

УДК 621.452.3

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ С УЧЁТОМ МНОГОРЕЖИМНОСТИ ЕГО РАБОТЫ

© 2017 Г.М. Попов, Е.С. Горячкин, Ю.Д. Новикова

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

Статья поступила в редакцию 27.01.2017

В статье приводятся результаты оптимизации осевого компрессора газотурбинного двигателя за счёт совместного использования программного комплекса оптимизации IOSO и программного комплекса CFD анализа NUMECA Fine/Turbo. Оптимизация выполнялась за счёт изменения формы рабочих лопаток и направляющих аппаратов. Форма меридиональных обводов тракта при этом не менялась. В процессе оптимизации рассчитывались параметры работы компрессора на трех режимах соответствующих работе двигателя при пониженной, стандартной и повышенной температуре воздуха на входе. Были заданы ограничения, определяющие положение рабочей точки на характеристике КНД в процессе решения задачи. Ограничивались: величина расхода воздуха на входе в компрессор, степень повышения давления, КПД и угол выхода потока из последнего направляющего аппарата. В качестве варьируемых переменных в процессе оптимизации были приняты для лопаток рабочих колёс: смещение трех точек образующих среднюю линию в окружном направлении, смещение точки, соответствующей центру дуги выходной кромки в осевом направлении, угол установки сечений. Для лопаток направляющих аппаратов: смещение точек образующих окружную линию в окружном направлении, угол установки, вынос сечений в окружном и осевом направлениях. Также в качестве варьируемых переменных использовались значения статических давления на выходе из КНД в точках, соответствующих режиму срыва. В результате решения задачи оптимизации получено множество не улучшаемых компромиссных решений (множество Парето) между повышением уровня КПД компрессора и повышением коэффициента запаса устойчивой работы. Один из полученных вариантов компрессора показал повышение КПД по сравнению с базовым вариантом на 1,2 % при значении расхода воздуха как на базовом варианте, запас газодинамической устойчивости при этом не ухудшился.

Ключевые слова: осевой компрессор, численная модель, оптимизация, рабочий процесс, геометрия лопаток.

После того, как авиационный двигатель отработал свой ресурс, его все еще возможно применить для привода газоперекачивающих агрегатов, электрогенераторов и т.д. после небольшой доработки. Такой подход позволяет удовлетворить потребностям энергетического рынка в условиях нехватки времени и материальных ресурсов для проектирования и создания газотурбинной установки (ГТУ) «с нуля» [1]. В частности, такой подход был применен на Самарском предприятии ОАО «Кузнецов» при создании ГТУ НК36-СТ мощностью 25 МВт (рис. 1). Базовым двигателем являлся авиационный двухконтурный турбореактивный двигатель с форсажной камерой разработанный в 1980-е годы.

В настоящее время уровень КПД ГТУ НК36-СТ перестал удовлетворять потребностям Рос-

сийского энергетического рынка. Кроме того, появилась необходимость создания ГТУ мощностью 32 МВт. По этой причине было решено модернизировать двигатель НК36-СТ для повышения его КПД до 39% и повышения мощности на валу свободной турбины до 32 МВт.

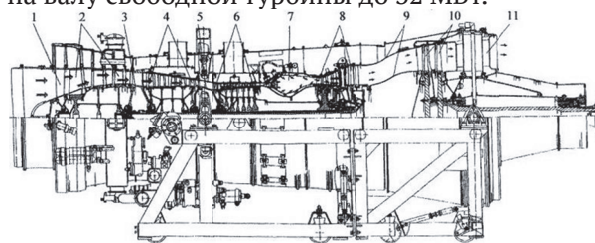


Рис. 1. Газотурбинный двигатель НК36-СТ

Серия термогазодинамических расчётов, проведенных специалистами Самарского университета, показала принципиальную возможность повышения КПД двигателя НК36-СТ до уровня 39% с повышением мощности до 32 МВт за счёт модернизации его узлов. При этом ставилось условие сохранить наиболее дорогие в изготовлении детали – валы и диски компрессоров и турбин. Следует также отметить, что вентиль базового двигателя спроектирован на

Попов Григорий Михайлович, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов.

E-mail: grishatty@gmail.com

Горячкин Евгений Сергеевич, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов.

E-mail: goriachkin.e.s@gmail.com

Новикова Юлия Дмитриевна, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов.

E-mail: y.d.novikova@gmail.com

существенно больший расход воздуха, чем требуется в наземной установке. В двигателе НК36-СТ компрессор низкого давления (КНД) был получен с помощью обрезки и установки в новый корпус базовых лопаток большой высоты. Поэтому при модернизации было решено спроектировать новый КНД под параметры, полученные в ходе термогазодинамического расчёта двигателя НК36-СТ, форсированного до 32 МВт.

В настоящей работе описана газодинамическая доводка вновь спроектированного КНД для двигателя НК36-СТ (рис. 2) с использованием средств математической оптимизации.

