

УДК 621.45.02

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СРЕДСТВ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СЕМИСТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

© 2015 О. В. Батурин, Г. М. Попов, Е. С. Горячкин, Ю. Д. Новикова

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

В статье приводится описание методики автоматизированного перепрофилирования лопаток осевого компрессора. Методика основана на совместном применении пакета вычислительной газовой динамики NUMECA и программы-оптимизатора IOSO. Основная идея методики заключается в том, что на каждой итерации оптимизатором формируется множество параметров, определяющих геометрию компрессора. На его основе в программе NUMECA AutoGrid создаются конечно-элементные модели компрессора. С их помощью рассчитываются параметры работы в одной или нескольких точках на характеристике компрессора в программе NUMECA Fine/Turbo. Результаты расчёта передаются в оптимизатор, где полученные значения сравниваются с поставленными ограничениями. Затем формируется новый набор исходных данных. Цикл повторяется до достижения требуемых критериев работы компрессора. Разработанная методика была апробирована на семиступенчатом компрессоре высокого давления двигателя НК36-СТ. Приводятся описание созданной численной модели и результаты верификации на основе сопоставления расчётных данных с данными эксперимента. Созданная модель позволяет получать результаты, близкие к экспериментальным, и не требует больших вычислительных ресурсов. С помощью созданной модели была проведена оптимизация компрессора в двух постановках: 1) повышение КПД на режиме с частотой вращения ротора 100 % от максимальной за счёт изменения углов установки направляющих аппаратов трёх первых ступеней; 2) повышение КПД на двух режимах работы с частотой вращения ротора 80 и 100 % от максимальной за счёт изменения углов установки всех лопаточных венцов. Показано, что в первом случае возможно увеличение эффективности компрессора на 0,3 %. Во втором случае можно добиться увеличения КПД на 1,2 % при частоте вращения 80 % и на 0,5 % при частоте вращения 100 % только за счёт изменения углов установки всех лопаточных венцов.

Осевой компрессор, эффективность, оптимизация, фронт Парето, характеристика.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-284-295

Для сохранения места на рынке и успешной конкуренции с вновь появляющимися изделиями газотурбинные установки (ГТУ) должны постоянно совершенствоваться. Разработчик и производитель двигателя должны вести работу по сокращению затрат. Следует выявлять и устранять дефекты, находить мероприятия по увеличению долговечности деталей, что позволит увеличить ресурс двигателя и время его службы. С другой стороны, необходимо совершенствовать рабочий процесс двигателя и его отдельных узлов для повышения эффективности и сокращения расхода топлива. Как известно, стоимость топлива составляет значительную часть стоимости жизненного цикла двигателя [1] и сокращение его потребления может дать существенный экономический эффект.

Описанная выше проблема стоит перед всеми двигателестроительными предприятиями, в частности, и перед Открытым акционерным обществом (ОАО) «Кузнецов» [2]. Данная организация является производителем ГТУ для привода газоперекачивающих агрегатов и электростанций мощностью от 4 до 32 МВт. В течение последних пяти лет на фирме ведутся работы по модернизации двигателя НК-36СТ (рис. 1) мощностью 25МВт. Этот двигатель используется для привода газоперекачивающих агрегатов. Он выполнен по схеме со свободной турбиной и имеет трёхвальный газогенератор, разработанный на базе авиационного двухконтурного двигателя. В ОАО «Кузнецов» ведутся поисковые работы, направленные на увеличение общего КПД двигателя на 2...3%. В данной работе также участвует

Самарский государственный аэрокосмический университет (СГАУ) [3]. Работа по модернизации двигателя НК-36СТ поддерживается Правительством РФ в рамках постановления №218 от 09.04.2010.

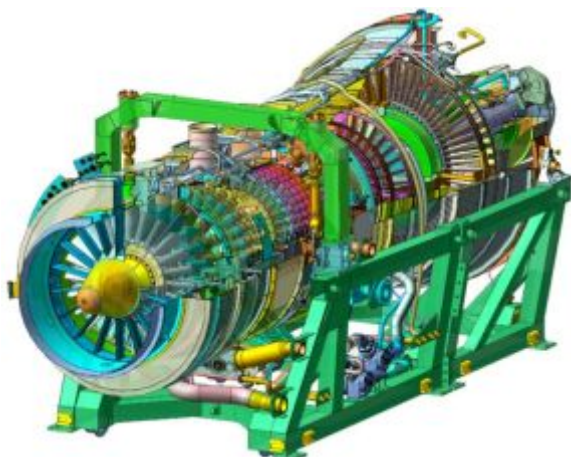


Рис. 1. Газотурбинный двигатель НК-36СТ [4]

Серия термодинамических расчётов, проведённых в СГАУ, показала, что наибольшее влияние на рабочий процесс ГТУ и её эффективность оказывают узлы каскада высокого давления и свободная турбина (СТ). Значения коэффициентов влияния на общий КПД [1] для компрессора высокого давления (КВД), турбины высокого давления (ТВД) и свободной турбины (СТ) составляют 0,167, 0,202 и 0,284 соответственно [5].

Коллективу авторов была поставлена задача найти пути повышения эффективности КВД двигателя НК-36СТ на режиме работы, соответствующем 100% мощности установки (25 МВт). Данный компрессор осевой, семиступенчатый, дозвуковой. Значение степени повышения давления при $n=100\%$ - $\pi_k^*=4,2$.

