G_0$; степень сжатия $\pi_{к}^* = 1,018 \cdot$

$\pi_{к36}^*$; КПД - $\eta = 1,009 \cdot \eta_{36}$.

Точка №3 - расход рабочего тела - $G=G_0$; степень сжатия $\pi_{к}^* = 1,013 \cdot \pi_{к36}^*$;

КПД - $\eta = 1,005 \cdot \eta_{36}$.

Здесь под G_0 понимается требуемый расход рабочего тела через модернизированный компрессор, $\pi_{к36}^*$ - степень сжатия исходного компрессора двигателя НК-36СТ; η_{36} - КПД исходного компрессора двигателя НК-36СТ.

Для каждой точки были рассчитаны напорные характеристики при частоте вращения 102% от частоты вращения исходного КНД и сопоставлены с характеристикой исходного компрессора при $n=100\%$ (рис. 14).

Сопоставляя характеристики разных вариантов видно, что при требуемом расходе воздуха через компрессор все варианты обладают приблизительно одинаковым КПД. Причем данная величина на 1,3% (абс.) больше КПД исходного компрессора.

В качестве окончательного варианта исполнения компрессора был принят вариант №2, поскольку он позволяет получить требуемую степень сжатия (вариант №3 имеет меньшее значение), обладает большим КПД, чем вариант №1 и запасы устойчивой работы для данного варианта, не отличаются от запасов исходного компрессора.

Сравнение форм лопаток исходного КНД НК-36СТ с модернизированным вариантом приведено на рис. 15 и 16.

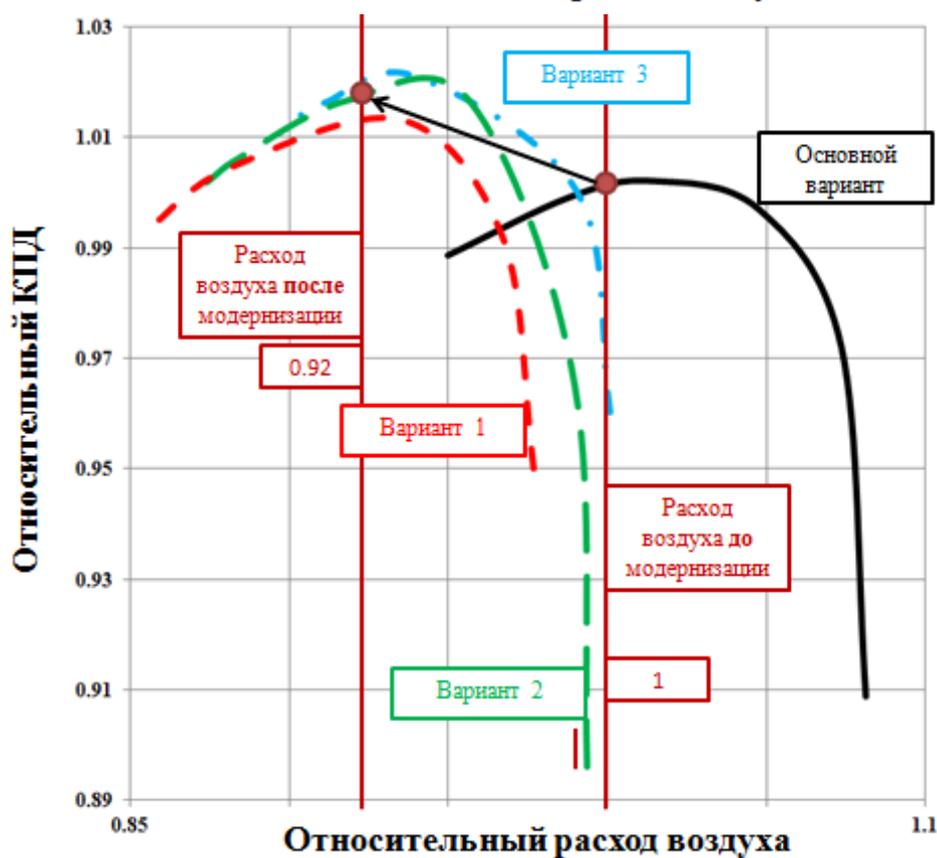
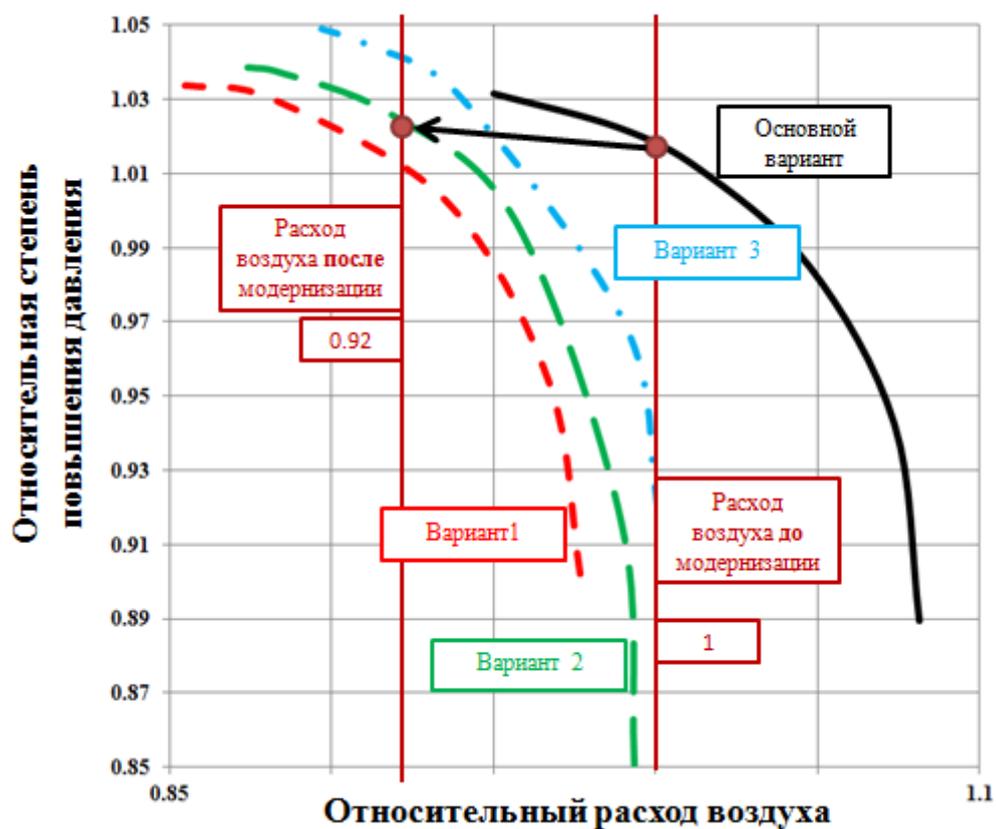