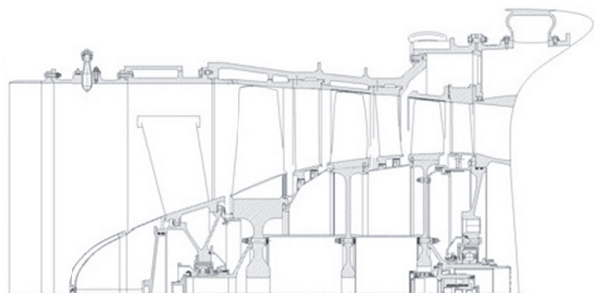


Рис. 2. Модернизированный КНД НК36-СТ

Исследуемый КНД осевой трехступенчатый. Первая ступень имеет сверх- и трансзвуковую скорость потока, что затрудняет задачу получения высокого КПД при высоких степенях повышения давления из-за наличия области сверхзвукового течения [2]. Кроме того, компрессор должен удовлетворять множеству ограничений: прочностные ограничения, достаточный запас газодинамической устойчивости, минимальная масса и т.д. Очевидно, что лучшим вариантом решения будет некоторое компромиссное решение. Поиск такого решения целесообразно производить с помощью CFD методов. Данные методы позволяют моделировать рабочий процесс компрессора, выявлять и устранять недостатки в газодинамическом проектировании. Изменение геометрии компрессора затруднительно, так как она описывается большим количеством параметров, изменение каждого из которых может оказывать противоречивое влияние на протекание рабочего процесса компрессора. Один из путей преодоления данного затруднения – использование программ математической оптимизации для газодинамической доводки компрессора.

Для оптимизации КНД был выбран коммерческий программный пакет оптимизации IOSO [3]. В основе программы IOSO лежит метод оптимизации, основанный на построении поверхности отклика, которая уточняется и эволюционирует при каждом обращении к расчетной модели. Каждая итерация IOSO содержит в себе два шага. На первом шаге на основании ранних обращений к модели с разным сочета-

нием варьируемых переменных строится функция отклика в виде многоуровневого графа. На следующем шаге проводится поиск экстремума найденной функции. Такой подход позволяет постоянно корректировать поверхность отклика в процессе оптимизации. В результате для ее построения и получения первых результатов требуется необычно малое число начальных точек для запуска процесса оптимизации [4].

Важным 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 [5, 6].

В процессе решения задачи оптимизации, при каждом обращении оптимизатора к расчетной модели проводится CFD расчёт параметров работы компрессора на нескольких режимах работы. Для получения решения требуются сотни и даже тысячи обращений оптимизатора к модели. Поэтому численная модель должна не только позволять точно предсказывать характеристики компрессора, но и обладать минимальным временем счёта.

Расчётная модель рабочего процесса компрессора была создана в программном комплексе *Numeca Auto Grid 5* [7]. 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. 3). 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 количестве 2% от расхода воздуха через компрессор.

Численная модель создана в стационарной осесимметричной постановке. Учитывалось деформирование лопаток под влиянием действующих сил. При этом считалось, что втулочное сечение остается неизменным, а периферийное сечение поворачивается на некоторый угол g . В остальных сечениях изменение угла поворота сечения рассчитывалось по линейному закону. Величина угла g была найдена в результате прочностного расчета по стержневой модели использовалась модель турбулентности $k-\epsilon$ (*Low Re Yang-Shih*).

Созданная модель была разделена на конечные элементы структурной сеткой с помощью программы *Numeca Autogrid 5*. Модель содержала в себе 2,3 млн. элементов (в среднем на один ЛВ приходилось 300 тысяч элементов). Величина минимальной скошенности для модели в

трёхмерной сетке составила 26 градуса. Среднее значение параметра *Aspect Ratio* - 2000. Внешний вид представлен на рис. 3 и 4.

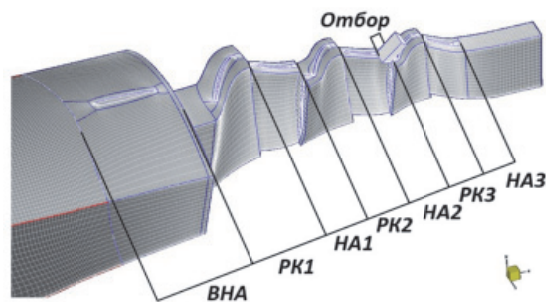


Рис. 3. Сетка конечных элементов численной модели исследуемого компрессора

В качестве граничных условий на входе в КНД задавалось значение полного давления $p^*=101,325$ кПа и полной температуры $T^*=288,15$ К. Направление потока на входе в расчетную область было задано осевым. На выходе задавалось значение статического давления для вертикальных участков напорной характеристики и массовый расход воздуха для горизонтальных участков напорной характеристики КНД.



Рис. 4. Сетка конечных элементов созданной численной модели

В проточной части КНД 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.

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 передает в качестве граничного условия в область, расположенную ниже по течению.

Для базового КНД рассчитанные характеристики сравнивались с данными эксперимента. Для модернизированного КНД экспериментальные данные отсутствуют, поэтому сравнение проводилось с характеристикой модернизированного КНД предоставленной ОАО «Кузнецов». Эта характеристика получена на основе эмпирической 1D модели двигателя, скорректированной по результатам испытаний.

На рис. 5 показано сравнение рассчитанных характеристик базового КНД двигателя НК36-СТ с экспериментальными данными. Параметры представлены в относительном виде:

$$\bar{n}_{cor} = n_{cor} / n_{corBASE} \cdot 100 \%,$$

где $n_{corBASE}$ – частота вращения основного режима работы базового КНД;

Relative Efficiency – КПД, отнесенный к КПД основного режима работы базового КНД;

Relative Mass Flow – расход воздуха, отнесенный к расходу воздуха на основном режиме работы базового КНД.

На рис. 6 показано сравнение рассчитанных характеристик модернизированного КНД двигателя НК36-СТ с данными используемыми в эмпирической модели. Параметры представлены в относительном виде:

$$\bar{n}_{cor} = n_{cor} / n_{corBASE} \cdot 100 \%,$$

где $n_{corBASE}$ – частота вращения основного режима работы модернизированного КНД;

Relative Efficiency – КПД, отнесенный к КПД основного режима работы модернизированного КНД;

Relative Mass Flow – расход воздуха, отнесенный к расходу воздуха на основном режиме работы модернизированного КНД.

