

Хоанг Конг Чанг

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДВУХКАСКАДНЫХ
ЛОПАТОЧНЫХ ДИФFUЗОРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ**

Специальность: 05.04.12 – Турбوماшины и комбинированные
турбоустановки

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

2006

Москва – 2006

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана на кафедре «Газотурбинные двигатели и нетрадиционные энергоустановки»

Научный руководитель:

Доктор технических наук, профессор
Куфтов А.Ф.

Официальные оппоненты:

Доктор технических наук,
Соломахова Т.С.

Кандидат технических наук,
Щербинин В.Н.

Ведущая организация:

ФГУП ММП «САЛЮТ»

Защита диссертации состоится «__» _____ 2006 г. в «__» часов на заседании Диссертационного Совета Д.212.141.09 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. № 947.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан «__» _____ 2006 г.

Ваши отзывы на автореферат в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просьба высылать по адресу: 105005, г. Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, Учебно-лабораторный корпус, ученому секретарю диссертационного совета Д.212.141.09.

Ученый секретарь диссертационного совета
Кандидат технических наук,
Доцент



Тумашев Р.З.



Актуальность темы исследования

Центробежные компрессоры (ЦБК) широко применяются в различных областях техники, в частности, в авиадвигателестроении, химической и нефтехимической промышленности, как нагнетатели газоперекачивающих агрегатов транспорта газа и в других отраслях. В авиадвигателестроении ЦБК применяются как в качестве отдельных ступеней, так и в сочетании с осевыми ступенями в осецентробежных компрессорах для двигателей малой и средней мощности.

Из совокупности требований, предъявляемых к диффузорам ЦБК лопаточные диффузоры с профилированными крыловыми профилями по сравнению с другими типами диффузоров обладают наилучшими показателями по уровню потерь, диапазону устойчивой работы, габаритов.

При переходе к двухкаскадным конструкциям эти показатели еще более улучшаться, а в высоконапорных ступенях с $\pi^* > 4\div 5$ многокаскадный диффузор является единственной конструкцией, которая позволяет получить эффективное торможение скорости.

Вместе с тем методы расчета и профилирования лопаточных диффузоров не имеют такой широкой экспериментальной базы, какая существует у осевых компрессоров. Кроме того, имеющиеся опытные данные лопаточных диффузоров ЦБК практически не поддаются обобщению по геометрическим параметрам по причине их увеличения до пяти у радиальных и до шести у диагональных диффузоров. Многие опубликованные рекомендации по оптимальным величинам параметров даже однокаскадных диффузоров отличаются у разных авторов, а для двухкаскадных диффузоров просто противоречивы. Отсюда следует, что исследование особенностей работы и разработка метода расчета и профилирования радиальных лопаточных диффузоров ЦБК, особенно многокаскадных конструкций, учитывающая задаваемые требования к показателям ступени и позволяющего сократить объем доводочных работ является актуальной задачей.

Цель работы состоит в создании более достоверного метода расчета и профилирования лопаточных диффузоров ЦБК, включая многокаскадные конструкции, основанного на распространении данных эксперимента по плоским решеткам и осевым компрессорам на пространственные конструкции.

Указанная цель достигается следующим образом:

1. Выполнением обзора существующих схема диффузоров ЦБК, методов их расчета и опытных данных.
2. Анализом продувок плоских и диагональных решеток с различными законами изменения меридиональной площади.
3. Определением необходимого набора критериев подобия, позволяющих переносить данные испытаний плоских решеток на пространственные.

МГТУ

ИМ. Н. Э. БАУМАНА

БИБЛИОТЕКА

4. Разработкой метода расчета и сопоставлением результатов расчета с экспериментальными данными.

Методами исследования являются методы теории подобия, конформных преобразований, численного эксперимента на основе имеющихся расчетных программ и методик, разработанных автором.

Достоверность и обоснованность научных положений определяется применением классических уравнений гидродинамики в критериальной форме, использование существующих экспериментальных данных, опубликованных в различных литературных источниках, сравнения расчетов по предложенной модели с опытными данными.

Научную новизну и выносимые на защиту положения составляет методы геометрического и газодинамического расчета и профилирования на основе частичного подобия между плоской и пространственной решетками, позволяющие использовать данные, полученные на плоских решетках для определения параметров в пространственных.

Практическая ценность заключается в создании методики расчета, позволяющей повысить достоверность расчетов и выбора параметров радиальных диффузорных решетках и тем самым сократить объем доводочных работ, а также в определении набора критериев, позволяющих переносить данные продувок плоских решеток на радиальные.

Отдельные результаты работы были использованы при разработке методики расчета и профилирования проточной части ЦБК транспортного ГТД, которая проводилась на ММПП «Салют».