С целью сокращения затрат на изготовление модернизированного варианта ОАО «Кузнецов» поставило ограничения. Запрещалось менять любые элементы ротора и статора КВД кроме лопаток. Форму их пера следовало по возможности оставить неизменной. Фактически увеличения КПД компрессора планировалось достигнуть только за счёт коррекции углов установки лопаток компрессора.

Задача решалась с помощью методов вычислительной газовой динамики с использованием программного комплекса *Numesa*, основанного на решении 3D-уравнений Навье–Стокса, осреднённых по Рейнольдсу, методом конечных объёмов [6].

Для проведения исследования была создана численная модель рабочего процесса КВД НК-36СТ. Исходная геометрическая модель расчётной области была построена на основе конструкторской документации, предоставленной ОАО «Кузнецов», и содержала в себе домены средней опоры, входного направляющего аппарата, рабочих колёс (РК), направляющих аппаратов (НА) и выходной области (рис. 2). Геометрия перьев лопаток передавалась в *NUMECA* в виде текстовых файлов в формате *.geomTurbo*, которые предварительно были сформированы в программе *Profiler*, разработанной в СГАУ [7]. Геометрия расчётной области учитывала изменение диаметров компрессора под действием тепловых и центробежных нагрузок [8].

Расчётная модель КНД учитывала наличие радиальных зазоров над рабочими лопатками, величины которых в рабочем состоянии были приняты по рекомендациям ОАО «Кузнецов». Также в модели было учтено наличие отбора рабочего тела за РК четвёртой ступени на охлаждение турбины в количестве 2,75% от общего расхода воздуха на входе в компрессор.

При создании численной модели рабочего процесса в компрессоре использовались следующие допущения:

- Течение в каждом лопаточном венце (ЛВ) обладает свойством циклической симметрии, т.о. 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.

- Расчёт вёлся в стационарной постановке.

- Геометрия лопаток считалась неизменной, поскольку высоты лопаток отно-

сительно невелики и величины их деформации под действием газовых сил незначительны.

– В расчёте учитывалось, что величины вязкости и изобарной теплоёмкости рабочего тела зависят от его температуры.

– Турбулентность считалась изотропной по всем направлениям, и для её 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.

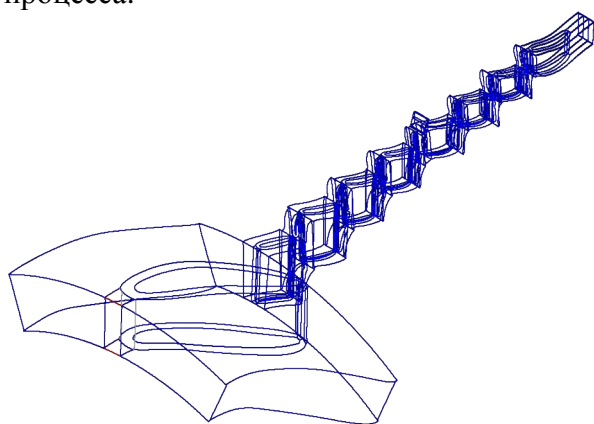


Рис 2. Расчётная модель КВД НК-36СТ

Созданная модель была разделена на конечные объёмы блочно-структурированной сеткой с помощью внутренних средств программы *NUMECA*. Были созданы две сеточных модели. Модель №1 содержала 2 млн. конечных объёмов. В среднем на один ЛВ приходилось 120 тыс. конечных объёмов. Максимальное значение параметра y^+ для данной сетки составило 12. Модель №2 содержала в себе 8,2 млн. конечных объёмов. В среднем на

один ЛВ приходилось 500 тыс. конечных объёмов. Максимальное значение параметра y^+ для данной сетки составило 1. Для повышения качества описания процессов в пограничных слоях в обоих моделях при описании турбулентности была применена опция *Extended Wall Function*.

Внешний вид сеточной модели №2 рабочего процесса КВД НК-36СТ представлен на рис. 3. Сравнение сеток конечных объёмов моделей №1 и №2 показано на рис. 4.

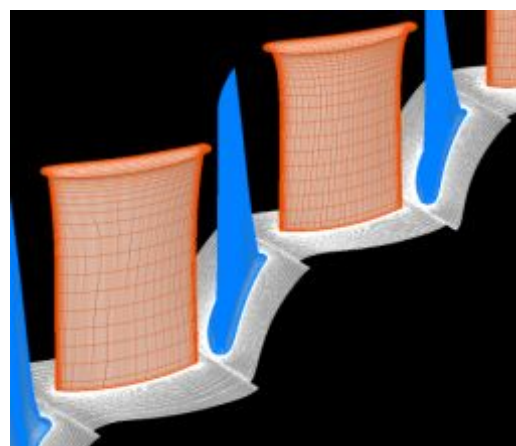
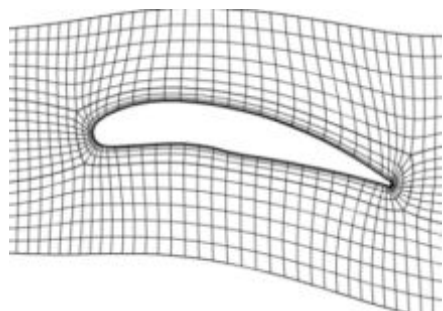
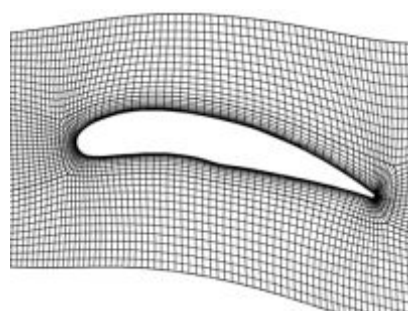