Рисунок 14 - Сравнение относительных характеристик выбранных вариантов КНД с характеристикой исходного компрессора

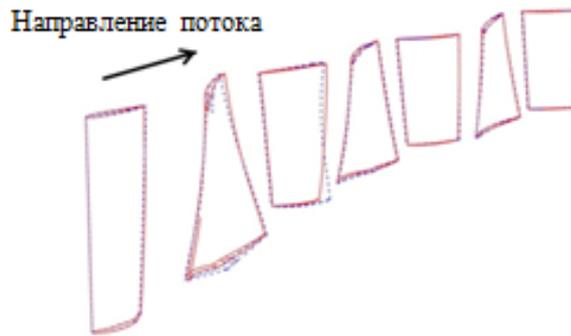


Рисунок 15 - Сопоставление форм лопаток исходного (пунктир) и модернизированного (сплошная линия) компрессора

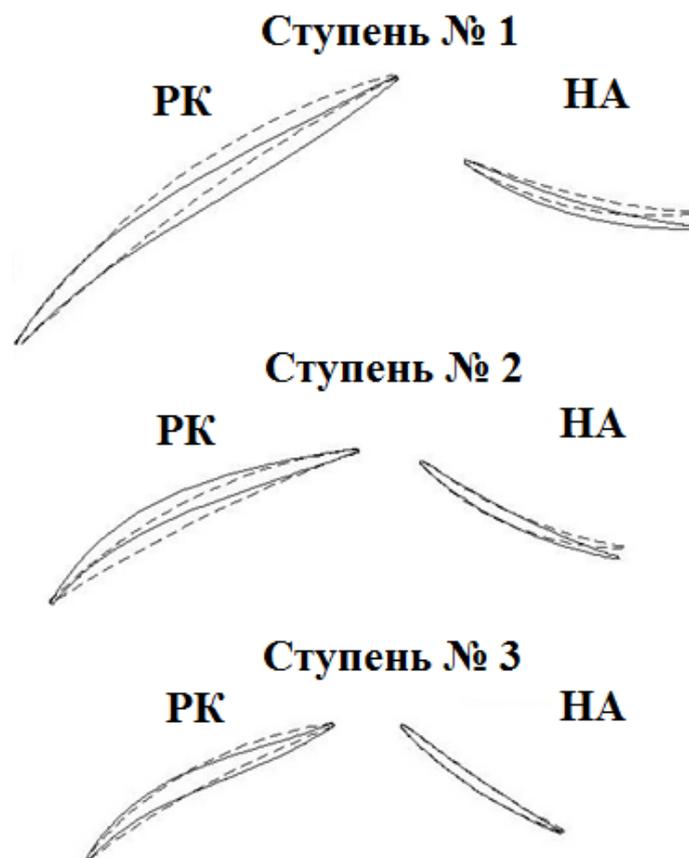


Рисунок 16 - Сопоставление форм профилей лопаток в среднем сечении исходного (пунктир) и модернизированного (сплошная линия) компрессора

Для того, чтобы понять причины изменения параметров модернизированного

компрессора были построены планы скоростей во всех ступенях. Сравнение планов скоростей исходного и модернизированного КНД показано на рис. 17. Сопоставление полей чисел Маха в межлопаточных каналах и меридиональном сечении исходного и модернизированного вариантов компрессора показано на рис. 18 и 19.

