

ПОПОВ Юрий Андреевич

**СОЗДАНИЕ МЕТОДИКИ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА,
ОПТИМИЗАЦИЯ И АНАЛИЗ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВЫХ
КОМПРЕССОРОВ И СТУПЕНЕЙ**

Специальность: 05.04.06 – вакуумная, компрессорная техника и
пневмосистемы

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2010

Работа выполнена в государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Научный руководитель: Доктор технических наук, профессор
Галеркин Юрий Борисович

Официальные оппоненты: Доктор технических наук, профессор
Ласкин Александр Степанович

Кандидат технических наук
Латыпов Геннадий Габдулович

Ведущая организация: ЗАО «РЭП Холдинг»

Защита состоится **21 декабря 2010 г. в 16:00** на заседании диссертационного совета Д 212.229.09 ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу:
195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29, ауд. 225 главного здания.

С диссертацией можно ознакомиться в Фундаментальной библиотеке ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Автореферат разослан « 16 » ноября 2010 г.

Учёный секретарь

диссертационного совета Д 212.229.09

доктор технических наук, профессор

Хрусталёв Б.С.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Осевые компрессоры – наиболее мощные и производительные машины среди других типов компрессоров. Они являются основной частью газовых турбин авиационных двигателей, энергетических газовых турбин, компрессорных агрегатов газовой промышленности. Осевые компрессоры играют значимую роль в современной металлургической, химической промышленности и, особенно, в энергетике. Наблюдается тенденция внедрения осевых компрессоров в газовой и нефтяной промышленности, где объемные расходы меньше, а начальные давления значительно больше, чем в традиционных областях применения.

По существующим оценкам до 2020 г. на производство энергетических газовых турбин должно быть истрачено 3000 млрд. долларов США, а на газовые турбины авиационных двигателей – еще 1000 млрд. долларов. В составе газотурбинных двигателей осевые компрессоры занимают не менее половины размеров и стоимости двигателя, и их мощность на 30-50% превосходит мощность на валу двигателя.

Для Российской Федерации актуальны проблемы развития компрессорного оборудования газовой промышленности с газотурбинным приводом, суммарная мощность которого сейчас составляет около 40 млн. кВт и непрерывно наращивается.

С целью получения оптимальных характеристик осевых компрессоров следует выяснить основные проблемы и пути их решения для каждой конкретной машины, изучить и учесть влияние большого количества параметров проектирования. Для этого необходимо располагать соответствующим методом первичного проектирования – вариантного расчета проточной части осевых компрессоров с возможностью оптимизации основных параметров. Задачи вариантного расчета могут быть различными: получение максимального КПД, минимальных размеров, или минимального количества ступеней с учетом конструктивных ограничений, и др.

Цель диссертационного исследования заключается в разработке методики, а также информационно-вычислительного аппарата для анализа течения в проточной части и вариантного расчета, выполнении расчетного исследования с целью демонстрации возможных путей совершенствования проточной части путем поиска оптимальной комбинации параметров проектирования.

Объектом диссертационного исследования является проточная часть дозвуковых осевых ступеней и промышленных осевых компрессоров.

Предметом являются методы первичного проектирования – вариантного расчета, позволяющие определить основные параметры осевой ступени (КПД, условный коэффициент расхода, максимальное число Маха на профилях) и компрессора (окружная скорость, количество ступеней, скорость вращения, габаритные размеры, распределение определяющих параметров потока по высоте лопаток, КПД).

Степень разработанности проблемы. Научно-теоретическую основу диссертационного исследования составили классические и современные труды отечественных и зарубежных авторов по аэродинамике осевых компрессоров. Теоретические аспекты вариантного расчета разработаны достаточно детально, однако данные по осуществлению систем компьютерного моделирования и результатам численных экспериментов практически отсутствуют.

Информационная, теоретическая и методологическая база исследования. Обширные экспериментальные данные по испытанию плоских решеток осевых компрессоров, полученные отечественными и зарубежными учеными, использованы для разработки модели рабочего процесса.

Адекватность расчетных моделей проверена сопоставлением результатов с экспериментальными данными ряда модельных ступеней и по трем десяткам осевых компрессоров, разработанных и выпускаемых отечественными производителями.