Также из рис. 5 видно, что рассчитанные КПД ветки базового КНД качественно повторяют экспериментальные на всех режимах работы. Максимальное различие между рассчитанным и измеренным параметрами КПД составляет 2,9 % (абс.) на режиме $\bar{n}_{cor} = 84 \%$. На режиме $\bar{n}_{cor} = 100 \%$ максимальное отклонение составляет 0,7 % (абс.). В области основного режима работы величина рассчитанного КПД хорошо согласуется с экспериментальной. В качестве причин расхождения рассчитанных и экспериментальных значений КПД можно отметить параметры модели, которые определялись по упрощенным методикам. Это величины радиальных зазоров, закрутка перьев лопаток от действия центробежных сил. Кроме того, по имеющимся данным

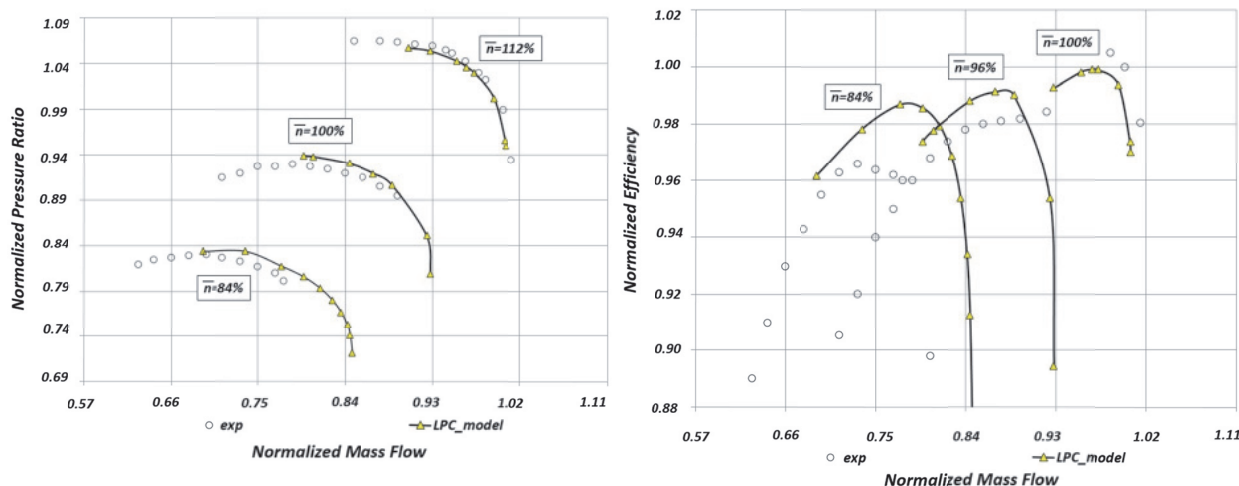


Рис. 5. Сравнение рассчитанных характеристик базового КНД двигателя НК36-СТ с данными эксперимента

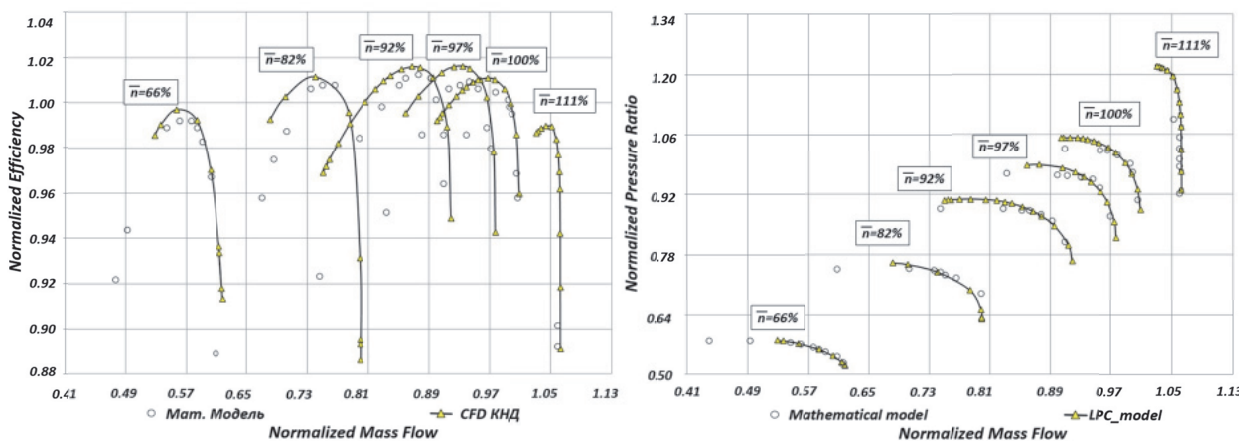


Рис. 6. Сравнение рассчитанных характеристик модернизированного КНД с данными, используемыми в математической модели двигателя

было невозможно воспроизвести условия эксперимента и оценить погрешность.

Рис. 6 показывает, что рассчитанные характеристики модернизированного КНД как качественно, так и количественно согласуются с характеристикой модернизированного КНД, используемого в полуэмпирической математической модели двигателя НК36-СТ. На режиме $\bar{n}_{cor} = 100\%$ максимальное отклонение рассчитанных значений степени повышения давления достигает 2,4% (абс.). При этом в области рабочих режимов отклонение не превышает 0,5% (абс.).

Исходя из вышеизложенного был сделан вывод, что несмотря на некоторые количественные расхождения с имеющимися экспериментальными данными, созданная численная модель позволяет адекватно описывать рабочий процесс КНД и может быть использована для поиска конфигурации, обеспечивающей максимальную эффективность.

