

ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ ПРОФИЛИРОВАНИЕ ПЛОСКИХ КОМПРЕССОРНЫХ РЕШЕТОК ПРИ РЕШЕНИИ ЗАДАЧ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

В.Л. БЛИНОВ, Ю.М. БРОДОВ, В.А. СЕДУНИН, О.В. КОМАРОВ

Уральский федеральный университет имени первого Президента России
Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург

В статье описывается предлагаемый авторами подход к параметрическому профилированию плоских компрессорных решеток и решению задач их многокритериальной оптимизации. Представлена топология профиля, в которой спинка и корытце профиля описываются кривыми Безье. Даны рекомендации по постановке задач оптимизации формы профилей и представлены результаты некоторых решенных примеров. Оптимизация осуществлялась путем интеграции разработанного программного кода для генерации файла геометрии с программным комплексом Ansys и пакетом многокритериальной оптимизации IOSO.

Ключевые слова: осевой компрессор, плоская решетка профилей, топология профиля, аэродинамическое совершенствование, многокритериальная оптимизация.

Введение

Проектирование лопаточного аппарата осевого компрессора (ОК) заключается в определении формы профилей лопаток направляющих и рабочих венцов. Первые ступени осевых компрессоров современных газотурбинных двигателей по большей части выполняются транс- и сверхзвуковыми. Промежуточные и последние ступени при этом остаются дозвуковыми. Традиционный метод профилирования лопаточного аппарата осевых компрессоров состоит в использовании широкоизвестных семейств профилей, например профиля серии С или NACA-65, а также двухдуговых и многодуговых профилей. Подобный подход до настоящего времени используется в компрессоростроении, но с развитием современных вычислительных технологий появилась возможность разрабатывать профиль с произвольным изменением изгиба и толщины для обеспечения оптимального распределения скоростей (профили с предписанным распределением скорости) [1].

В последнее время, в связи со стремительным развитием методик трехмерного моделирования процессов, протекающих в проточной части турбомашин, в частности осевых компрессоров, становится возможным достижение высоких значений КПД и оптимальных характеристик ОК не только на номинальном, но и в широком диапазоне переменных режимов работы.

Использование современных вычислительных комплексов для численного решения уравнений Навье-Стокса позволяет проводить неограниченное количество численных экспериментов с различными конструктивными решениями, заменяя, тем самым, дорогостоящие натурные испытания. Быстрый рост возможностей вычислительной техники, в свою очередь, позволяет сократить затраченные на это время и средства [2-4].

Использование методов вычислительной газовой динамики (CFD) совместно с современными алгоритмами многокритериальной оптимизации позволяет в короткие сроки проводить подбор оптимальных вариантов профилей, удовлетворяющих

повышенным требованиям, как по эффективности, так и по уровню нагрузки ступеней осевого компрессора. В таком подходе геометрическая модель профиля пера лопатки задается параметрическим способом. Изменяя параметры такой модели, можно получить оптимальную форму пера лопатки, которая будет удовлетворять поставленным аэродинамическим или прочностным требованиям. Одним из основных вопросов в данном случае является выбор оптимального подхода к построению подобной геометрической модели профиля [2, 5, 7]. Наиболее простой вариант заключается в использовании современных CAD программ, когда профиль лопатки строится дугами окружностей или сплайнами [2]. Такой подход имеет ряд недостатков, например: сложность интеграции CAD-программы в цикл оптимизации.

В настоящей работе показана предлагаемая авторами топология профиля и приведены примеры решения задач многокритериальной оптимизации плоской компрессорной решетки.

Топология профиля

В представленной работе используется следующее понятие топологии профиля: принципы параметрического описания геометрии профиля, наилучшим образом позволяющие осуществлять его оптимизацию.