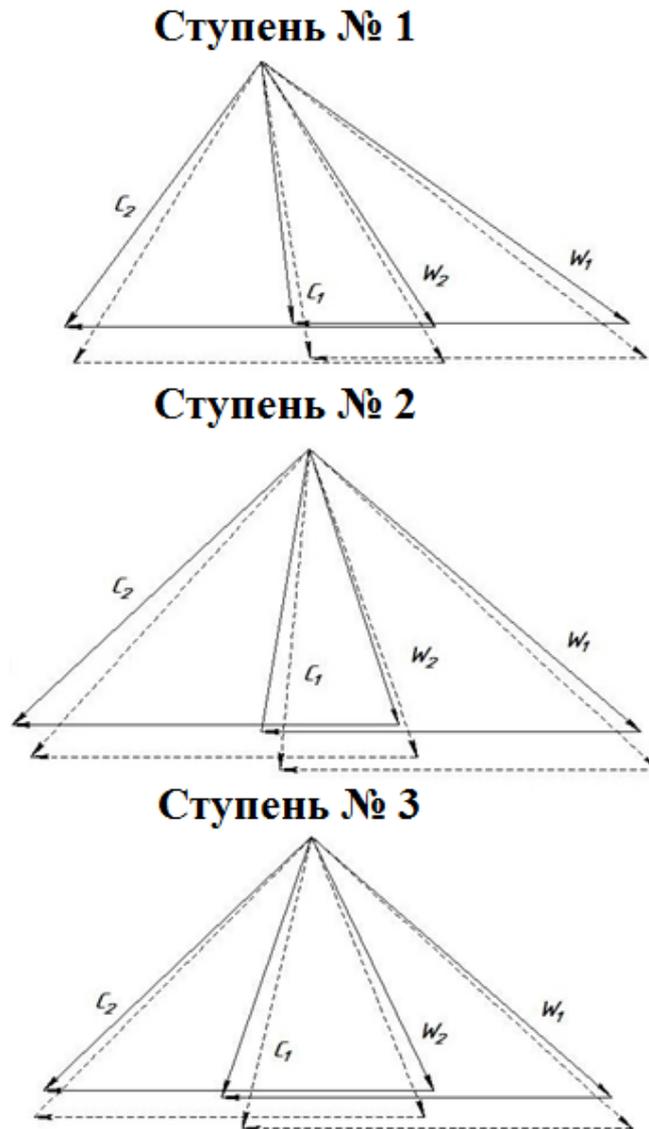
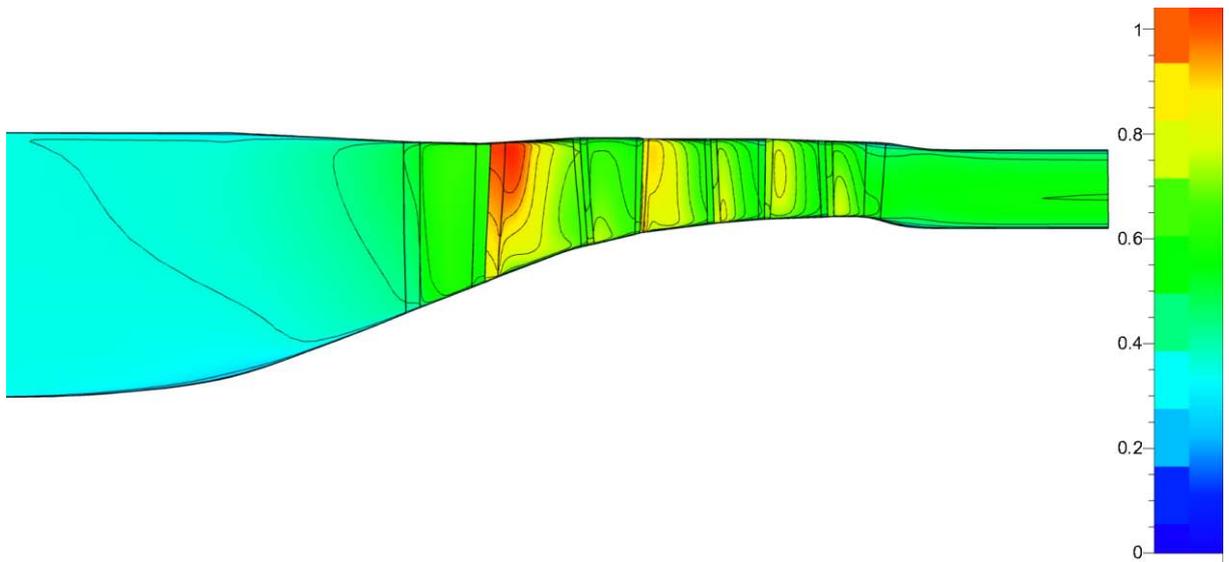
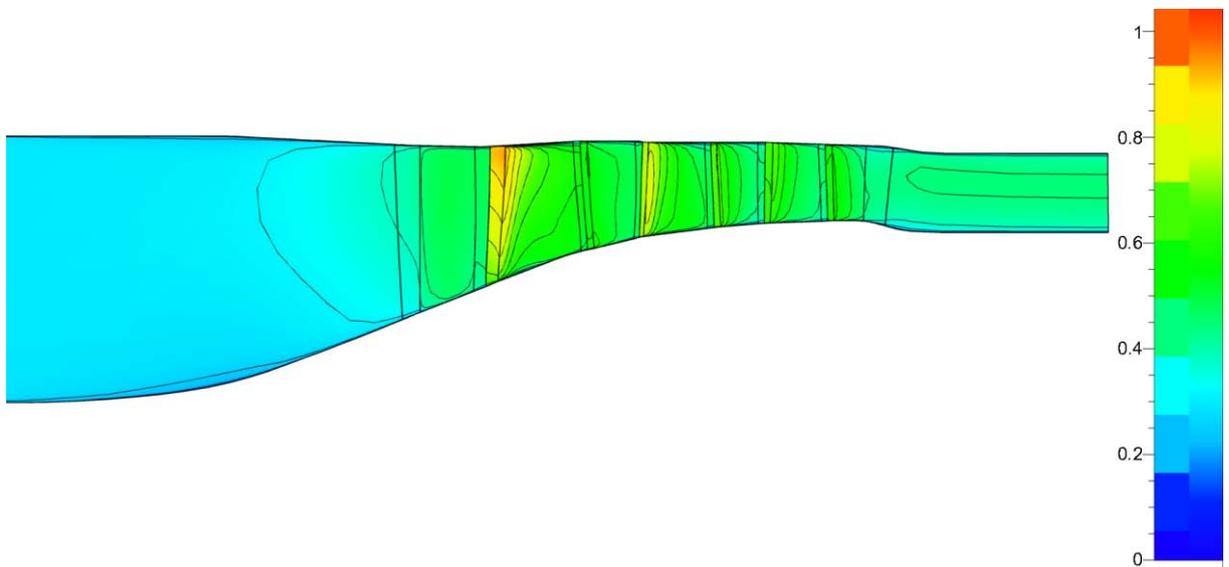


Рисунок 17 - Сопоставление планов скоростей в среднем сечении исходного (пунктир) и модернизированного (сплошная линия) компрессора