Научная новизна диссертационного исследования состоит в том, что рекомендации отечественных и зарубежных ученых по расчету осевых ступеней на основании испытаний плоских решеток сопоставлены между собой и с данными по модельным ступеням и промышленным осевым компрессорам. Это позволило внести необходимые корректировки в одних случаях и подтвердить адекватность рекомендуемых методик в других случаях. Систематическое исследование влияния параметров проектирования на свойства ступеней и многоступенчатых компрессоров выполнено впервые.

Основные научные результаты диссертационного исследования, выносимые на защиту, заключаются в следующем:

1. Разработаны алгоритмы для вариантного расчета осевых компрессорных ступеней и осевых компрессоров с учетом всех параметров проектирования.
2. Разработаны соответствующие компьютерные программы, произведено их тестирование, внесены необходимые уточнения.
3. Проведено систематическое исследование влияния параметров проектирования на свойства ступеней и многоступенчатых компрессоров.
4. Разработаны рекомендации по рациональному выбору параметров проектирования для осевых ступеней и компрессоров.

Практическая значимость. Разработаны три компьютерных программы вариантного расчета (гомогенных ступеней, негомогенных ступеней, осевых компрессоров) с учетом всех параметров проектирования. Проведенное расчетное исследование позволило дать рекомендации по рациональному выбору параметров проектирования для осевых компрессоров различного назначения.

Апробация результатов работы. Основные положения диссертационного исследования были представлены автором и получили одобрение на международных конференциях «Компрессоры и их системы», СИТИ Университет, Лондон.

Представленные в работе, а также ряд других, разработанных автором диссертации компьютерных программ, с 2004 г. используются в практических занятиях, сопровождающих лекционные курсы «Теория турбомашин», «Турбокомпрессоры» и при выполнении курсовых и дипломных работ на кафедре КВХТ СПбГПУ.

Научные основы предложенного автором алгоритма использованы при разработке компьютерной программы вариантного расчета и анализа осевых компрессоров для газоперекачивающих агрегатов, выполненной по заданию ОАО «Газпром» (ХД № 0639-07-5/140306712, «Исследование и анализ эффективности газодинамических и конструктивных параметров осевых компрессоров ГПА с целью определения рациональной области применения», 2007 – 2008 г.г., 1,220,000 руб.). С помощью одной из компьютерных программ выполняется работа по созданию вентиляторов охлаждения мощных турбогенераторов для ОАО «Силовые машины» (ХД № 140306002, «Аэродинамическое проектирование осевых вентиляторов для турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением», 2010 г., 2,150,000 руб.).

Результаты первого этапа исследования (2009 г.) удостоены Премии Правительства Санкт-Петербурга.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 11 статей, в том числе 7 статей в журнале «Компрессорная техника и пневматика», рекомендованном ВАК. Материалы исследований представлены в двух книгах.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав основного текста, заключения, списка литературы.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Глава 1. Обзор литературных источников

Анализ как наиболее ранних, так и достаточно современных литературных источников показал, что в отечественной и мировой практике

газодинамическое проектирование осевых ступеней выполняется в два этапа:

1. Профилирование лопаточной решетки ступеней на расчетном радиусе, где в качестве параметров проектирования выступают степень реактивности $\Omega = 1 - \frac{c_{u1}^* + c_{u2}^*}{2u}$, коэффициент расхода $j = w_z / u$,

относительный шаг решетки t/B . Оптимальную нагрузку лопаток целесообразно выбирать по выбранному значению фактора диффузорности

С. Либляйна $F_{Dp} = 1 - \frac{w_2}{w_{\max}}$, который в соответствии с эмпирической

формулой $F_{Dpk} = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{\frac{t}{B}(w_{u1} - w_{u2})}{2w_1}$ связан с параметрами ступени:

$F_D = 1 - \frac{(\varphi^2 + (\Omega - 0,5\psi_T)^2)^{0.5}}{(\varphi^2 + (\Omega + 0,5\psi_T)^2)^{0.5}} + \frac{\psi_T t / B}{2(\varphi^2 + (\Omega + 0,5\psi_T)^2)^{0.5}}$, откуда вычисляется

коэффициент теоретического напора $y_T = \frac{w_{u1} - w_{u2}}{u}$.