Рис 3. Внешний вид пространственной сетки конечных объёмов модели №2 на примере 1НА, 2РК и 2НА КВД

В качестве граничных условий на входе в КВД задавалось значение полного давления $p^* = 101,325 \text{ кПа}$ и полной температуры $T^* = 288,15 \text{ К}$. Направление потока на входе в расчётную область – $\alpha = 30^\circ$ относительно оси вращения. Параметры турбулентности на входной границе $k = 5 \text{ м}^2/\text{с}^2$, $\varepsilon = 30000 \text{ м}^2/\text{с}^3$.



а



б

Рис 4. Сравнительное изображение сеток конечных объёмов моделей №1(а) и №2(б)

В рассматриваемой расчётной области выделялись 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.

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

Для оценки качества созданных сеточных моделей в программе *Numeca Fine Turbo* были рассчитаны напорные ветки характеристики КВД исходного двигателя НК-36СТ при частотах вращения ротора $n=90, 95, 100$ и 102% (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».

Результаты сопоставления представлены на рис. 5. На нём приведены безразмерные характеристики КВД НК-36СТ в виде двух зависимостей: относительной степени сжатия и относительного КПД от относительного расхода воздуха через компрессор.

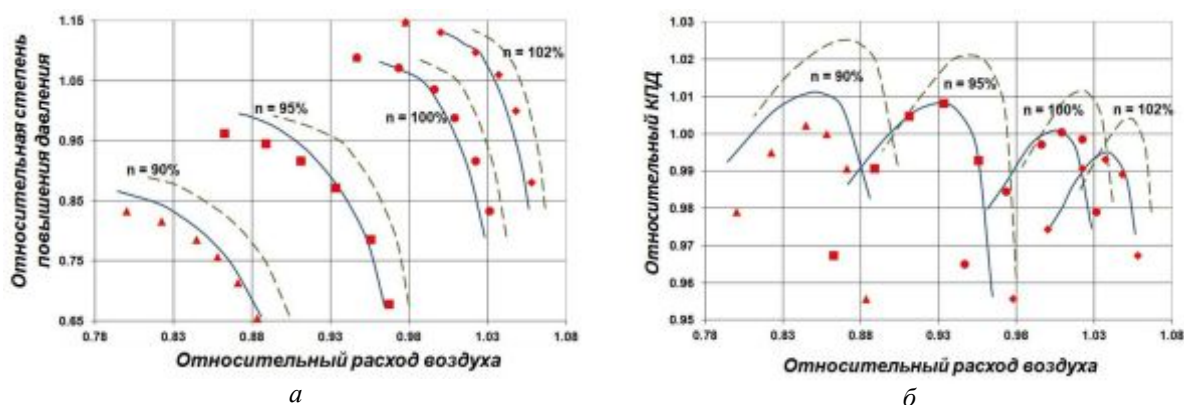


Рис 5. Сравнение характеристик исследуемого КВД, полученных с помощью разных сеточных моделей с данными эксперимента: а – напорная характеристика, б – КПД-характеристика

▲ Эксперимент — — Модель №1 — — Модель №2

Под относительными параметрами на рис. 5 и далее в тексте понимается отношение соответствующих физических переменных к их значениям для КВД 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 КВД 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 КВД двигателя НК-36СТ при $n=100\%$.

Относительный КПД:

$$\bar{\eta}_k = \frac{\eta_k}{\eta_{k100}},$$

где η_k – измеренное значение КПД компрессора; η_{k100} – КПД КВД при $n=100\%$.

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

Как видно из рис. 5, обе численные модели показывают качественное совпадение с результатами эксперимента. Однако модель №2 показывает существенно лучшее количественное совпадение с данными эксперимента. Разница значений, как по КПД, так и по степени повышения давления не превышает 2%. По этой причине модель №2 была использована для дальнейших исследований.

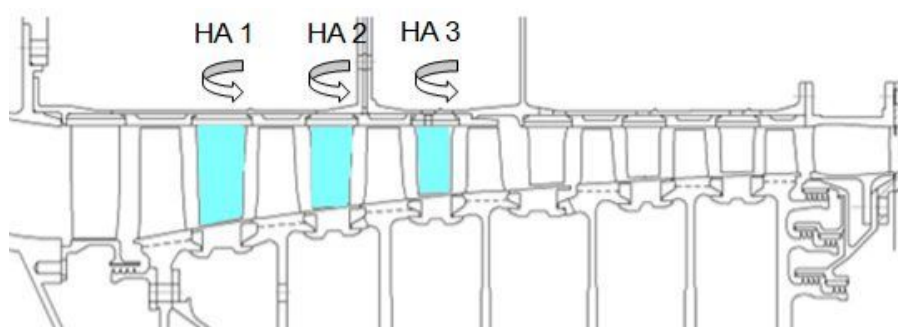


Рис 6. Направляющие аппараты, углы установки которых изменялись

Была проведена серия расчётов КВД с помощью модели №2 с разным сочетанием углов установки НА. Однако полученные результаты требовали относительно больших трудозатрат для их обработки, а полученные данные было сложно анализировать. Для поиска максимума КПД решено было использовать методы математической оптимизации, в частности, программу *IOSO* [9 - 11].