Алгоритм поиска оптимальной конфигурации КНД с использованием методов оптимизации схематично показан на рис. 7.

Алгоритм оптимизации КНД имеет следующую последовательность действий. Программой IOSO формируется набор входных параметров, управляющих геометрией лопаток КНД. На основе набора этих параметров в программе Profiler [8] восстанавливается геометрия компрессора. В программе NUMECA AutoGrid строится расчетная область, соответствующая восстановленной геометрии компрессора. Затем выполняется численный расчёт параметров работы КНД в решателе NUMECA FINE/Turbo на нескольких режимах работы КНД. Рассчитанные параметры работы КНД возвращаются в IOSO, где производится селекция вариантов КНД и формируется фронт Парето и формируется новый набор входных параметров. Далее цикл повторяется до достижения необходимого результата.

Параметризация лопаток в программе Profiler выполнялась следующим образом. Сечение каждого профиля представляется в виде средней линии. В трех равномерно расположенных по высоте сечениях лопатки осуществляется изменение формы средней линии. Для

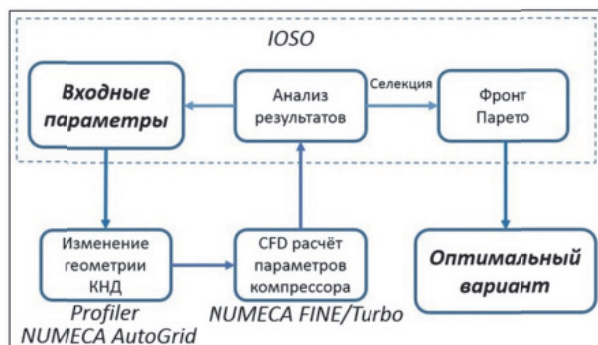


Рис. 7. Алгоритм оптимизации КНД

рабочих лопаток менялись координаты трех точек сплайна в окружном направлении и угол установки сечения. Для направляющих лопаток менялись координата средней точки и точки на выходной кромке, углов установки, а также выносы сечения в окружном и осевом направлениях (рис. 8).

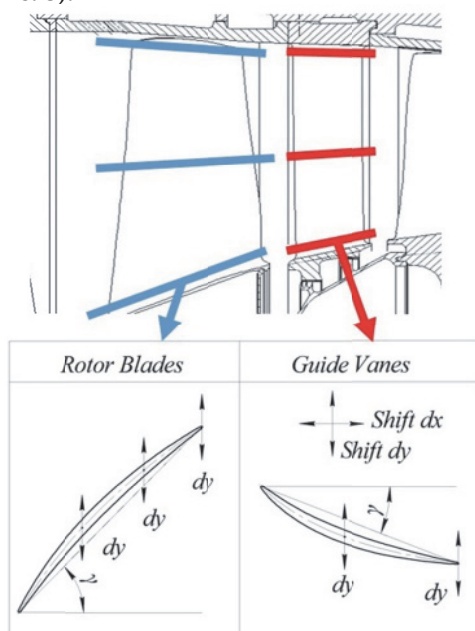


Рис. 8. Схема параметризации лопаток

Критериями оптимизации являлись:

- увеличение КПД на режиме $\bar{n}_{cor} = 100\%$ в точке, соответствующей рабочему режиму;
- повышение запасов устойчивой работы на $\bar{n}_{cor} = 100\%$.

КНД должен работать на нескольких режимах. Поэтому дополнительно были введены ограничения на режимах $\bar{n}_{cor} = 92\%$ и $\bar{n}_{cor} = 111\%$.

Режим $\bar{n}_{cor} = 100\%$ соответствует работе двигателя при температуре наружного воздуха $t_h = +15^\circ\text{C}$. Режим $\bar{n}_{cor} = 92\%$ соответствует работе двигателя при температуре наружного воздуха $t_h = +45^\circ\text{C}$. Режим $\bar{n}_{cor} = 111\%$ соответствует работе двигателя при температуре наружного

воздуха $t_h = -15^\circ\text{C}$.

Таким образом, ставилась задача повысить КПД и запас устойчивой работы на основном режиме работы, не допустив ухудшения параметров КНД на режиме $\bar{n}_{cor} = 92\%$. На режиме $\bar{n}_{cor} = 111\%$ должна сохраняться пропускная способность, ограничений на параметры работы не ставилось.

Схематично постановка задачи показана на рис. 9.

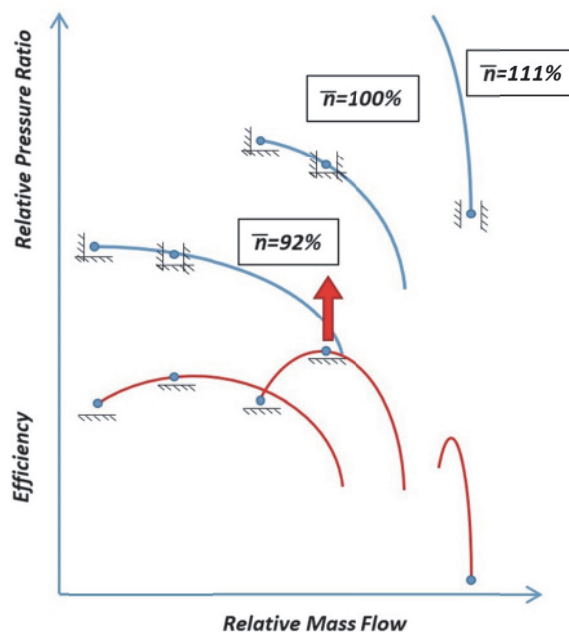


Рис. 9. Схема постановки задачи оптимизации КНД

Задача оптимизации КНД решалась в двух постановках, различающихся диапазоном варьирования переменных на режиме $\bar{n}_{cor} = 92\%$. Это обусловлено тем, что на основном режиме работы $\bar{n}_{cor} = 100\%$ необходимо максимально сохранить положение рабочей точки на рабочей линии компрессора, в то время как на режиме $\bar{n}_{cor} = 92\%$ допускается более широкие диапазоны изменения параметров.