По треугольникам скоростей выполняется профилирование лопаточного аппарата с учетом угла отставания и оптимального угла атаки. Из имеющихся экспериментальных данных наиболее детальными и обоснованными представляются эмпирические формулы А. Комарова:

$$i_{расч} = 6 - \frac{1}{3}q\bar{t}^* \left[1,81 - (2\bar{B}_f)^2 \right] - 6 \left[1 - \left(1 - \frac{q}{60} \right)^2 \right],$$

$$\Delta b = \left[0,26(2\bar{B}_f)^2 \bar{t}^* + 0,2 \frac{(90 - b_{2opt})}{100} K_t \right] q.$$

Для расчета потерь рядом отечественных и зарубежных авторов рекомендованы различные эмпирические формулы:

По А. Хауэллу $c_w = c_{wnp} + c_{w0} + c_{wi}$, $c_{wnp} = 0,018$, $c_{w0} = 0,02 \frac{t}{l}$, $c_{wi} = 0,018 c_a^2$,

по С. Либляйну коэффициент профильных потерь $z_{PK} = \frac{0,014}{(t/B) \sin b_2}$, по

Довжику – Гиневскому коэффициент силы профильного сопротивления

$$c_{wp \min} = 0,012 + 0,048 \bar{f}_{\max} + 0,0023 \frac{B}{t}, \text{ по А. Комарову } \zeta_{\text{расч}} = \frac{0,65 + 2 \left(\frac{q}{100} \right)^2}{100 \sqrt{\sin \beta_{1 \text{ расч}}} t / B}$$

и т.д.

Пробные расчеты типичных ступеней показали, что по оценке разных авторов потери КПД из-за профильных потерь отличаются в 2,5 раза, потери трения на ограничивающих поверхностях в 1,4 раза, что при близкой оценке вторичных потерь дает различие в потерянной части КПД $\Delta h = 1 - h$ на 30%. Это указывает на необходимость сопоставления расчета потерь с эффективностью испытанных модельных ступеней и реальных промышленных осевых компрессоров.

2. Профилирование лопаток на ряде радиусов по высоте с постоянством подведенного теоретического напора $h_T = f(r) = \text{const}$, что ведет к необходимости выполнить условие $\frac{c_u}{r} + \frac{\partial c_u}{\partial r} + \frac{\partial c_z}{\partial r} = 0$. Это условие

выполняется при изменении окружной составляющей скорости по закону

$$\frac{c_{u2} + c_{u1}}{2} r^m = \text{const}, \text{ где показатель степени } m = -1 \dots +1 \text{ является параметром}$$

проектирования по высоте лопатки, причем осевые скорости изменяются в соответствии с уравнениями К.В. Холщевникова, одно из которых приведено

$$\text{в качестве примера: } \frac{c_{z1}}{c_{z \text{ расч}}} = \sqrt{1 + 2 \left(\frac{1 - \Omega_{\text{расч}}}{j_{\text{расч}}} \right)^2 (1 - \bar{r}^2) + 2 \frac{y_{T \text{ расч}}}{j_{\text{расч}}^2} (1 - \Omega_{\text{расч}}) \ln \bar{r}}.$$

К параметрам проектирования на расчетном радиусе относятся: степень реактивности, коэффициент расхода, фактор диффузорности РК,

относительный шаг лопаток РК, фактор диффузорности или относительный шаг лопаток НА.

К параметрам проектирования по высоте лопаток относятся: способ организации пространственного потока, характеризуемого показателем степени m в уравнении $c_u r^m = const$, втулочное отношение $v = r_{em} / r_n$, удлинение лопаток $l / B = (r_n - r_{em}) / B$. В одной из разработанных программ предусмотрена возможность расчета ступеней с переменной по высоте хордой лопаток.

При выбранных проектировщиком перечисленных выше параметрах первой ступени заданные напор и расход многоступенчатого компрессора обеспечиваются теми или иными значениями следующих параметров: скорость вращения ротора, количество ступеней, тип проточной части, характер изменения расходной скорости по длине проточной части, характер изменения относительного шага лопаток разных ступеней.