Был разработан алгоритм поиска оптимальной геометрии компрессора на основе трёхмерного численного моделирования под управлением программы-оптимизатора *IOSO* (рис. 7). Он заключается в следующем. Программа *IOSO* формирует блок исходных данных, на основании которых программа *Profler* изменяет геометрию лопаток (меняет угол установки) и передает её в виде текстового файла в *NUMECA*. Там, на базе полученной информации, создается расчётная модель, производится расчёт течения в ней, в результате определяются величины КПД и других параметров компрессора, которые записываются в файле выходных данных. *IOSO* считывает данный файл и на основании данных расчёта, а также

На первом этапе, по согласованию с ОАО «Кузнецов», была поставлена задача выяснить насколько можно улучшить КПД КВД на режиме работы $n=100\%$ за счёт изменения углов установки направляющих аппаратов первых трёх ступней (рис. 6). При этом диапазон изменения угла установки был ограничен заказчиком значением $\pm 5^\circ$ относительно исходного для максимального сохранения деталей существующего двигателя.

предыдущих обращений к численной модели, формирует новое сочетание исходных данных и процесс повторяется до достижения искомого экстремума.

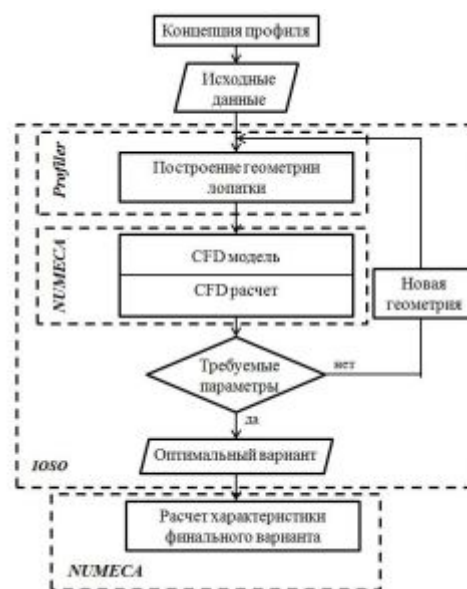


Рис 7. Алгоритм поиска оптимальной формы лопаток компрессора с использованием программного комплекса *IOSO*

Задача поиска оптимального сочетания углов установки НА первых трёх ступней решалась следующим образом. Оп-

тимизатору ставилась цель найти максимальное значение КПД КВД при работе на частоте вращения $n=100\%$ (рис. 8). В процессе оптимизации варьировались углы установки НА первых трёх ступеней

(рис. 6) в диапазоне $\pm 5^\circ$ относительно положения в исходной конструкции. Форма лопаток не изменялась. Никакие ограничения в процессе оптимизации не вводились.

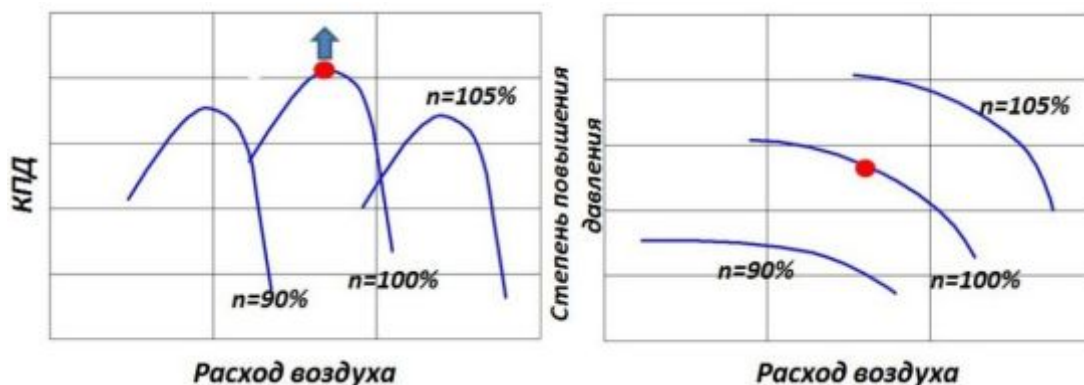


Рис. 8. Постановка задачи оптимизации при варьировании углами установки НА первых трёх ступеней

Для решения поставленной задачи оптимизации программному комплексу IOSO потребовалось 102 обращения к расчётной модели. Общее время расчёта составило более 150 часов компьютерного времени на кластере из 10 персональных компьютеров.

На рис. 9 представлено сопоставление характеристик исходного и оптимизированного вариантов КВД. Анализ полученных результатов показывает, что за счёт уменьшения углов установки НА 1, 2 и 3 ступеней соответственно на $1,948^\circ$; $1,947^\circ$ и $1,729^\circ$, удалось увеличить КПД компрессора при частоте вращения ротора КВД $n = 100\%$ на 0,3% (абс.). Повышение КПД вызвано согласованием углов нате-

кания первых ступеней. Уменьшение углов установки НА привело к тому, что приведённый расход воздуха на рассматриваемом режиме снизился на 1,3%, что может стать причиной снижения мощности двигателя.