Для оптимизации профиля пера лопатки осевого компрессора предложена следующая топология (рис. 1). Спинка профиля описывалась кривой Безье третьего порядка, корытце – кривой Безье четвертого порядка, что обусловлено стремлением добиться гибкого изменения формы профиля. Входная и выходная кромки задавались дугами окружностей. Математическое параметрическое представление кривой Безье имеет вид [6]:

$$P(t) = \sum_{i=0}^n B_i J_{n,i}(t), \quad 0 \leq t \leq 1, \quad (1)$$

где B_i – это i -я вершина многоугольника Безье; J_n – это базис Безье (базис Бернштейна или функция аппроксимации), который вычисляется как

$$J_{n,i}(t) = \binom{n}{i} t^i (1-t)^{n-i}, \quad \binom{n}{i} = \frac{n!}{i!(n-i)!}, \quad (2)$$

$J_{n,i}(t)$ – это i -я функция базиса Бернштейна порядка n . Здесь n – порядок определяющей функции базиса Бернштейна и, следовательно, сегмента полиномиальной кривой. Значение n на единицу меньше количества точек определяющего многоугольника. Многоугольник Безье нумеруется от 0 до n^1 .

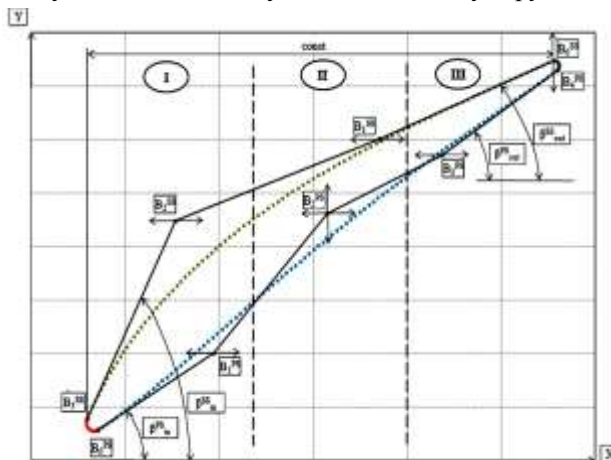


Рис. 1. Параметрическая модель профиля пера лопатки

Коэффициенты для кривой Безье третьего и четвертого порядка имеют вид:

$$\begin{aligned}
 J_{3,0}(t) &= (1-t)^3, & J_{4,0}(t) &= (1-t)^4, \\
 J_{3,1}(t) &= 3t(1-t)^2, & J_{4,1}(t) &= 4t(1-t)^3, \\
 J_{3,2}(t) &= 3t^2(1-t), & J_{4,2}(t) &= 6t^2(1-t)^2, \\
 J_{3,3}(t) &= t^3, & J_{4,3}(t) &= 4t^3(1-t), \\
 & & J_{4,4}(t) &= t^4.
 \end{aligned} \tag{3}$$

Следовательно, запишем параметрическое уравнение кривой Безье третьего и четвертого порядка соответственно:

$$\begin{aligned}
 P(t) &= (1-t)^3 B_0 + 3t(1-t)^2 B_1 + 3t^2(1-t) B_2 + t^3 B_3, \\
 P(t) &= (1-t)^4 B_0 + 4t(1-t)^3 B_1 + 6t^2(1-t)^2 B_2 + 4t^3(1-t) B_3 + t^4 B_4.
 \end{aligned} \tag{4}$$

Таким образом, задавая параметр t , можно получить координаты любой точки на спинке и корытце профиля лопатки.

На рис. 1 показаны направления перемещения вершин и изменение углов граней многоугольников Безье в процессе оптимизации. На спинке профиля координаты точки B_3^{SS} и абсцисса точки B_0^{SS} зафиксированы. Это позволяет задать условие постоянства осевой длины венца. Координаты точек перехода линии корытца во входную и выходную кромки профиля (B_0^{PS} и B_4^{PS}) и радиусы кромок определяются исходя из условия непрерывности первой производной в этих точках. Таким образом, крайние по профилю грани многоугольника Безье касательны к дугам окружностей входной и выходной кромок. В процессе оптимизации для получения новой формы профиля варьируются следующие параметры: абсциссы точек B_1^{SS} , B_2^{SS} , B_1^{PS} , B_2^{PS} , B_3^{PS} , ординаты точек B_0^{SS} и B_2^{PS} , углы наклона линий между точками B_3^{SS} - B_2^{SS} , B_0^{PS} - B_1^{PS} , B_0^{SS} - B_1^{SS} и B_3^{PS} - B_4^{PS} , которые определяют углы входа β_{in} и выхода β_{out} потока в лопаточном венце. Так, в процессе оптимизации используется 11 переменных, зная которые можно математически определить координаты любой точки на профиле. Это в свою очередь позволяет найти такие важные параметры, как максимальная и минимальная толщина профиля, положение максимальной толщины, угол изгиба, момент инерции и т.д. Контролируя эти параметры, появляется возможность накладывать ограничения на форму профиля, что также важно с точки зрения прочности.