Таким образом, при проектировании осевых компрессоров и их ступеней необходимо выбрать комбинацию более полутора десятков параметров проектирования. Каждая из таких комбинаций приводит к получению проточных частей разного размера и эффективности, среди которых необходимо выбрать наиболее перспективные варианты. Для решения этой задачи автором диссертации разработаны компьютерные программы, представленные в главе 2.

Глава 2. Компьютерные программы для анализа потока и вариантного расчета ступеней и компрессоров

В главе представлены разработанные автором расчетные программы на основе методов проектирования и расчета КПД и напора, описанных в главе 1.

1. Компьютерная программа ОДОС-ГП04: «Оптимизация дозвуковых ступеней осевых компрессоров, расчет характеристик» решает задачу применительно к гомогенным ступеням (треугольники скоростей на входе и

выходе из ступени идентичны). Программа определяет основные размеры, КПД и отношение давлений ступени в расчетной точке, а также предоставляет возможность оценочного расчета газодинамических характеристик. Для учета влияния сжимаемости предложены эмпирические формулы с использованием значений местных максимальных скоростных коэффициентов l . Расчет профильных потерь производится по формуле С. Либляйна, потерь на ограничивающих поверхностях и вторичных потерь – по формулам А. Хауэлла.

Показанные на Рис. 1. меню ввода параметров и таблица с рассчитанными параметрами потока на 19 радиусах дают представление об аналитических возможностях, предоставляемых программой, предназначенной для использования в учебном процессе.

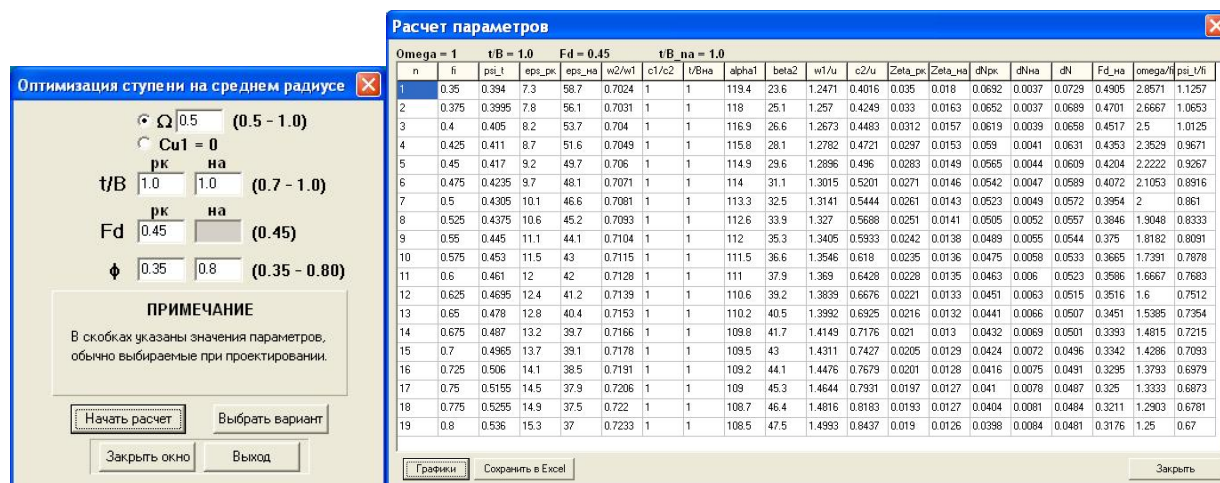


Рис. 1. ОДОС-ГП04. Меню ввода и таблица с рассчитанными параметрами потока

2. Компьютерная программа АППОС-ГП06: «Анализ пространственного потока осевых ступеней» для расчета ступеней с постоянным наружным, расчетным или втулочным радиусом, различным отношением расходных скоростей на выходе и входе в ступень и возможностью автоматического определения оптимального варианта построения пространственного потока путем перебора различных вариантов. Расчет профильных потерь производится по формуле С. Либляйна, потерь на ограничивающих поверхностях и вторичных потерь – по формулам

А. Хауэлла. Возможности программы продемонстрированы в главе 3, где представлены результаты проведенного автором расчетного исследования.