Таким образом, было наглядно показано, что за счёт коррекции углов установки НА возможно добиться увеличения КПД КВД, однако данное повышение не является значительным. Кроме того, по результатам проведённого исследования был сделан вывод о том, что для сохранения совместной работы узлов при оптимизации следует накладывать ограничения на положение ключевых рабочих точек на характеристике компрессора.

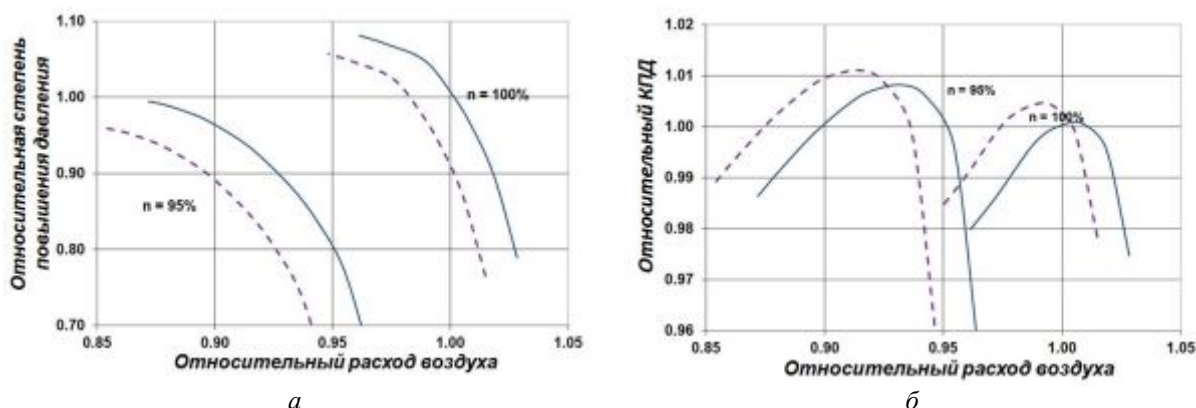


Рис. 9. Сравнение характеристик исходного и оптимизированного по углам установки первых трёх ступеней вариантов КВД: а – напорная характеристика; б – КПД характеристика

— Начальный вариант - - - - Оптимизация 3хНА

Поэтому поставленная задача была скорректирована. Было решено установить, насколько можно увеличить КПД рассматриваемого КВД при изменении углов установки всех лопаточных венцов. Вместе с этим была поставлена задача добиться повышения КПД КВД не только при частоте вращения 100%, но и при частоте вращения 95% при сохранении расходов и степеней сжатия на этих режимах.

Для достижения поставленной цели была изменена задача оптимизации. В качестве критериев оптимизации были выбраны максимальные КПД на характеристиках компрессора при относительных частотах вращения 95 и 100%.

Для предотвращения сдвига характеристик компрессора, по согласованию с ОАО "Кузнецов", при оптимизации были установлены следующие ограничения:

- расход рабочего тела через КВД при относительной частоте вращения 95% не должен был отличаться от соответствующего расхода базового компрессора более чем на $\pm 1,3\%$;

- расход рабочего тела через КВД при относительной частоте вращения 100% не должен был отличаться от соответствующего расхода базового компрессора более чем на $\pm 0,6\%$;

- изменение значения степени повышения давления КВД по сравнению с базовым компрессором в точках максимума КПД при относительных частотах вращения 95 и 100% допускалось в пределах $\pm 1,5\%$.

Схематично критерии оптимизации и ограничения, использованные при постановке задачи оптимизации, представлены на рис. 10.

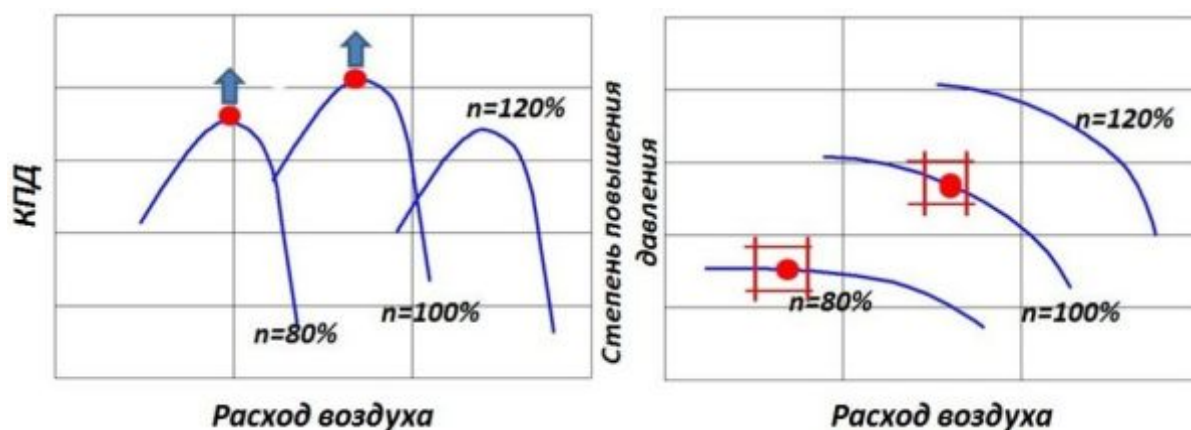


Рис. 10. Постановка задачи оптимизации при варьировании углами установки всех лопаток компрессора

В качестве варьируемых переменных были выбраны углы установок всех рабочих лопаток, направляющих аппаратов и входного направляющего аппарата КВД (рис. 11). Диапазон изменения углов установки лопаток каждого лопаточного венца был выбран таким образом, чтобы при повороте лопаток их профили вписывались в существующие лопаточные замки. Число лопаток в венцах не менялось. Данное решение позволяло найти такой вариант повышения КПД КВД, который не требовал бы изменения конструкции

дисков и корпусных деталей компрессора. Общее количество варьируемых переменных составило 15.