Апробация результатов

Результаты диссертации обсуждались на семинарах им. проф. Уварова В.В. кафедры «Газотурбинные двигатели и нетрадиционные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Основные положения диссертации докладывались на Всероссийской Межвузовской Научно-технической конференции «Газотурбинные и Комбинированные установки и двигатели», посвященной 175-летию МГТУ им Н.Э. Баумана 11-2004г.

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов и списка литературы. Она изложена на 130 страницах, содержит 95 иллюстраций и 3 таблицы. Библиография включает 88 наименования.

2. СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении отмечается широкое применение центробежных компрессоров в различных областях техники; в том числе и в авиации. Рассматриваются схемы центробежных компрессоров, также место и значимость диффузоров в системе ступени. Отмечается недостаточной объем экспериментальных данных по лопаточным диффузорам и ставится задача по использованию большого накопленного опыта по лопаточным решеткам в смежной области

– в осевых компрессорах, обосновывается актуальность поставленной задачи.

В первой главе на основании анализа литературных источников предлагается классификация диффузоров ЦБК и определяется место лопаточного многокаскадного диффузора в этой классификации. Рассмотрены условия формирования потока перед лопаточным диффузором в безлопаточном диффузоре (БЛД), отмечается значительная неравномерность всех параметров течения, связанная с малым гидравлическим диаметром БЛД и неравномерностью потока на выходе из колеса. Рассматриваются особенности конструкции и течения в каналах различных схем диффузоров лопаточного и канального типа, а также геометрические и энергетические характеристики диффузоров и диффузорных решеток, используемых в дальнейшем анализе. Отмечается, что с точки зрения совокупности требований лопаточные диффузоры с профилированными крыловыми лопатками обладают наилучшими показателями, а в тех случаях, когда степень торможения скорости в диффузоре больше двух, многокаскадные лопаточные диффузоры являются единственным типом диффузоров, которые могут обеспечить эффективное торможение.

Исследованием течений в двухкаскадных диффузорах занимались как в России, так и за рубежом. Результаты этих исследований можно найти в работах Терещенко Ю.М., Апанасенко А.И., Кулагина В.А., Селезнева К.П. и Галеркина Ю.Б., Металликова С.М., Бывшева Ю.Б. и Горбунова А.М. Из зарубежных авторов можно отметить работы Н. Linnemann, К. Fickert, К. Bammer and R. Stande и других. Обзор работы по щелевым профилям и двухкаскадным решеткам приводится в монографиях J.P. Gostelow и D.Japikse.

Схема двухкаскадной решетки показана рис. 1.

Большинство экспериментальных и расчетных исследований сводилось к выявлению влияний фронтального $\bar{t}_{cm} = t_{cm}/t$ и осевого $\bar{b}_{cm} = b_{cm}/b_z$ смещений профилей (при различном уровне нагруженности каскадов) на потери и углы отклонения потока всего диффузора.

Результаты этих исследований достаточно противоречивы, особенно по влиянию фронтального смещения. Так, по данным Linnemann максимальный КПД двухкаскадной осевой решетки достигается при $\bar{t}_{cm} = 0,9 \div 0,3$ ($\bar{b}_{cm} = 0$). При $\bar{t}_{cm} = 0,7 \div 0,9$ и $\bar{b}_{cm} = 0$, КПД уменьшается на $\sim 2\%$, аналогичным образом, ведет себя угол поворота потока. В опытах СПбГТУ минимальные потери в двухкаскадном радиальном диффузоре получены при $\bar{t}_{cm} = 0,1 \dots 0,9$, а максимальные – при $\bar{t}_{cm} \sim 0,5$, а в опытах Металликова С.М. и др. наоборот, минимальные потери получены при $\bar{t}_{cm} = 0,5$. По данным СПбГТУ переход от однокаскадной решетки со степенью геометрической диффузорности $\sim 2,4 \dots 2$, к двухкаскадному позволил уменьшить коэффициент потерь в среднем

на 60%, однако по данным Терещенко Ю.М. при аналогичных параметрах решетки потери в двухкаскадном диффузоре выше, чем в однокаскадном.

Все исследователи отмечают расширение диапазона устойчивой работы двухкаскадных решеток по сравнению с однокаскадными. Аэродинамическую нагрузку между каскадами рекомендуется распределять равномерно.

Вместе с тем из анализа литературных источников следует, что общий объем работ по радиальным лопаточным диффузорам всех типов значительно уступает исследованиям осевых лопаточных решеток, хотя попытки переноса данных по осевым и плоским решеткам на пространственные проводились уже с 30х годов прошлого века. Известны отдельные удачные попытки (Pampreen R.C.) профилирования радиальных лопаточных диффузоров с использованием методов плоских решеток (по критерию диффузорности Либлайна).