3. Компьютерная программа ДОК-ГП09: «Расчет КПД и основных параметров осевого компрессора» предназначена для вариантного расчета и анализа параметров проектирования многоступенчатых компрессоров. В программе использована модель потерь А. Комарова. По его же формулам производится расчет оптимального угла атаки и угла отставания. В алгоритм введена предложенная автором эмпирическая формула $K_{\text{вл}} = 1 + 1,6(1 - \Omega)$, учитывающая возможность негативного взаимного влияния ступеней в проточной части.

Рис. 2. Главное меню программы ДОК-ГП09

Возможности программы продемонстрированы в главе 4, где представлены результаты проведенного автором расчетного исследования.

Апробирование программ выполнено путем расчетного анализа нескольких модельных ступеней А. Гофлина и более тридцати промышленных осевых компрессоров производства Уральского турбомоторного и Невского заводов. Эмпирические формулы А. Комарова дают значения КПД весьма близкие к измеренным.

Глава 3. Расчетный анализ и оптимизация дозвуковых ступеней предельных параметров.

С помощью программы АППОС-ГП06 был проведен анализ и оптимизация дозвуковых ступеней с максимально возможной производительностью и отношением давлений, при условии, что при обтекании их лопаток местные числа Маха нигде не превышают единицы, а выходные углы лопаток не превышали 90 град. Максимальная производительность характеризуется условным коэффициентом расхода

$$\Phi = \frac{\bar{m}}{r_1^* \frac{p}{4} D_n^2 u_n}. \text{ Максимальный скоростной коэффициент } l_{u_n \max} = \frac{u_n}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}}$$

соответствует условию, когда на профилях лопаток скорость достигает скорости звука. При этом производительность ступени пропорциональна

$$\text{произведению } \Phi l_{u_n \max} : \bar{m}_{\max} = \Phi l_{u_n \max} \frac{r_1^* \frac{p}{4} D_n^2}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_1^*}}. \text{ Максимально достижимое}$$

отношение давлений соответствует максимальному политропному напору,

$$\text{т.е. коэффициенту } K_h = h_{y_{Tn}} l_{u_n}^2 : h_p = h_{y_{Tn}} u_n^2 = \frac{K_h}{\frac{2k}{k+1} RT_1^*}.$$

Для ступени с типичными параметрами (Рис. 3) исследован характер построения пространственного потока – Таблица 1, Оптимальные значения показателя степени m в уравнении для втулки, среднего радиуса и периферии равны $m=0,0, -0,5, -1,0$.

Рис. 3. Параметры дозвуковой ступени для оптимизации построения пространственного потока

Таблица 1. Результаты оптимизации пространственного потока

№	m	b_2	$F_{D\max}$	$h, \%$
1	1.0, 1.0, 1.0	96.6	0.486 (НА)	95.3
2	0.5, 0.5, 0.5	87.7	0.481 (НА)	95.3
3	0.0, 0.0, 0.0	82.2	0.480 (НА)	95.3
4	-0.5, -0.5, -0.5	78.5	0.511 (РК)	95.2
5	0.0, -0.5, -1.0	73.9	0.476 (НА)	95.3

Изучение влияния степени реактивности показало, что на нерасчетных радиусах происходит значительное изменение расходных скоростей, и фактическая степень реактивности отличается от заданной на расчетном радиусе – Рис.4.

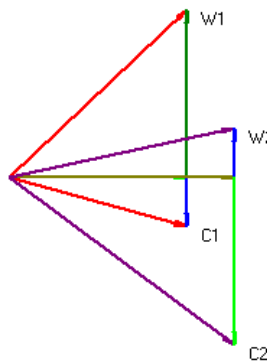


Рис. 4. Пример треугольника скоростей у втулки, $j = 0,375$, $\bar{D}_{\text{вт}} = 0,55$.

Тем не менее, максимально допустимая скорость вращения дозвуковой ступени соответствует реактивности 0,5 на расчетном радиусе, равно как и наибольшая производительность и отношение давлений.