Для решения сформулированной задачи оптимизации программному комплексу *IOSO* потребовалось 446 обращений к численной модели КВД. Каждое обращение к численной модели представляло собой расчёт двух точек на характеристике КВД (точек максимального КПД на ветках, соответствующих относительным частотам вращения 95 и 100%) в программном комплексе *NUMECA FineTurbo*.

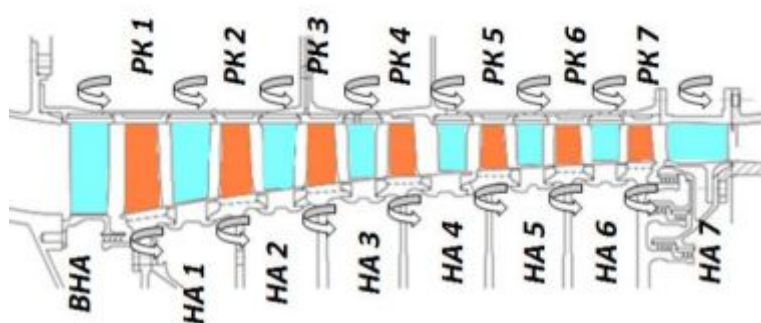


Рис 11. Лопаточные венцы, изменяемые при оптимизации

В результате было получено множество неуправляемых решений (множество Парето), которое представляло собой компромисс между повышением КПД на относительной частоте вращения 95% и повышением КПД на относительной частоте вращения 100% (рис. 12). Каждой точке из множества Парето соответствовала уникальная геометрия КВД, представленная в виде массива углов установки всех лопаточных венцов КВД.

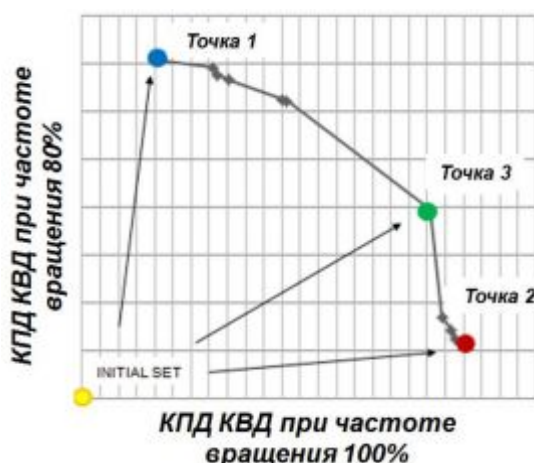


Рис 12. Множество Парето

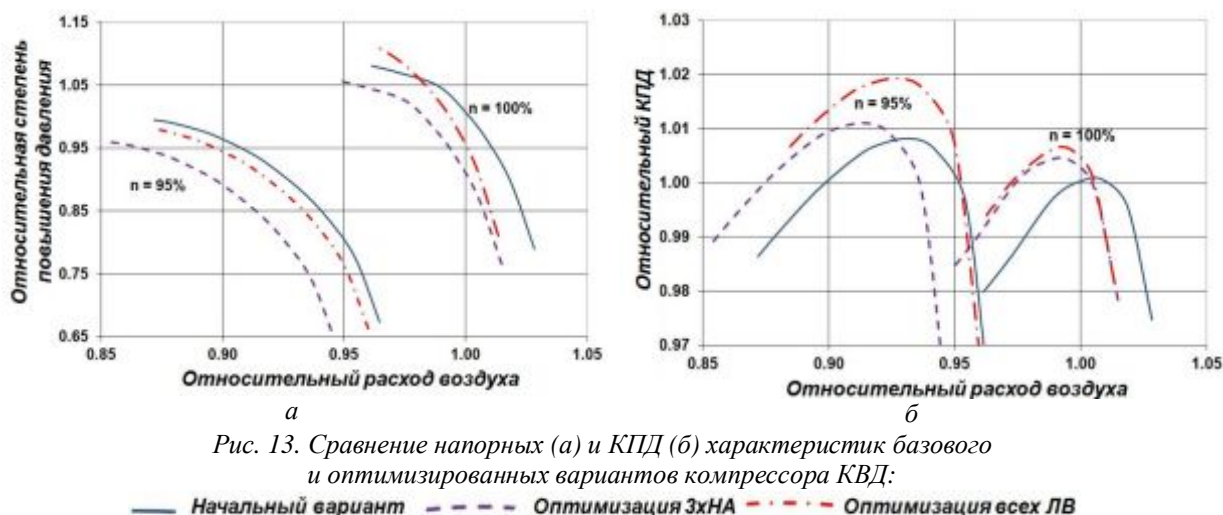
Анализ крайних точек множества Парето показал, что на относительной частоте вращения 95% наибольшее повышение максимального КПД составило 1,8% (абс.) при практически неизменном максимальном КПД на относительной частоте вращения 100% (точка 1 множества Парето на рис. 12). При относительной частоте вращения 100% наибольшее повышение максимального КПД составило 0,6% (абс.) при повышении максимального КПД на относительной частоте вращения 80% на 1% (точка 2 множества

Парето на рис. 12). Однако для дальнейших исследований была выбрана одна из средних точек множества Парето (точка 3 на рис. 12), обеспечивающая повышение КПД как на относительной частоте вращения 100% (на 0,5% (абс.)), так и на относительной частоте вращения 95% (на 1,2% (абс.)).