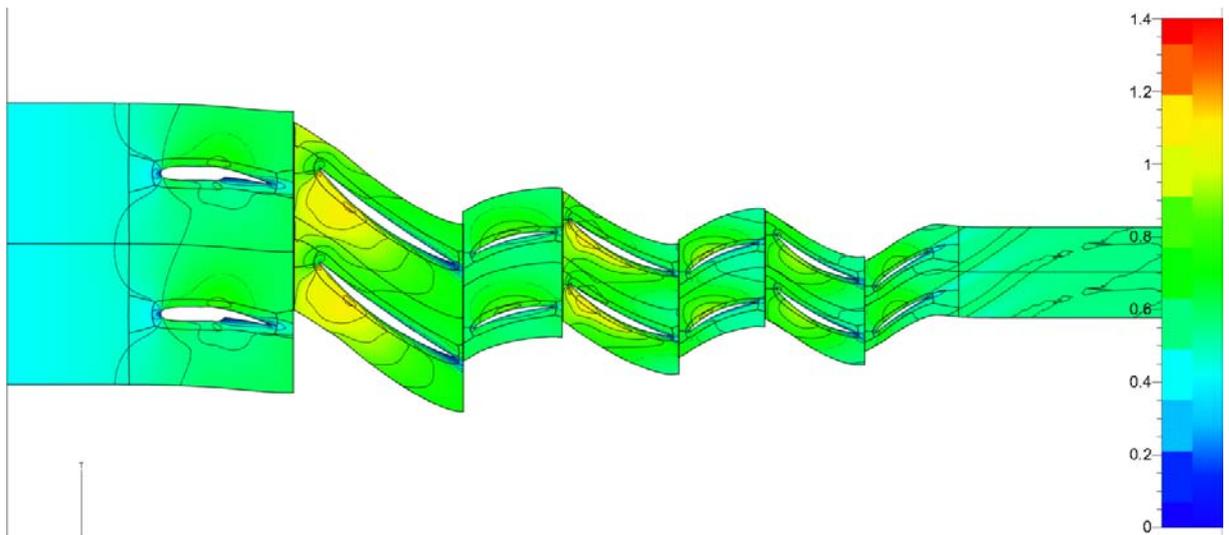


Исходный компрессор

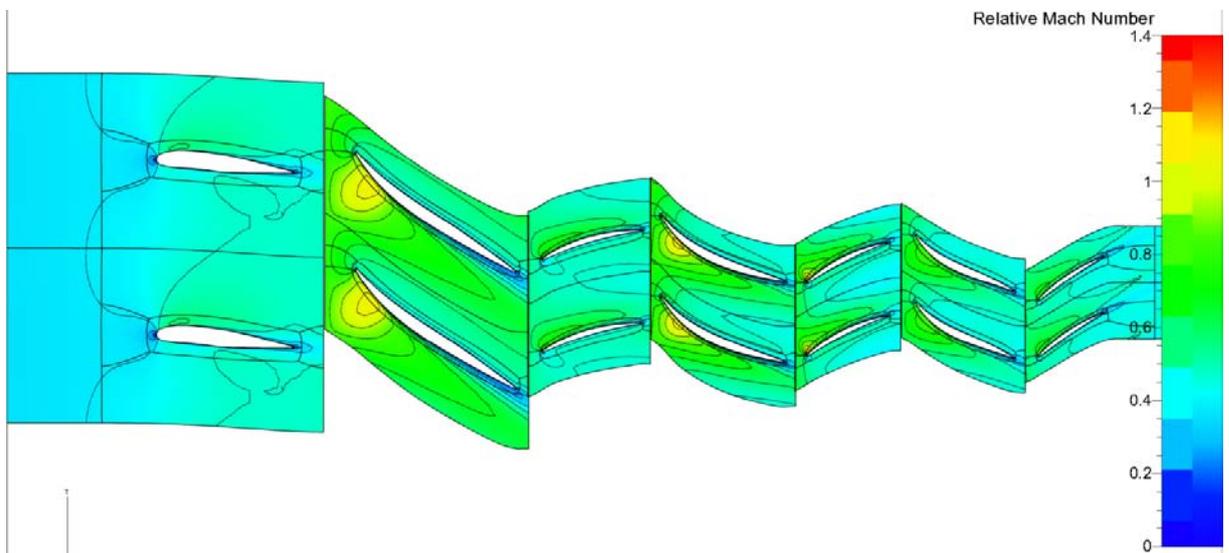


Модернизированный компрессор

Рисунок 18 - Сопоставление полей чисел Маха осреднённых в окружном направлении для точки максимального КПД при $n = 102\%$