Расчеты показали, что втулочные отношения менее 0,55 не позволяют сформировать пространственный поток, удовлетворяющий требованиям, ограничивающим приемлемое значение выходного угла. При увеличении j рост выходного угла логичен. При уменьшении j угол увеличивается из-за сильной деформации треугольников скоростей в связи с ростом различия между расходными скоростями $c_{z2} > c_{z1}$.

Максимальный условный скоростной коэффициент соответствует минимальному коэффициенту расхода 0,225 и максимальному втулочному отношению 0,85, что объясняется наименьшим изменением параметров потока по высоте относительно коротких лопаток. Он равен 1,275, что для воздушной ступени при стандартной температуре соответствует очень высокой окружной скорости 396 м/с. Столь малому коэффициенту расхода соответствуют малые углы установки лопаток и относительно низкий КПД менее 92%.

Максимальный КПД достигает 95% при всех приемлемых втулочных отношениях. Диапазон оптимальных коэффициентов расхода имеет тенденцию расширения при увеличении втулочного отношения, но в среднем $j_{opt} \approx 0,575 - 0,700$.

Максимальный условный коэффициент расхода достигается при наибольшем коэффициенте расхода и наименьшем из приемлемых втулочном отношении, а именно, $\Phi = 0,296$ при $\bar{D}_{em} = 0,55$ и $j = 0,575$. Несмотря на большие значения «физических» коэффициентов расхода $j = c_z / u$, при больших втулочных отношениях, их условные коэффициенты расхода меньше. Коэффициент $\Phi l_{un \max}$ показывает, какая конфигурация ступени обеспечит максимальную производительность, если окружная скорость соответствует границе дозвукового течения. При принятых ограничениях максимальное значение $\Phi l_{un \max} = 0,272$ при $\bar{D}_{em} = 0,55$ и $j = 0,525$.

Что касается максимального отношения давлений дозвуковой ступени, определяемого величиной коэффициента $K_h = h y_{Tn} l_{un}^2$, то он тем выше, чем больше втулочное отношение и меньше коэффициент расхода, т.е. у ступени с $\bar{D}_{em} = 0,85$ и $j = 0,225$. У этой ступени невысокий КПД. Среди ступеней с КПД 95% наиболее высоконапорная – с тем же втулочным отношением $\bar{D}_{em} = 0,85$ и коэффициентом расхода $j = 0,550$.

Глава 4. Оптимизация и определение предельных параметров дозвуковых осевых компрессоров газотурбинных установок

С помощью программы ДОК-ГП-09 автор работы произвел оптимизацию и определил предельные параметры для двух современных осевых компрессоров ГТУ.

В качестве первого выбран компрессор с параметрами, как у промышленной газовой турбины ALSTOM GT26 с мощностью 265 МВт, отношением давлений $\pi = 30$ при скорости вращения 3000 об/мин и 22-х ступенях.

Стремление уменьшить расходные скорости $c_z = j_n u_n$ для уменьшения потерь напора в патрубках ограничивается необходимостью выполнить условие $b_{n1} \geq 20^\circ$. Обеспечение условия $b_{n2} \leq 90^\circ$ ограничивает верхний предел коэффициента расхода j_n , большие значения которого полезны для увеличения напорности ступеней. Для примера в Таблице 2 представлены результаты расчетов вариантов компрессора при разных значениях коэффициента расхода первой ступени. Расчеты проводились при условно выбранной производительности 200 кг/с с целью проверки границы дозвукового и трансзвукового течения и приемлемого значения выходного угла лопаток.

Для достижения максимально возможного расхода при дозвуковом обтекании лопаток оказалось необходимым принять пониженную степень реактивности $\Omega = 0,45$, что позволило выровнять и минимизировать местные числа Маха на периферии лопаточных аппаратов РК и НА. Значение $j_{n1} = 0,35$ обеспечило приемлемую организацию пространственного потока при показателе степени $m = -0,30, -0,65, -1,00$ (периферия, средний радиус, втулка). Значительное увеличение производительности достигнуто за счет принятия пониженных значений фактора диффузорности $F_{D_{PK}} = F_{D_{Na}} = 0,35$.

Таблица 2.