Для анализа результатов оптимизации была построена численная модель варианта КВД, соответствующего выбранной точке 3 множества Парето. С помощью этой численной модели были получены характеристики оптимизированного варианта КВД на относительных частотах вращения 95 и 100%, а также выполнено их сравнение с характеристиками базового варианта КВД (рис. 13) и результатами поиска оптимального сочетания углов установки НА первых трёх ступеней, описанными выше.

В результате сравнения характеристик было установлено следующее:

- запасы газодинамической устойчивости работы оптимизированного КВД по сравнению с базовым вариантом на исследованных частотах вращения изменились незначительно;
- изменение значений расхода воздуха и степени повышения давления оптимизированного КВД в точках максимального КПД на исследованных частотах вращения находится в пределах принятых ограничений;
- КПД КВД на относительной частоте вращения 95% повысилось на 1,2% (абс.), а на относительной частоте вращения 100% повышение КПД составило 0,5% (абс.).



Анализ структуры потока в оптимизированном варианте КВД в точке максимального КПД на относительной частоте вращения 100% показал, что оптимизация углов установки лопаток КВД позволила устранить срыв потока во втулочном сечении четвёртого и пятого рабочих колёс КВД (рис. 14).

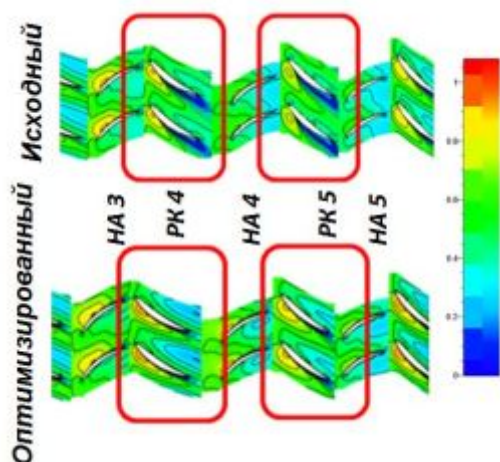


Рис. 14. Сравнение полей числа Маха вблизи втулочного сечения базового и оптимизированного КВД

В ходе проведённых исследований было показано, что, варьируя только углами установки лопаточных венцов в достаточно узких диапазонах (не изменяя формы пера), возможно добиться улучшения КПД компрессора на 1,5% на некоторых режимах при сохранении положения рабочих точек на характеристиках. Более существенное увеличение КПД, очевидно, может быть достигнуто, но потребует изменения формы лопаток. Показана возможность компромиссного решения, обеспечивающего одновременное увеличение эффективности компрессора на двух режимах работы.

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

- Кулагин В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термодинамический анализ. М.: Машиностроение, 2002. 616 с.
- ОАО «Кузнецов». [http://www. Kuznetsov-motors.ru](http://www.Kuznetsov-motors.ru)
- Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет) <http://www.ssau.ru>
- Газоперекачивающие агрегаты (ГПА 63). <http://gpa-63.ru/2013/07/03/>
- Крупенич И.Н., Кузьмичев А.Ю., Ткаченко А.Ю., Батурич О.В., Попов Г.М.

Исследование влияния конструктивно-геометрических параметров турбин ГТУ с трехкаскадным газогенератором на их эффективность // Материалы докладов международной науч.-техн. конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». Ч. 1. Самара: Изд-во СГАУ, 2014. С. 226-228.

6. NUMECA International. <http://www.numeca.be/en>

7. Шаблий Л.С., Дмитриева И.Б. Приведение геометрии пера лопатки, заданной облаком точек, к параметрическому виду в рамках задач оптимизации // Известия вузов. Авиационная техника. 2014. № 3. С. 44-48.

8. Matveev V.N., Popov G.M., Goryachkin E.S., Smirnova Y.D. Effect of Accounting of Air Bleed from the Flow Passage of

the Multi-Stage Axial Low Pressure Compressor on its Design Performances // Research Journal of Applied Sciences. 2014. V. 9, no. 11. P. 784-788. doi: 10.3923/rjasci.2014.784.788

9. Сигма Технология. <http://www.iosotech.com>

10. 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 Optimisation. 2002. doi.org/10.2514/6.2002-5514

11. Komarov O.V., Sedunin V.A., Blinov V.L. Application of Optimisation Techniques for New High-Turning Axial Compressor Profile Topology Design // ASME Paper. 2014. V. 2B: Turbomachinery. doi.org/10.1115/gt2014-25379

Информация об авторах

Батурин Олег Витальевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: oleg.v.baturin@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика.

Попов Григорий Михайлович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: grishatty@gmail.com. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика.

Горячкин Евгений Сергеевич, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: evgeni0063@yandex.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика.