Ограничения, накладываемые на параметры работы КНД показаны в табл. 1 (Постановка 1) и табл. 2 (Постановка 2). Обозначения в таблицах: RMF – Relative Mass Flow, RPR – Relative Pressure Ratio, Eff – efficiency, α_{out} – угол на выходе из КНД; WP – обозначение рабочей точки, SP – точки срыва, CP – точка запираания.

В качестве варьируемых переменных задавались смещения точек, образующих сплайны средних линии профиля, как было описано выше (рис. 8), а также значение статического давления на выходе из КНД в точках срыва на режимах $\bar{n}_{cor} = 92\%$ и $\bar{n}_{cor} = 100\%$. Общее количество варьируемых переменных составило 99.

Для решения задачи потребовалось 2260 обращений оптимизатора к расчётной модели. За-

Таблица 1. Ограничения параметров КНД в постановке 1

$\bar{n}$, %	RMF	RPR	Eff	α_{out}
92 %, WP	± 1 %	$>0,99 \cdot \text{Base}$	$>0,99 \cdot \text{Base}$	
92 %, SP	$<0,99 \cdot \text{Base}$	$>0,99 \cdot \text{Base}$	$>0,99 \cdot \text{Base}$	
100 %, WP	± 1 %	$>\text{Base}$	$>\text{Base}$	± 3 %
100 %, SP	$<0,99 \cdot \text{Base}$	$>\text{Base}$	$>\text{Base}$	
111 %, CP	$\pm 1,0$ %			

Таблица 2. Ограничения параметров КНД в постановке 2

$\bar{n}_{cor}$, %	RMF	RPR	Eff	α_{out}
92, WP	± 3 %	$>0,97 \cdot \text{Base}$	$>0,97 \cdot \text{Base}$	
92, SP	$<0,97 \cdot \text{Base}$	$>0,97 \cdot \text{Base}$	$>0,97 \cdot \text{Base}$	
100, WP	± 1 %	$>\text{Base}$	$>\text{Base}$	± 3 %
100, SP	$<0,99 \cdot \text{Base}$	$>\text{Base}$	$>\text{Base}$	
111, CP	$\pm 2,0$ %			

дача решалась на 10 компьютерах уровня *Intel i7, 16gb ram* в течении 10 дней. Результатом решения задачи оптимизации является множество Парето компромиссных решений между повышением КПД и запасов устойчивой работы (рис. 10).

Как видно из рис. 10, решение задачи в постановке 2 позволило получить большее повышение КПД, чем в постановке 1.

Для анализа результатов решения задачи оптимизации были выбраны варианты компрессора в постановке 1 и 2, показавшие наиболее высокий прирост КПД. Для них были рассчитаны напорная и КПД характеристика (рис. 11).

Отличие характеристик оптимизированного варианта компрессора определяет отличие в совместной работе узлов двигателя и его параметрах по сравнению с базовым вариантом.

Для анализа влияния оптимизации компрессора на изменение эффективности газотурбинной установки использована ее термодинамическая модель. Термодинамическая модель двигателя была создана в САЕ-системе АСТРА [9]. Эта модель позволяет рассчитывать мощ-

ность и эффективность двигателя, параметры рабочего процесса его узлов, параметры потока рабочего тела в проточной части в зависимости от режима работы двигателя и внешних условий, а также учитывать изменение характеристик узлов.

На рис. 11 показана рабочая линия базового КНД и КНД, оптимизированного в постановке 2.

Как видно из рис. 11, в результате оптимизации напорная и КПД характеристики КНД изменились. Оптимизированные КНД обеспечивают большую степень повышения давления чем базовый в точках напорной характеристики с одинаковым значением расхода воздуха. При расходе воздуха, соответствующем основному режиму работы, повышение степени повышения давления составило 2,7 % (абс.). Максимальное повышение КПД при условиях одинакового расхода воздуха составило 1,1 % (абс.).

Из сравнение характеристик оптимизированных КНД в постановке 1 и постановке 2, можно заметить что на режиме $\bar{n}_{cor} = 100$ % повышение КПД в постановке 2 выше, чем в постановке

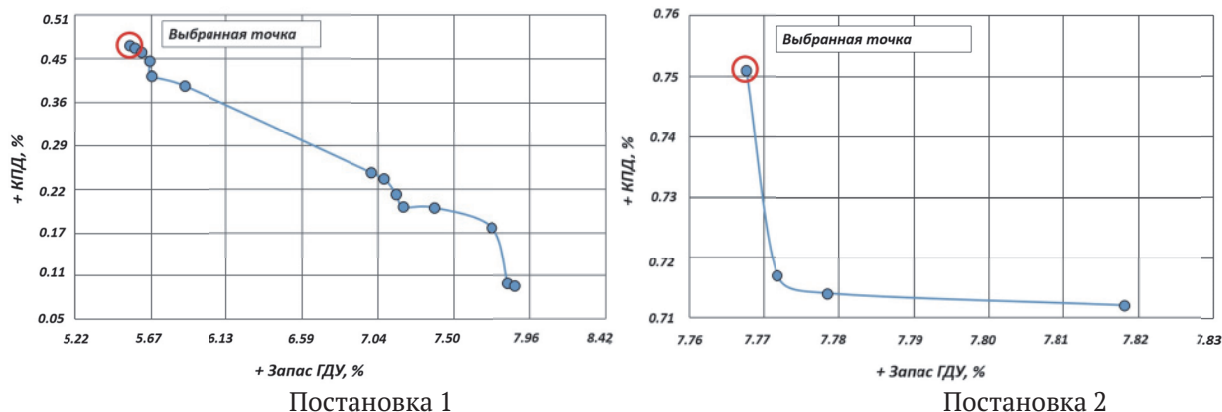


Рис. 10. Фронт Парето неулучшаемых компромиссных решений КНД в постановке 1 и 2 между повышением запаса устойчивой работы и повышением КПД