Исходный компрессор



Модернизированный компрессор

Рисунок 19 - Сопоставление полей чисел Маха в среднем сечении компрессора для точки максимального КПД при $n = 102\%$

Анализ представленных результатов показывает, что уменьшение расхода через компрессор привело к уменьшению скоростей набегания потока на лопатки РК и НА (рис. 17...20). Это вместе с уточнением углов натекания потока на лопатки (о чем говорит исчезновение локального максимума скорости непосредственно на

входной кромке (рис. 20)) и коррекцией формы их входного участка, привело к существенному уменьшению зоны ускорения на спинке рабочих лопаток у входа. В качестве иллюстрации данного тезиса на рис. 20 приводится укрупненное изображение полей числа Маха в РК первой ступени. Характер изменения полей скоростей в других венцах аналогичен. Данные причины приводят к тому, что КПД всех трех ступеней возросли в среднем на 0,5% (абс.) (рис. 21). На рис.21 под относительным КПД понимается отношение КПД ступени к КПД исходного варианта КНД в целом. Поскольку КПД многоступенчатого компрессора ниже чем КПД ступеней из которых он состоит, то данная величина превышает 1.

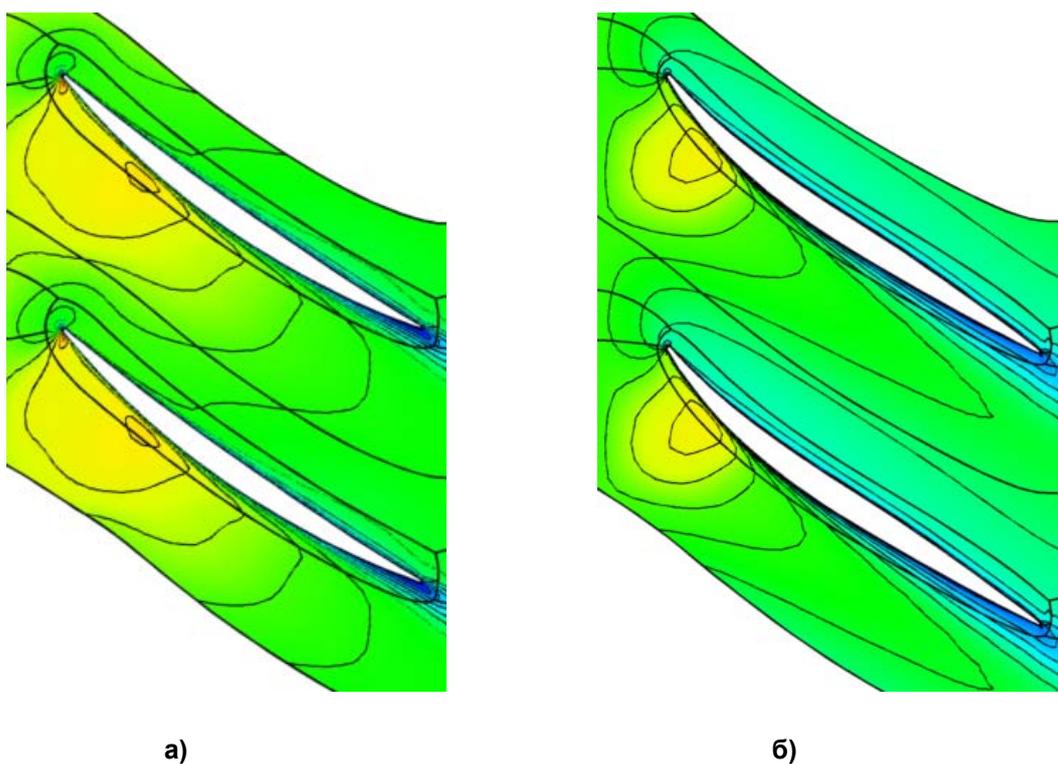


Рисунок 20 - Сравнительное изображение полей чисел Маха в РК первой ступени исходного (а) и оптимизированного (б) компрессоров

Анализируя планы скоростей также можно заключить, что изменилась закрут-

ка потока в ступенях: на первой ступени мало изменилась, на второй увеличилась, на третьей снизилась. Данный факт говорит о перераспределении работ сжатия и степеней сжатия между ступенями. В результате увеличилась частота вращения ротора на 2% работа 1 и 2 ступеней увеличилась, а работа последней ступени снизилась. Соответственно степень сжатия на первой и второй ступенях увеличилась на 1,5 и 4% (абс.), а последней ступени уменьшилась на 3,5% (рис. 22).