Новикова Юлия Дмитриевна, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: y.d.smirnova@ya.ru. Область научных интересов: рабочие процессы в лопаточных машинах, вычислительная газовая динамика.

THE USE OF MATHEMATICAL OPTIMIZATION MEANS TO INCREASE THE EFFICIENCY OF A SEVEN-STAGE AXIAL FLOW COMPRESSOR

© 2015 O.V. Baturin, G.M. Popov, E.S. Gorachkin, Y.D. Novikova

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The paper describes a method of computer-aided redesign of axial flow compressor blades. The method is based on the combined use of the NUMECA computational fluid dynamics software package and the IOSO program optimizer. The basic idea of the method is that, at each iteration, the optimizer generates a variety of parameters that determine the compressor's geometry. Finite-element models of a compressor are created on its basis in the NUMECA AutoGrid program. The parameters of operation in one or more points on the characteristic of the compressor are calculated in the NUMECA Fine / Turbo program with their help. The calculation results are transferred to the optimizer, where the obtained values are compared with the specified limits. Then a new set of input data is formed. The cycle is repeated until the required criteria of the compressor operation are achieved. The developed method was tested on a seven-stage high-pressure compressor of the NK36-ST engine. The article describes the constructed numerical model and the results of the verification by comparing the calculated data with the experimental data. The model developed makes it possible to obtain results close to the experimental ones and does not require large computational resource. The optimization of the compressor was carried out in two versions using the developed model: 1) increasing the efficiency of the operation mode with the rotation frequency of the rotor of 100% of the maximum by changing the blade setting of the first three stages, 2) improving the efficiency of the two operation modes with the the rotation frequency of the rotor of 80 and 100% of the maximum due to changing the blade setting. It is shown that in the first case the compressor efficiency can be increased by 0.3%. In the second case, the efficiency can be increased by 1.2% at the rotation speed of 80% and 0.5% at the speed of 100% just by changing the blade setting.

Axial compressor, efficiency, optimization, Pareto frontier, characteristic.

References

1. Kulagin V.V. *Teoria, raschet i proektirovanie aviacionnyh dvigateley i energeticheskikh ustanovok. Osnovy teorii GTD. Rabochiy process I termodinamicheskii analiz* [Theory, calculation and design of aircraft engines and power plants, Fundamentals of the theory of the gas turbine engines. Workflow and thermodynamic analysis]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2002. 616 p.
2. OAO «Kuznetsov» [JSC «Kuznetsov»]. Available at: <http://www.kuznetsov-motors.ru/en>
3. *Samarskiy gosudarstvennyy aerokosmicheskii universitet imeni akademika S.P. Koroleva (natsional'nyy issledovatel'skiy universitet)* [Samara State Aerospace University]. Available at: <http://www.ssau.ru/english/>
4. *Gazoperekachivayushchie agregaty (GPA 63)* [Gas-pumping units (GPU 63)]. Available at: <http://gpa-63.ru/2013/07/03/gazoperekachivayushhie-agregaty-gpa-63/>
5. Krupenich I. N., Kuzmechov A. Yu., Tkachenko A. Yu., Baturin O. V., Popov G. M. Issledovanie vlianiya konstruktivno-geometricheskikh parametrov turbin GTU s triokkaskadnym gazogeneratorom na ih effektivnost'. *Materialy dokladov megdunarodnoy nauchno-tehnicheskoy konferencii «Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroeniya»*. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2014. P. 226-228. (In Russ.)
6. NUMECA International. Available at: <http://www.numeca.be/en>
7. Shablii L.S., Dmitrieva I.B. Blade geometry transformation in optimization problems from the point cloud to the parametric form. *Russian Aeronautics*. 2014. V. 57, no. 3. P. 276–282. doi: 10.3103/S1068799814030106
8. Matveev V.N., Popov G.M., Goryachkin E.S., Smirnova Y.D. Effect of Accounting of Air Bleed from the Flow Passage of the Multi-Stage Axial Low Pressure Compressor on its Design Performances. *Research Journal of Applied Sciences*. 2014. V. 9, no. 11. P. 784-788. doi: 10.3923/rjasci.2014.784.788
9. *Sigma Tekhnologiya* [Sigma technology]. Available at: <http://www.iosotech.com>
10. 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 Optimisation. 2002. doi.org/10.2514/6.2002-5514

11. Komarov O.V., Sedunin V.A., Blinov V.L. Application of Optimisation Techniques

for New High-Turning Axial Compressor Profile Topology Design. *ASME Paper*. V. 2B: Turbomachinery. doi.org/10.1115/gt2014-25379

About the authors

Baturin Oleg Vitalievich, Candidate of Science (Engineering), Assistant Professor of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: oleg.v.baturin@gmail.com. Area of Research: work processes in impeller machines, computational fluid dynamics.

Popov Grigory Michailovich, postgraduate student, teaching assistant of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: grishatty@gmail.com. Area of Research: work processes in impeller machines, computational fluid dynamics.

Gortachkin Evgeniy Sergeevich, postgraduate student of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: evgeni0063@yandex.ru. Area of Research: work processes in impeller machines, computational fluid dynamics.

Novikova Yulia Dmitrievna, engineer of the Department of Aircraft Engines Theory, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: y.d.smirnova@ya.ru. Area of Research: work processes in impeller machines, computational fluid dynamics.