Однако четкие рекомендации по использованию данных плоских решеток для профилирования пространственных отсутствуют, поэтому постановка задачи определить набор параметров и требований, а также разработать метод и методику расчета и профилирования пространственных решеток с использованием обобщенных экспериментальных данных плоских решеток является актуальной, поскольку это позволит создавать конструкции с прогнозируемыми характеристиками при меньшем объеме доводочных работ.

Вторая глава посвящена выбору основных геометрических параметров и взаимного расположения каскадов радиальных решеток лопаточных диффузоров. Отмечается, что существуют два основных метода профилирования: по прямой и обратной задачам гидродинамики. Профилирование по обобщенным продувкам плоских решеток осевых компрессоров, принятое в дальнейшем при разработке методики профилирования радиальных решеток в данной работе можно отнести к промежуточному типу, сочетающему приемы прямой и обратной задач.

Рассматриваются основные геометрические соотношения для радиальных диффузоров. По сравнению с осевыми решетками, где параметрами при обработке продувок являются угол поворота потока $\Delta\alpha$, угол выхода α_2 и густота решетки (b/t), в радиальной решетке добавляются еще два – это относительной диаметр $\bar{D} = D_2/D_1$ и относительная высота $\bar{h} = h_2/h_1$, где индексы 1 и 2 – вход и выход из решетки.

В литературе приводятся рекомендуемые диапазоны изменения основных геометрических параметров радиальных лопаточных диффузоров, полученные на основании опытных данных, в основном, для однокаскадных конструкций: для двух и трехкаскадных диффузоров число экспериментов и рекомендаций невелико. Эти рекомендации отличаются между собой как для однокаскадных, так и, особенно, для многокаскадных диффузоров (например, по углу изгиба профиля или по эквивалентному углу в 1,5+2 раза). Для анализа этих причин были выведены зависимости по связи параметров ради-

альных диффузоров между собой и построены диаграммы, облегчающие выбор параметров. В качестве примера такая диаграмма показана на рис. 2, построенная для решеток с углом раскрытия диффузора в меридиональной плоскости $\gamma_d = 0$ и $\gamma_d = 5^\circ$ при $\bar{F}=1,9$ и $\bar{h}_D = h/D = 0,03$.

Из этих рисунков следует, что при $\gamma_d = 0$ относительный диаметр $\bar{D}$ может меняться в пределах от 1,2÷1,45, что совпадает с существующими рекомендациями, в то время как при $\gamma_d = 5^\circ$ $\bar{D} = 1,1\div 1,2$. На диаграммах рис. 2 относительный диаметр $\bar{D}_{np}$ разделяет области, в которых кривизны лопаток имеют разные знаки.

Использование подобных диаграмм облегчает выбор параметров радиальных лопаточных диффузоров для одного каскада.

На основании выведенных соотношений приводится методика расчета геометрических параметров каскада диффузоров. В основу положена аэродинамическая нагруженность каскада в виде торможения скорости $\bar{C} = C_2/C_1$, предельные значения которой принято по данным продувок плоских решеток и лежит в пределах 0,64÷0,56. Нижнее значение определяется продувками по номинальному углу поворота, верхнее – по максимальному качеству. Густота решетки принимается в зависимости от $\bar{C}$ или от $\bar{F}_{уд}$, которая получена после обработки продувок плоских решеток, показана на рис. 3.

Межлопаточные каналы диффузоров, построенные по предлагаемой методике, имеют эквивалентные углы в пределах $\theta_s = 4\div 6^\circ$, что совпадают с рекомендациями работ СПбГТУ и НИИД.

В первой главе было отмечено противоречивость рекомендаций по величине окружного смещения каскадов в двухкаскадных диффузорах, а в исследованиях СПбГТУ показано, что минимум потерь достигается при равномерном распределении нагрузок между каскадами.

С помощью программы STAR-CD было проведено численное исследование распределения скоростей по поверхностям лопаток двухкаскадного диффузора рис. 4, которое показало, что определяющим является форма профилей в области косых срезов. Суммарная геометрическая диффузорность была 1,43, углы лопатки $\alpha_{31} = 23,5^\circ$, угол изгиба профиля первого ряда $\Delta_{ал1} = 6,5^\circ$, угол лопатки на входе во второй каскад менялся от 27° до 34° .

Исходя из этих расчетов и натуральных экспериментов СПбГТУ и ИСХФельда рекомендуется выбирать окружное смещение таким образом, чтобы распределение нагрузок по каскадам при работе, по крайней мере, в дозвуковой области, было равномерным.

В третьей главе рассматриваются условия переноса данных продувок плоских решеток на пространственные. Вводится понятие эквивалентной плоской решетки, частично подобной данной пространственной.