Для физического обоснования представленного выбора топологии профиль лопатки условно разделен на три участка (римские цифры на рис. 1). На первом участке угол β_{in}^{SS} может использоваться для контроля и адаптации профиля к положительным углам атаки. Перемещение точки B_2^{SS} в осевом направлении позволяет контролировать длину и кривизну участка на спинке профиля за входной кромкой, что сказывается на структуре пограничного слоя. Например, положение точки перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный вдоль спинки профиля играет существенную роль на величину потерь. Оптимальное положение точки B_2^{SS} будет существенно зависеть от чисел Маха и Рейнольдса. При выборе угла выхода потока со спинки профиля β_{out}^{SS} и положения абсциссы точки B_1^{SS} изменяется кривизна участков II и III со стороны спинки, что определяет уровень нагрузки на данный участок. Таким образом, изменяя перечисленные параметры можно добиться оптимального распределения скоростей вдоль спинки профиля. Так, известно, что максимум подъемной силы соответствует резкому торможению потока вблизи выходной кромок и положению точки перехода

ламинарного пограничного слоя в турбулентный на спинке примерно на 30% от длины хорды [1].

На первом участке изменение геометрического угла входа на корытце профиля β_{in}^{PS} и абсциссы точки B_1^{PS} сказывается на характеристиках профиля при низкой степени повышения давления в ступени. Также размер этого участка влияет на величину горла межлопаточного канала. Участок II со стороны корытца не оказывает прямого воздействия на параметры профиля, а служит для геометрического согласования линий спинки и корытца с обеспечением минимальной толщины в концевой части профиля. Форма участка III на корытце зависит от угла β_{out}^{PS} и абсциссы точки B_3^{PS} . Изменяя геометрические параметры данного участка можно повысить угол выхода потока из венца. В практике также применяются так называемые профили «*bulb-shape*» – то есть профили, в которых максимальная толщина достигается в двух местах - на расстоянии 30-40% от хорды и на расстоянии 65-70%. Между этими двумя утолщениями наблюдается существенное снижение толщины и больший изгиб профиля. Для обеспечения возможности получения таких профилей корытце описано кривой Безье четвертого порядка.

Постановка задачи оптимизации

Целью оптимизации было повышение угла поворота потока в лопаточном венце и минимизация потерь полного давления. Схема процесса оптимизации показана на рис. 2. Файл с геометрией профиля генерировался во внутренней программе, в основе которой лежит разработанная выше топология. Расчетное исследование течения в межлопаточном канале осуществлялось в программном комплексе *Ansys CFX* [2, 4, 7]. Процесс оптимизации проводился путем интеграции геометрического и *CFD* кодов с программным продуктом многокритериальной оптимизации *IOSO* [8].