На рис. 22 под относительной степенью сжатия понимается степени сжатия ступени к степени сжатия исходного варианта КНД в целом.

Подводя итог проделанной работе можно заключить, что поставленная цель в целом достигнута. С помощью методов многокритериальной математической оптимизации была найдена форма лопаток компрессора низкого давления для ГТУ промышленного назначения, которая обеспечивает увеличение его КПД на 1,3% (абс.), при увеличении степени повышения давления на 4%, частоты вращения на 2% и снижение расхода рабочего тела на 8% относительно компрессора базового двигателя. При этом параметры компрессора были изменены только за счет изменения формы лопаток, при сохранении остальных конструктивных элементов неизменными, включая число лопаток и форму пазов замкового соединения. В процессе поиска формы улучшенных лопаток были приняты меры по сохранению их напряженно деформированного состояния в прежних границах.

В процессе решения задачи был разработан алгоритм изменения формы лопатки с помощью малого числа переменных, что позволило сократить число варьируемых переменных более чем вдвое.

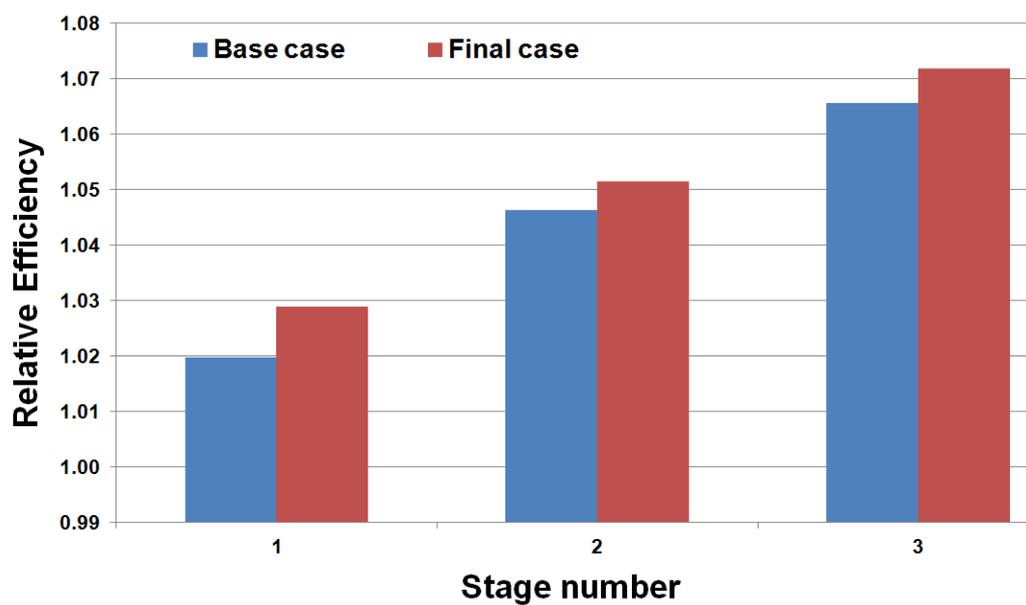


Рисунок 21 - Изменение относительной величины КПД ступеней КНД в результате оптимизации