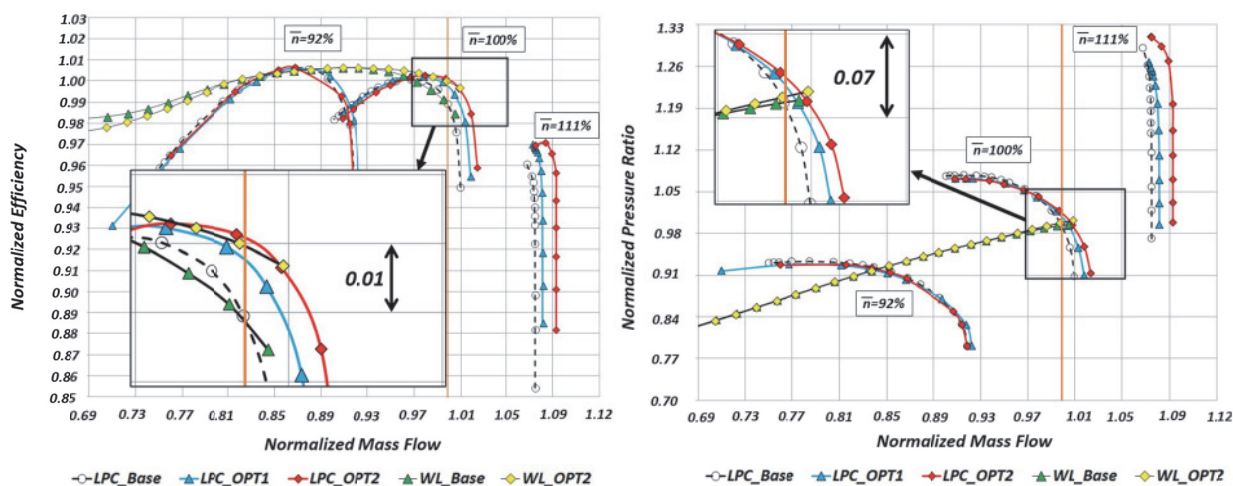


Рис. 11. Сравнение напорных и КПД характеристик базового и оптимизированных вариантов КНД

1. Но при этом в постановке 2 наблюдается снижение КПД на режиме $\bar{n}_{cor} = 92\%$. Также в оптимизированных вариантах на режиме $\bar{n}_{cor} = 111\%$ увеличен расход на 0,7 % (абс.) в постановке 1, на 1,7 % (абс.) в постановке 2.

Анализируя полученные результаты можно сделать вывод, что рост КПД на режиме $\bar{n}_{cor} = 100\%$ в постановке 1 был лимитирован ограничениями на параметры компрессора на режиме $\bar{n}_{cor} = 92\%$.

Таким образом, показано, что при решении задачи оптимизации необходимо рассчитывать параметры работы компрессора на нескольких режимах работы. Сравнение геометрии лопаток базового КНД и КНД оптимизированного в постановке 2 представлено на рис. 12.

Для анализа причин повышения КПД были выбраны две точки с характеристики базового КНД и КНД оптимизированного в постановке 2. На характеристики базового КНД выбрана точ-

ка, соответствующая основному режиму работы. На характеристики оптимизированного КНД выбрана точка, с таким же значением статического давления на выходе, как и в выбранной точке базового КНД.

На рис. 13 показано распределение степени повышения давления и КПД по ступеням. Откуда видно, что степень повышения давления в ступенях осталась практически неизменной, а КПД вырос во всех ступенях.

На рис. 14 показано распределение статического давления по спинкам и корытцам лопаток базового и оптимизированных КНД на среднем радиусе.

Как видно из рис. 14, на рабочих колесах уменьшились потери статического давления, вызванные системой скачков уплотнений на спинках. Также произошло небольшое перераспределение работ по длине корытц рабочих лопаток. Для направляющих лопаток существенных изменений не отмечено.