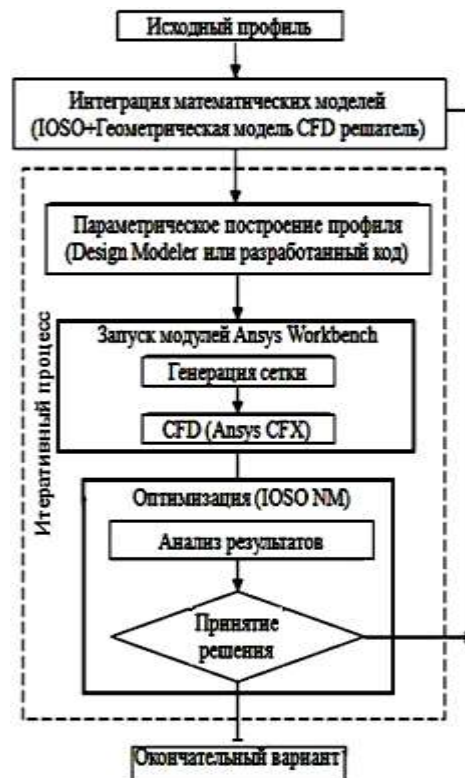


Рис. 2. Схема процесса оптимизации

Геометрическая модель профиля пера лопатки из внутреннего кода передавалась в программный комплекс *Ansys CFX*, где проходило сеточное разбиение расчетной области и численное исследование течения. Анализ полученных данных и принятие решения о дальнейшем изменении формы профиля, на основании которого по разработанному алгоритму создавался новый файл с геометрией, проводилось в программе *IOSO*, замыкая цикл оптимизации.

Целевая функция рассчитывается исходя из осредненных по расходу параметров на входе и выходе из расчетного домена. Ставится задача минимизации целевой функции F , которая имеет следующий вид:

$$F = \frac{\Delta\beta_0}{\Delta\beta_i} + \frac{\zeta_i}{\zeta_0}, \quad (5)$$

где $\Delta\beta_0$ и $\Delta\beta_i$ – это углы поворота потока в лопаточном венце для исходного и текущего (i -го) варианта профиля соответственно; ζ_0 и ζ_i – потери полного давления для исходного и текущего (i -го) варианта профиля соответственно.

Угол поворота потока рассчитывается по следующей зависимости:

$$\Delta\beta = \arctg \frac{w_{out}}{u_{out}} - \beta_{in}, \quad (6)$$

где w_{out} и u_{out} – осредненные по расходу осевая и окружная составляющие абсолютной скорости потока на выходе из домена; β_{in} – угол входа потока в лопаточный венец (является исходным параметром в задаче оптимизации).

Коэффициент потерь полного давления вычисляется по формуле

$$\xi = \frac{P_{in}^{tot} - P_{out}^{tot}}{P_{in}^{tot} - P_{in}}, \quad (7)$$

где P_{in}^{tot} , P_{in} и P_{out}^{tot} – осредненные по расходу полное и статическое давление на входе в домен и полное давление на выходе из него соответственно.

В процессе оптимизации накладывались ограничения на максимальную C_1 и минимальную C_2 толщину профиля в процентах от хорды профиля:

$$C_1 = \max \left(\sqrt{(x_i^{ss} - x_i^{ps})^2 + (y_i^{ss} - y_i^{ps})^2} \right), \quad (8)$$

$$C_2 = \min \left(\sqrt{(x_i^{ss} - x_i^{ps})^2 + (y_i^{ss} - y_i^{ps})^2} \right),$$

где x и y – это координаты точек i на корытце (ps) и спинке (ss) профиля, через которые проходит i -я вписанная в профиль окружность.

Для контроля уровня сходимости решения накладывалось ограничение на погрешность по расходу по входу G_1 и выходу G_2 из расчетного домена:

$$\Delta G = \frac{G_1 - G_2}{G_2} \cdot 100\%; \quad (9)$$

$$-0,01 \leq \Delta G \leq 0,01.$$

Примеры решения задачи оптимизации

В качестве одного из примеров приведена задача оптимизации пера направляющего аппарата последней ступени модельного осевого компрессора, характеризующегося закруткой потока на выходе в 57,9 градуса [2]. Цель – за счет изменения параметров венца и формы профиля лопаток достичь максимально

возможного угла поворота потока в межлопаточном канале при одновременном обеспечении наименьшего уровня потерь полного давления относительно уровня потерь исходного профиля. Процесс оптимизации составил 500 вызовов *CFD*-решателя. Геометрические параметры исходного профиля и диапазон изменения переменных оптимизации представлены в табл. 1.