Влияние расчетного коэффициента расхода $j_{н1}$ на параметры ОК.
 Рабочее тело – воздух, $p_{нач} = 0,1$ МПа, $T_{нач} = 288$ К,
 $\bar{m} = 200 \text{ кг/с}$, $p = 30$, $n = 3000 \text{ об/мин}$, 22 ступени, $D_n = \text{const}$.

$j_{н1}$	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55
N	111151	111442	112046	112877	113911	115113
$p_{кон}^*$	3000	3000	3000	3000	3000	3000
$B_{нач}$	0.123	0.115	0.111	0.109	0.108	0.108
$B_{кон}$	0.027	0.025	0.023	0.023	0.022	0.022
$D_{н1}$	2.130	2.047	1.967	1.893	1.824	1.759
$D_{н посл}$	2.130	2.047	1.967	1.893	1.824	1.759
$D_{вт}$	2.077	1.998	1.921	1.848	1.780	1.716
n	0.712	0.719	0.718	0.712	0.704	0.692
$L_{гр.ст.}$	4.628	4.676	4.777	4.908	5.051	5.222
$u_{н1}$	334.5	321.5	309.0	297.3	286.5	276.3
M_u	0.983	0.945	0.909	0.874	0.842	0.812
$h_{пол}$	0.907	0.905	0.902	0.898	0.893	0.887
$h_{ад}$	0.855	0.853	0.848	0.842	0.834	0.826
$h_{гр.ст.}$	0.915	0.916	0.915	0.914	0.911	0.908
$y_{Тн}$	0.226	0.245	0.266	0.290	0.315	0.342
$M_{с max}$	0.871	0.893	0.917	0.943	0.973	1.005
$M_{w max}$	1.007	1.023	1.047	1.074	1.107	1.144
b_2	78.0	80.6	84.0	88.0	92.1	96.5

Второй объект исследования – осевой компрессор газотурбинного двигателя ГТ MS2002E мощностью 32 МВт, освоенный в производстве Невским заводом по лицензии Nuovo Pignone S.p.a. – GE. Осевой компрессор имеет 11 ступеней, развивает отношение давлений 17 при 7455 об/мин. Двигатель используется как привод нагнетателей ГПА для новых магистральных газопроводов с давлением 10 МПа и имеет перспективу применения как энергетический ГТД.

Для получения отношения давлений $p = 17$ при одиннадцати ступенях необходимы окружные скорости, при которых могут возникнуть прочностные проблемы. Для минимизации окружной скорости нужны

ступени с повышенными коэффициентами напора. По результатам расчетов рациональным оказалось принятие степени реактивности $\Omega = 0,55$. Проведенный в работе анализ показал, что более высокий КПД у вариантов с наименьшими коэффициентами расхода, но пониженные коэффициенты напора приводят к необходимости очень высокой окружной скорости порядка 550 м/с. Компромиссное значение $j_{н1} = 0,35$ позволило в итоге снизить окружную скорость до 446 м/с при высоком КПД. Наилучшие результаты получены при пространственном потоке с постоянным по высоте лопаток показателем степени $m = -0,5$. Для повышения коэффициента напора автором рекомендуется принятие максимально возможного значения фактора диффузорности $F_{D_{pk}} = 0,45$. При заданных $j_{н1}$, Ω и m выбор больших значений фактора диффузорности приводил в тому, что выходной угол лопаток превысил допустимый предел 90 град. Оптимальным оказалось значение $F_{D_{pk}} = 0,35$. На Рис. 5 представлено изменение по высоте лопаток параметров потока в первой ступени трансзвукового ОК при показателе степени $m = -0,5$.