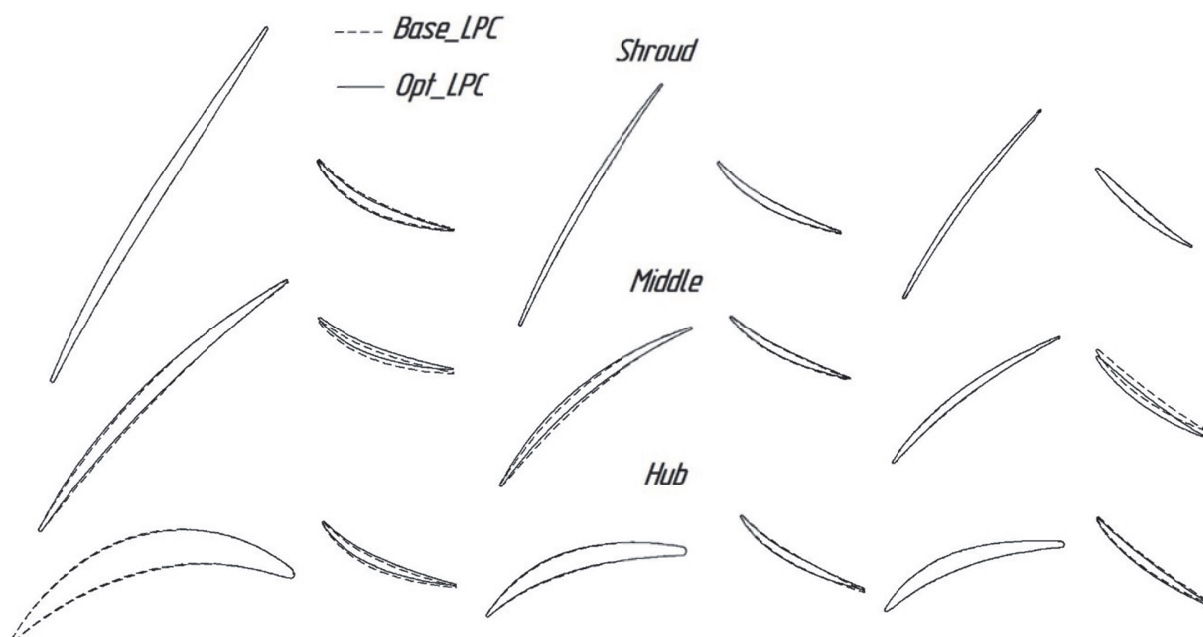


Рис. 12. Сравнение геометрии лопаток базового КНД и КНД оптимизированного в постановке 2

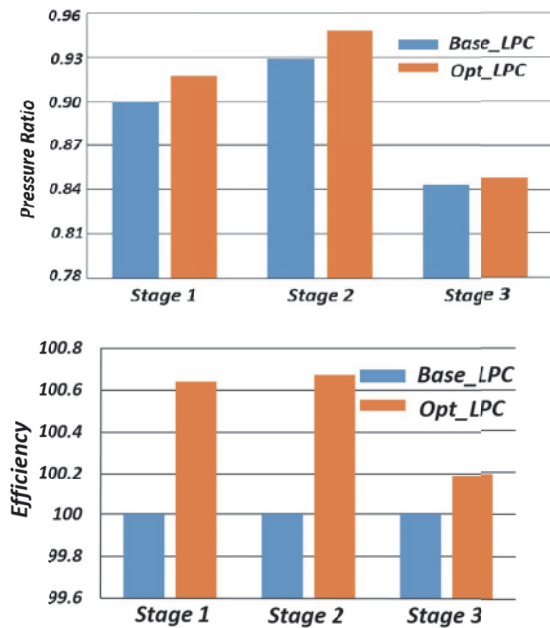


Рис. 13. Сравнение распределения степени повышения давления и КПД по ступеням базового и оптимизированного КНД

На рис. 15 показано сравнение полей относительных чисел Маха во второй рабочей лопатке в среднем сечении.

Таким образом, в процессе решения задачи был разработан алгоритм оптимизации осевого компрессора. Его эффективность была показана на примере КНД двигателя НК-36СТ.

В результате проделанной работы удалось найти вариант компрессора, обеспечивающий повышение его КПД на 1,1 % (абс.) и запаса устойчивой работы на 7,5 % (абс.).

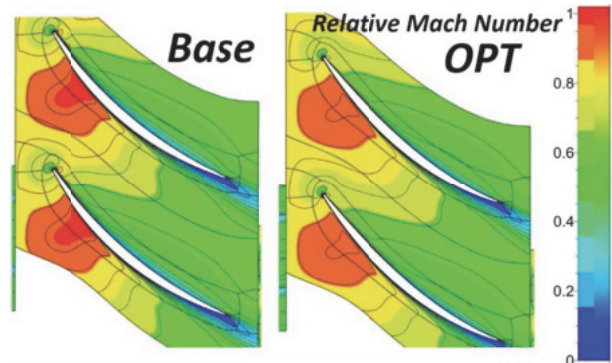


Рис. 15. Сравнение полей Маха в сечении 50 % относительной высоты проточной части 2РК для базового и оптимизированного КНД

Показано, что в процессе решения задачи необходимо рассчитывать параметры КНД не только на основном режиме работы, но и на дополнительных. Повышение параметров КНД на одном режиме работы может сопровождаться падением на другом.

Весьма интересным является вопрос об изменении положения рабочей линии компрессора при работе в составе двигателя. Было показано, что при сравнении базового и оптимизированного в постановке 2 варианта КНД на режимах с одинаковыми значениями статического давления на выходе, повышение КПД составляет около 0,7 % (абс.). Но при работе в составе двигателя, рабочая точка сместится вертикально вверх, и повышение КПД составит 1,1 %.

На следующем этапе планируется провести оптимизацию ТНД и СТ двигателя НК36-СТ. Оптимизация турбин необходима для согласования работы оптимизированного компрессора с другими узлами в системе двигателя.