Таблица 1

Геометрические параметры профиля		
Обозначение переменной	Исходный профиль (мм или градусы)	Диапазон изменения
$X B_1^{ps}$	19	8÷40
$X B_2^{ps}$	32	20÷42
$Y B_2^{ps}$	3	-15÷15
$X B_3^{ps}$	44	30÷55
$Y B_0^{ss}$	17	5÷30
$X B_1^{ss}$	37	15÷55
$X B_2^{ss}$	15	5÷30
β_{in}^{ps}	30	-10÷50
β_{in}^{ss}	63	40÷80
β_{out}^{ps}	33	5÷60
β_{out}^{ss}	22	0,1÷40

Сравнение форм исходного и оптимизированного профилей представлено на рис. 3, *a*. В ходе оптимизации удалось повысить угол поворота потока на 8,4 градуса, относительно исходного значения 17,2 градуса. При этом потери полного давления были снижены с уровня 0,0574 до 0,0530. На рис. 3, *b*, *c* представлено распределение скоростей вдоль исходного и оптимизированного профилей. В результате для оптимального варианта получено распределение скоростей, принципиально схожее с суперкритическим профилем. Такому распределению соответствует высокая скорость свободного потока со стороны спинки профиля. Как отмечается в работе [1], в некоторых случаях это может способствовать небольшому снижению потерь для данной нагрузки, поскольку имеет место удлинение участка ламинарного пограничного слоя. Снижение скорости на корытце оптимизированного профиля относительно исходного также способствует снижению потерь. Известно, что потери, возникающие в пограничном слое, зависят от куба местной скорости потока. Более детально данная задача описана в работе [7].

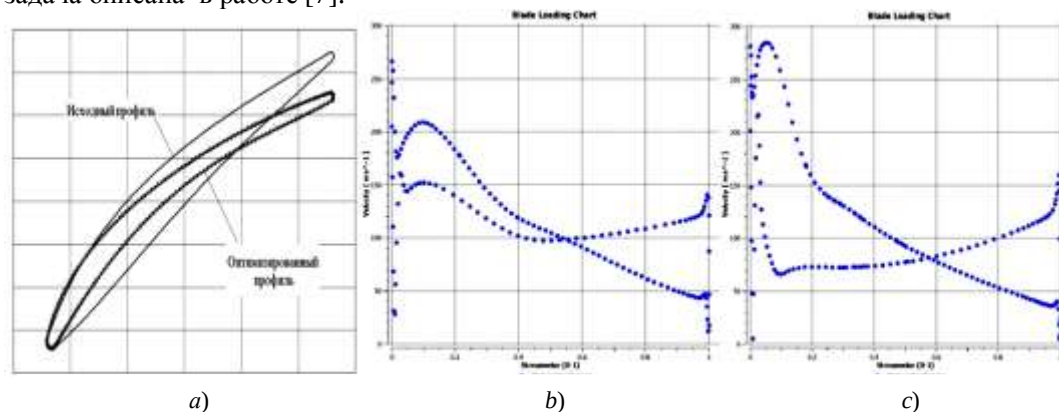


Рис. 3. Сравнение форм (*a*), распределение скоростей вдоль исходного (*b*) и оптимизированного (*c*) профилей

В качестве еще одного примера далее представлено оптимизационное исследование, при котором учитывались характеристики профиля на двух режимах течения, характеризующихся углами атаки в +3 и -3 градуса. Под положительным углом атаки понимается угол атаки в спинку, а под отрицательным соответственно в корыто. Такая постановка задачи позволяет получить форму профилей, обеспечивающую максимальный угол поворота профиля с оптимальными (минимальными) потерями полного давления при работе в достаточно широком диапазоне режимов набегающего потока. Также накладывалось ограничение на угол отставания потока: не более 10 градусов.