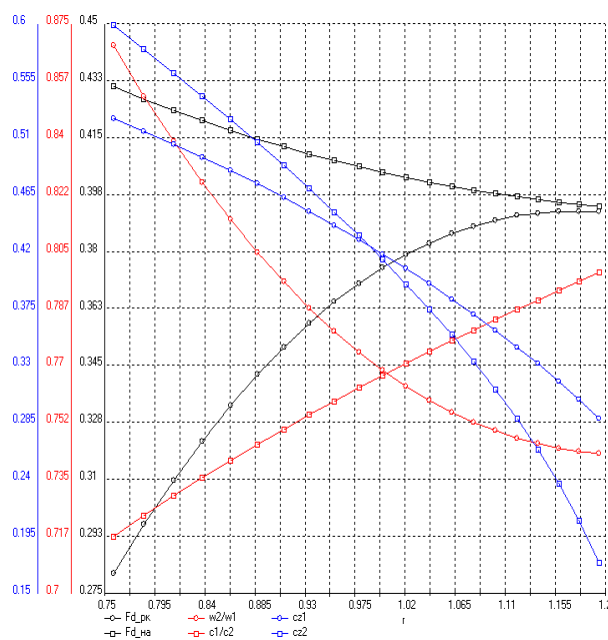


Рис. 5. Изменение по высоте лопаток фактора диффузорности F_D , отношения скоростей w_2/w_1 , c_1/c_2 , и расходных скоростей $c_{z1}/u_{расч}$, $c_{z2}/u_{расч}$ в 1-й ступени трансзвукового ОК при показателе степени $m = -0,5$.

Заключение.

Автором достигнута поставленная цель – разработана методология и программно-вычислительный комплекс для анализа течения в проточной части и вариантного расчета. Выполнено расчетное исследование для определения условий получения предельно достижимых параметров и совершенствования проточной части ступеней и компрессоров.

Решены следующие задачи: изучены результаты газодинамических исследований лопаточных решеток, с учетом экспериментальных данных по модельным ступеням и промышленным компрессорам разработаны алгоритмы и программы газодинамического проектирования ступеней и компрессоров, произведено численное исследование роли параметров проектирования, найдены оптимальные соотношения параметров проектирования, обеспечивающих наибольшую производительность, или наибольшее отношение давлений дозвуковых ступеней, наибольшую производительность дозвукового компрессора с заданной частотой вращения, наименьшую окружную скорость трансзвукового компрессора – все с учетом КПД и габаритных размеров проточной части.

Основные положения диссертации отражены в следующих публикациях:

1. Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А., Прокофьев А.Ю. Анализ эффективности элементарных решеток осевых компрессоров по данным продувок плоских решеток // Компрессорная техника и пневматика, 2005. – № 1. – С. 13–20.

2. Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Анализ эффективности пространственных лопаточных решеток осевых компрессоров по данным продувок плоских решеток // Компрессорная техника и пневматика, 2005. – № 3. – С. 33–38.

3. Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Расчетный анализ характеристик осевых компрессорных ступеней // Компрессорная техника и пневматика, 2005. – № 5. – С. 26–33.

4. Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Анализ пространственного потока в «негомогенных» осевых компрессорных ступенях // Компрессорная техника и пневматика, 2006. – №4. – С. 11–19.

5. Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Оптимизация проточной части осевых компрессоров на стадии вариантного расчета. Часть 1 // Компрессорная техника и пневматика, 2009. – № 5. – С. 2–9.

6. Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Оптимизация проточной части осевых компрессоров на стадии вариантного расчета. Часть 2 // Компрессорная техника и пневматика, 2009. – № 6. – С. 11–19.

7. Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Оптимизация проточной части осевых компрессоров на стадии вариантного расчета. Часть 3 // Компрессорная техника и пневматика, 2009. – № 7. – С. 6–12.

8. Попов Ю.А. Совершенствование проточной части осевых компрессоров и ступеней на основе квазитрехмерного анализа потока // Материалы 12 всероссийской конференции «Фундаментальные исследования и инновации в технических университетах». – СПбГПУ. – 2010. – С. 236 – 237.

9. Попов Ю.А. Создание метода первичного проектирования – вариантного расчета проточной части осевых компрессоров с возможностью оптимизации основных параметров проектирования. //Материалы 13 всероссийской конференции «Фундаментальные исследования и инновации в технических университетах». – СПбГПУ. – 2010. – С. 209 – 212.

10. Y. Galerkin, Y. Popov. Quasi – three – dimensional (Q-3-D) flow analysis in primary design of axial compressor stages. “Compressor and their systems”. London City University, 2007.

11. Y. Galerkin, Y. Popov. Optimal primary design of industrial axial compressor flow path. “Compressor and their systems”. London City University, 2009.