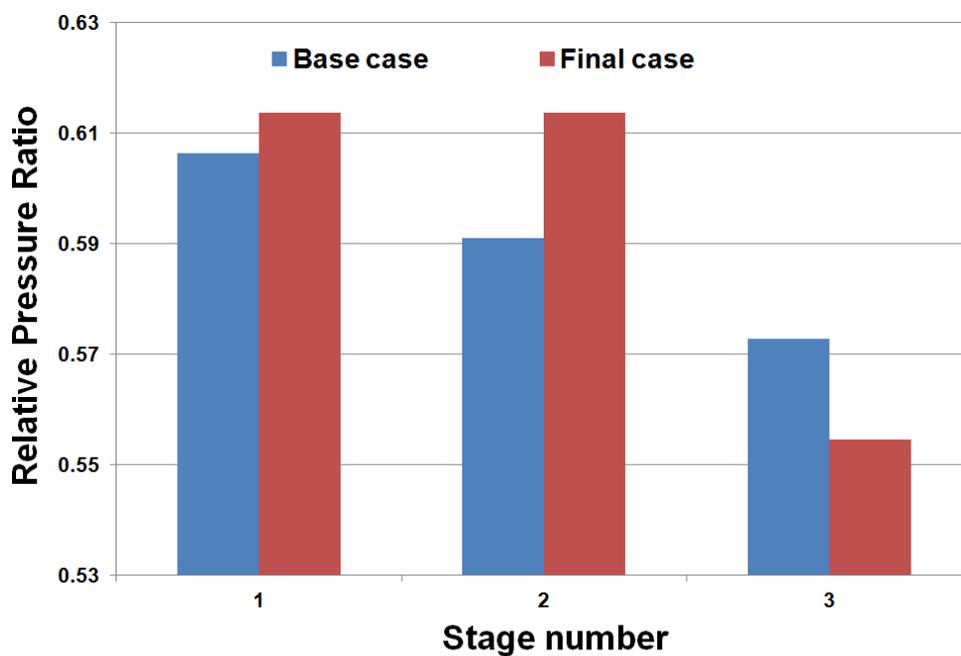


Рисунок 22 - Изменение относительной величины степени сжатия ступеней КНД в результате оптимизации

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании постановления №218 от 09.04.2010 (шифр темы 2013-218-04-4777)

Библиографический список

1. ОАО "Кузнецов". URL: <http://www.kuznetsov-motors.ru/en> (дата обращения 22.10.2014).
2. Газоперекачивающие агрегаты (ГПА 63). URL: <http://gra-63.ru/2013/07/03/gazoperekachivayushhie-agregaty-gra-63/> (дата обращения 22.10.2014).
3. Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева. URL: www.ssau.ru (дата обращения 8.02.2015).
4. Крупенич И.Н., Кузьмичев А.Ю., Ткаченко А.Ю., Батулин О.В., Попов Г.М. Исследование влияния конструктивно-геометрических параметров турбин ГТУ с трехкаскадным газогенератором на их эффективность // Материалы докладов междунар. науч.-техн. конф., «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» Самара, 25-27 июня 2014г, С. 226-228.
5. Egorov I.N., Kretinin G.V., Leshchenko I.A., Kuptzov S.V., IOSO Optimisation Toolkit - Novel Software to Create Better Design, 9th AIAA/ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization, 04 - 06 Sep. 2002, Atlanta, Georgia.
6. Dennis B.H., Egorov I.N., Sobieczky H., Dulikravich G.S., Yoshimura S. Parallel Thermoelasticity Optimization of 3-D Serpentine Cooling Passages in Turbine

Blades, 2003, ASME Paper No. GT2003-38180.

7. Sigma Technology, Accessed October 10, 2014 <http://www.iosotech.com>.
8. NUMECA, User Manual AutoGrid5 Release 8.4, NUMECA.inc., Belgium, January 2008.
9. Komarov O.V., Sedunin V.A., Blinov V.L. Application of Optimization Techniques for New High-Turning Axial Compressor Profile Topology Design, 2014, ASME Paper No. GT2014-25379.
10. Kuzmenko M.L., Egorov I.N., Shmotin Yu.N., Chupin P.V., Fedechkin K. S. Multistage axial flow compressor optimization using 3D CFD code, 6th ASMO UK/ISSMO conference on Engineering Design Optimization, Oxford, UK, 3-4 July, 2006.
11. Matveev V.N., Baturin O.V., Popov G.M., Egorov I.N. Efficiency improvement of a multistage compressor by optimization stagger angles of blade rows, 2013, Proceedings of the 4:th CEAS Conference in Linkoping, pp. 761-768.
12. Шаблий Л.С., Колмакова Д.А., Кривцов А.В. Параметрическое моделирование лопаточных машин при оптимизации // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2013. №15/6(4). С.1013-1018.
13. Шаблий Л.С. Программное средство создания и модификации компьютерных моделей лопаток турбомашин Profiler, Свидетельство о государственной регистрации № 2013617453, 14.07.2013.
14. Дмитриева И.Б. Шаблий Л.С. Программа PROFILER для создания и модификации лопаток турбомашин в рамках задач оптимизации // Материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. «Проблемы и перспективы развития двигателе-

строения», Самара, 25-27 июня 2014г. С. 201-203.

15. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок. - М.: Машиностроение, 2008.

Т. 4. 192 с.