Для определения оптимального подхода поставлены три задачи оптимизации исходного профиля *NACA 65*, несколько отличающиеся друг от друга по целевой функции. В первой постановке в качестве критериев использовались минимизация потерь полного давления на обоих режимах течения при одновременной максимизации угла поворота потока в межлопаточном канале на режиме при угле атаки в корытце. Вторая задача направлена на минимизацию потерь и максимизацию угла поворота потока на обоих режимах. То есть в данном случае используется 4 критерия оптимизации, а целевая функция имеет вид:

$$F = \left(\frac{\Delta\beta_0}{\Delta\beta_i} + \frac{\zeta_i}{\zeta_0} \right)_{mode1} + \left(\frac{\Delta\beta_0}{\Delta\beta_i} + \frac{\zeta_i}{\zeta_0} \right)_{mode2}. \quad (10)$$

Для первой и второй задач в качестве исходного использовался профиль №1 в табл. 2. Третья задача была разделена на три подзадачи. В каждой подзадаче проводилась оптимизация профиля при поддержании постоянным исходного угла поворота потока в канале лопаток. В качестве критериев использовались только минимизация потерь полного давления на обоих режимах. Исходные профили *NACA 65* для каждой подзадачи характеризуются геометрическими углами поворота 15, 33 и 42 градуса в соответствии с табл. 2. Диапазон изменения геометрических переменных профиля в процессе оптимизации также представлен в табл. 2.

Табл. 2

Геометрические параметры исходных профилей *NACA-65*

Обозначение	Исходные варианты профилей <i>NACA-65</i>			Диапазон изменения
	1	2	3	
$X B_1^{ps}$	17,73	20,56	21,48	0÷30
$X B_2^{ps}$	30,09	32,91	33,82	10÷50
$Y B_2^{ps}$	7,07	7,53	7,13	0÷20
$X B_3^{ps}$	42,44	45,25	46,16	30÷55
$Y B_0^{ss}$	26,12	16,40	12,10	1÷35
$X B_1^{ss}$	37,67	40,70	41,64	15÷55
$X B_2^{ss}$	21,23	24,03	25,07	0÷26
β_{in}^{ps}	37,28	37,42	37,48	-10÷45
β_{in}^{ss}	57,77	56,13	55,19	40÷90
β_{out}^{ps}	34,93	15,71	5,94	0,1÷40
β_{out}^{ss}	29,99	12,06	2,71	0,1÷40

Задачи 1 и 2 оптимизировались в течении 3500 вызовов *CFD* решателя. Такое большое количество итераций было использовано для оценки сходимости задачи оптимизации. Анализ процесса сходимости показал, что результаты, полученные после 2000 вызовов *CFD* решателя, практически не изменились. На основании данного факта

можно косвенно судить о сходимости поставленной задачи. Значительное количество итераций также связано с широкими диапазонами изменения переменных, что сделано с целью охвата максимального количества различных вариантов форм профилей. Результаты задач оптимизации 1 и 2 показаны на рис. 4. Видно, что на обоих режимах течения удалось повысить угол поворота более чем на 30 градусов. В ходе решения задачи в постановке 2 были получены профили с максимальными углами поворота, превышающими на 2-3 градуса углы для профилей, полученных при решении задачи в постановке 1, при одинаковом уровне потерь. Решение в постановке 1 дает больше вариантов профилей, удовлетворяющих поставленным целям, что объясняется меньшим числом критериев оптимизации. Из полученной области оптимальных вариантов отмечаем преимущество постановки задачи в первом варианте.