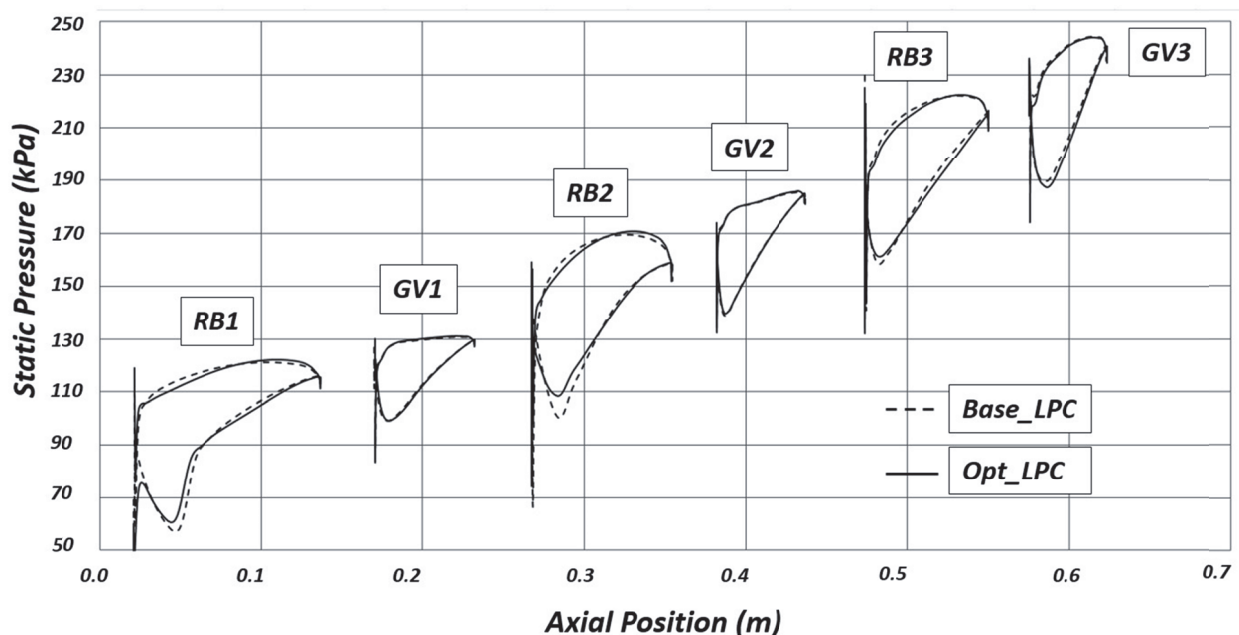


Рис. 14. Распределение статических давлений по спинкам и корытцам базового и оптимизированного КНД в сечении, соответствующем 50 % относительной высоты проточной части

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иноземцев А.А., Нухамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок: учеб. М.: Машиностроение, 2008. 368 с.
2. Кулагин В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: учеб. для вузов М.: Машиностроение, 2003. 616 с.
3. IOSO Optimisation Toolkit-Novel Software to Create Better Design / I.N. Egorov, G.V. Kretinin, I.A. Leshchenko, S.V. Kuptzov // 9th AIAA/ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimisation", 04 -06 Sep. 2002, Atlanta, Georgia.
4. Parallel Thermo Elasticity Optimization of 3-D Serpentine Cooling Passages in Turbine Blades / G.S. Dulikravich, B.H. Dennis, I.N. Egorov, H. Sobieczky, S. Yoshimura // Proceeding of ASME Turbo Expo 2003, Atlanta, Georgia, USA, 2003.
5. Multistage axial flow compressor optimization using 3D CFD code / M.L. Kuzmenko, I.N. Egorov, Yu.N. Shmotin, P.V. Chupin, K.S. Fedechkin // 6th ASMO UK/ISSMO conference on Engineering Design Optimization, Oxford, UK, 3-4 July, 2006.
6. Optimization Studies of the Aircraft High-Bypass ratio Turbo Engine Fan / M.L. Kuzmenko, I.N. Egorov, Yu.N. Shmotin, G.V. Kretinin, K.S. Fedechkin // Conference ASME Turbo Expo 2010, Glasgow, Scotland, UK, June 14-18.
7. NUMECA, User Manual AutoGrid5 Release 8.4, NUMECA.inc., Belgium, January 2008.
8. Shablii L.S., Dmitrieva I.B. Blade geometry transformation in optimization problems from the point cloud to the parametric form // Russian Aeronautics, 57(3), 2014, pp.276-282
9. Composing a virtual model of gas turbine engine working process using the CAE system "ASTRA" / V.S. Kuz'michev, A.Y. Tkachenko, I.N. Krupenich, V.N. Rybakov // Research Journal of Applied Sciences, 9(10), pp. 635-643., 2006.

MULTICRITERIA OPTIMIZATION OF THE WORKING PROCESS OF AXIAL COMPRESSOR OF GAS TURBINE ENGINE TAKING INTO ACCOUNT ITS MULTIMODE OPERATION

© 2017 G.M. Popov, E.S. Goriachkin, Y.D. Novikova

Samara National Research University named after Academician S.P. Korolyov

The article presents the results of optimization of the working process of axial compressor of gas turbine engine due to optimization software IOSO and CFD software NUMECA Fine/Turbo. Optimization was performed by changing the shape of rotor blades and guide vanes. The shape of meridional contours path was not changed. Parameters of the compressor were calculated in three mode of engine operation corresponding with a low, standard and high temperature of the inlet air. It was set restrictions for the LPC specific massflow, minimal pressure raise and stall margin. The coordinates of three points of a spline in circumferential direction and stagger angle were changing for the rotor blades. The coordinates of a mid-point and a point of trailing edge, stagger angles and also shifting of sections in circumferential and axial directions were changing for the guide vanes. The value of static pressure also was changing during optimization process. As the result of the solution of optimization problem, pareto set between increase of compressor efficiency and increase of stall margin was obtained. One point of the Pareto set met all the required parameters of the modernized LPC. The LPC geometry that guaranteed efficiency increase of 1,2%, total pressure ratio increase of 2,6% and the same specific massflow in comparison with the original LPC was obtained as a result of the investigation. Characteristic of the new LPC is different from the base LPC characteristic. Therefor thermodynamic calculation of NK36-ST engine was conducted again to know influence of the optimized LPC.

Keywords: axial compressor, numerical model, optimization, working process, geometry of blades