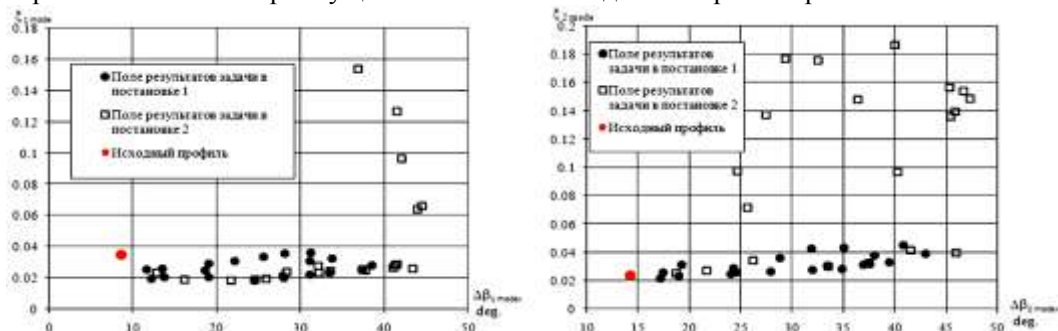


Рис. 4. Результаты двухрежимной оптимизации задачи в постановках 1 и 2

На рис. 5 показаны результаты оптимизации задачи в постановке 3. В отличие от постановок 1 и 2, полученные результаты выражаются более явной зависимостью. Это обусловлено различиями в выборе критериев оптимизации. Решение подзадачи 1 в варианте постановки задачи 3 составило 1600 вызовов *CFD* решателя, что также вызвано желанием оценить требуемое количество итераций для сходимости задачи оптимизации. Так на рис. 6 показан процесс сходимости задачи оптимизации (эволюции Парето фронта в процессе решения задачи). Из анализа рисунка следует, что после 500 вызовов *CFD* решателя результаты не сильно меняются. Вторая и третья подзадачи варианта постановки 3 решались на протяжении 500 вызовов *CFD* решателя. Парето фронт полученных точек представлен на рис. 5. Из рисунка видно, что в подзадаче 1 удалось понизить потери полного давления на 1,5% для первого режима течения и на 0,2% для второго относительно исходного профиля *NACA 65*. В подзадачах 2 и 3 удалось достичь снижения потерь по первому режиму на 0,6% и 0,8%, а по второму режиму – на 3,5% и 5,6% соответственно.

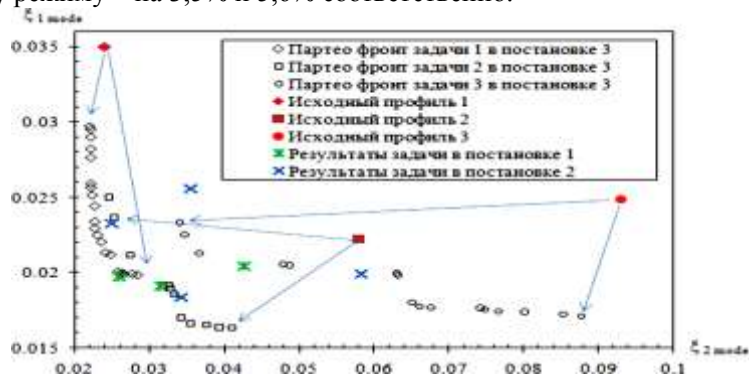


Рис. 5. Результаты двухрежимной оптимизации задачи в постановке 3

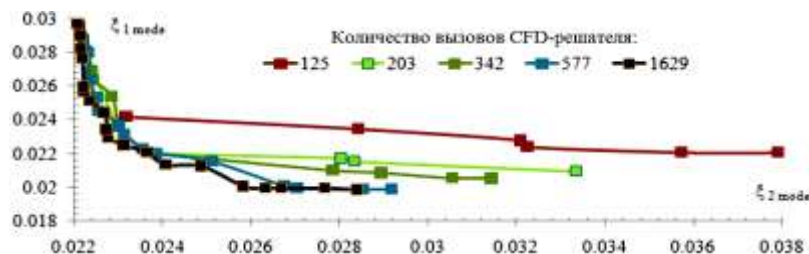


Рис. 6. Процесс сходимости задачи оптимизации

Для сравнения полученных результатов задачи оптимизации при различных постановках на рис. 5 нанесены некоторые оптимальные точки задач 1 и 2 на схожие с задачей 3 углы поворота потока. Видно, что данные точки попадают в полученный диапазон Парето фронта задачи 3. При этом некоторые точки имеют лучшие показатели. Необходимо отметить, что среднее время расчета по всем постановкам примерно одинаковое. На основании всего перечисленного можно сделать вывод о целесообразности использования постановки задачи оптимизации №1.

Выводы

По представленной работе можно сделать следующие основные выводы:

- Разработана топология профиля пера лопатки осевого компрессора для задач оптимизации ее формы. Спинка и корытце лопатки описываются кривыми Безье, что позволяет получить любую форму профиля. На основании представленной топологии профиля разработан соответствующий программный код для создания файла с геометрией лопатки.

- Реализована автоматизированная схема процесса оптимизации формы профиля лопатки. Численное моделирование течения проводилось в программном комплексе *Ansys CFX*. Оптимизация осуществлялась путем интеграции разработанного программного кода с *Ansys CFX* и пакетом многокритериальной оптимизации *IOSO*.

- Представлены примеры решения задач оптимизации плоских компрессорных решеток. Показана эффективность предлагаемого подхода. Разработаны рекомендации по постановке задачи оптимизации. Наилучшим образом себя зарекомендовала двухрежимная оптимизация формы профиля лопатки, когда в качестве критериев использовались минимизация потерь полного давления на обоих режимах течения при одновременной максимизации угла поворота потока в межлопаточном канале на режиме при угле атаки в корыто.

Summary

The specific approach to the parametric profiling of the 2D compressor blades during multicriteria optimisation is discussed in the paper. Special topology is presented where suction and pressure sides are described by Bezier curves. Recommendations are given for problem definition features during optimisation process together with results of particular tasks. Optimisation was realized with in-house codes for profiling, ANSYS CFX for CFD modelling and IOSO for automated multicriteria optimisation.

Keywords: axial compressor, 2D compressor row, airfoil topology, aerodynamic improvement, multicriteria optimisation, CDA blading.

Литература

1. Cumpsty, N.A., 1989, "Compressor aerodynamics," Longman Scientific & Technical, pp.581.

2. Комаров О.В., Седунин В.А., Блинов В.Л., Ращепкин А.А. Аэродинамическое совершенствование направляющей лопатки последней ступени осевого компрессора с целью снижения закрутки потока на выходе // Компрессорная техника и пневматика. 2013. № 7. С. 43-46.
3. Комаров О.В., Седунин В.А., Блинов В.Л., Ращепкин А.А. Расчетное исследование влияния аэроупругости на прочностные характеристики рабочей лопатки осевого компрессора приводной ГТУ// Тяжелое машиностроение. 2013. № 10. С. 24-27.
4. Комаров О.В., Седунин В.А., Блинов В.Л. и другие. Опыт разработки и реализации мер по аэродинамическому совершенствованию осевого компрессора стационарной ГТУ // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2014. № 5-6. С. 101-111.
5. Ernesto Benini (2010). Advances in Aerodynamic Design of Gas Turbines Compressors, Gas Turbines, Gurrappa Injeti (Ed.), ISBN: 978-953-307-146-6, InTech, Available from: <http://www.intechopen.com/books/gas-turbines/advances-in-aerodynamic-design-of-gas-turbines-compressors>.
6. Rogers, David F. and J. Alan Adams, 1990, "Mathematical Elements for Computer Graphics," second edition, McGraw Hill, New York, NY, pp. 611.
7. Sedunin V.A., Blinov V.L., Komarov O.V. 2014 "Application of optimisation techniques for new high-turning axial compressor profile topology design", GT2014-25379, Proceedings of ASME Turbo Expo, June 16-20, 2014, Dusseldorf, Germany.ME.
8. Egorov, I.N., Kretinin, G.V., Leshchenko, I.A. and Kuptzov, S.V., 2002, "IOSO Optimisation Toolkit - Novel Software to Create Better Design," 9th AIAA/ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimisation, 04 - 06 Sep. 2002, Atlanta, Georgia.

Поступила в редакцию

02 февраля 2015 г.

Блинов Виталий Леонидович – аспирант кафедры «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета (УрФУ) имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург. Тел: 8(343)375-48-51. E-mail: vithomukyn@mail.ru.

Бродов Юрий Миронович – д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета (УрФУ) имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург. Тел: 8(343)375-48-51.

Седунин Вячеслав Алексеевич – канд. техн. наук, доцент кафедры «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета (УрФУ) имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург. Тел: 8(343)375-48-51. E-mail: lerr@bk.ru

Комаров Олег Вячеславович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета (УрФУ) имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург. Тел: 8(343)375-48-51.