Условия частичного геометрического подобия решеток заключается в равенстве удлинений $\bar{h} = h/t_1 - idem$ и входных углов лопатки $\alpha_1 - idem$, а также степени уширения $\bar{F} - idem$ и густот $(b/t) - idem$. Эти условия приводят

к равенству гидравлических диаметров на входе и эквивалентных углов каналов пространственной и эквивалентной решеток.

Условия частичного кинематического подобия заключается в равенстве безразмерной эпюры скоростей по поверхности лопаток обеих решеток, т.е. $\bar{C}(\bar{I}) - idem$.

Условия динамического подобия заключается в данном случае или в равенстве чисел подобия $S_n, Re, Eu - idem$, или при работе решеток в области автомодельности по этим параметрам.

Для определения достаточности и необходимости перечисленных условий, при которых такие газодинамические параметры, как потери, углы поворота потока и т.д. будут равны или близки, были рассмотрены результаты эксперимента Никитина Н.В., проведенные в ЦИАМ на диагональных решетках, рис. 5.

Канал $f_m = const$, где f_m – площадь меридионального сечения, обеспечивал одинаковую диффузорность потока с исходной плоской решеткой, и при этом как видно из рис. 5, характеристика решеток оказались близкими.

Эти решетки отвечали всем вышеперечисленным условиям частичного подобия, диагональная решетка была получена из плоской методом конформного преобразования, что обеспечило равенство углов решеток во всей области течения и, соответственно, при $f_m = const$ кинематическое подобие. Однако именно кинематическое подобие обеспечило идентичность характеристик решеток на рис. 5, ибо та же диагональная решетка в канале с постоянной высотой, то есть со степенью уширения большей, чем в исходной плоской показана значительные ухудшения параметров. Таким образом, набор перечисленных условий для идентификации течения плоской и пространственной решетках будем полагать необходимым и достаточным. Тогда показатели пространственной решетки можно в первом приближении оценивать по показателям эквивалентной плоской.

Для проверки условия идентичности распределения скоростей в пространственной и эквивалентной решетках при данных условиях, были проведены расчеты решеток, параметры решеток приведены в таблице 1.

Таблица 1

Параметры решеток, на которых производилось сравнение распределения скоростей по лопаткам. Для всех решеток $(b/t) = 2,5$, $(h/b) = 1$. Размерность углов – градусы. Вариант $\bar{h}\bar{D} = 1$ соответствует эквивалентной решетке.

$\alpha_1 \backslash \bar{h}\bar{D}$	15			30			45		
	$\bar{F}$	α_2	$\Delta\alpha$	$\bar{F}$	α_2	$\Delta\alpha$	$\bar{F}$	α_2	$\Delta\alpha$
1,0	1,55	23,65	8,65	1,55	50,80	20,80	1,40	81,87	36,87
1,2		19,53	4,53		40,23	10,23		55,58	10,58

Расчет проводился по программе STAR-CD, результаты расчета показаны на рис 6.

Тестирование программы было проведено – на продувках плоских решеток, испытанных Бунимовичом А.М. и Святоговым А.А. в ЦИАМе. Результат для одного из вариантов – на рис. 7. В пределах точности расчета совпадение эпюр скоростей можно признать удовлетворительным.

В четвертой главе представлена методика расчета и профилирования радиальных диффузорных решеток на основе предложенного метода.

В радиальной решетке угол выхода и относительный диаметр $\bar{D}$ определяются из совместного решения уравнений:

$$\sin \alpha_4 = \sin \alpha_3 \frac{1}{\bar{D} \bar{h} \bar{\rho} \bar{\mu}_G}$$

$$\bar{D} = \frac{1 + f(\bar{D}, \sin \alpha_{3л})}{1 - f(\bar{D}, \sin \alpha_{3л})},$$

$$\text{где } f(\bar{D}, \sin \alpha_{3л}) = \frac{\pi}{z_a} \left(\frac{b}{t} \right) \sin \left(\frac{\alpha_3 + \alpha_4}{2} \right),$$

$$\bar{h} = 1 + \frac{\bar{D} - 1}{2\bar{h}_D} \operatorname{tg} \gamma_a - \text{относительная высота решетки},$$

$$\bar{h}_D = h_3 / D_3 - \text{отношение высоты канала на входе в решетку к диаметру},$$

$\bar{\rho}, \bar{\mu}_G$ – отношение плотностей и коэффициентов загромождения на выходе из решетки к входу соответственно.

Угол выхода из плоской эквивалентной решетки:

$$\alpha_{4_3} = \arcsin(\sin \alpha_3 \bar{F}),$$

где $\bar{F}$ – степень уширения исходной радиальной решетки.

Методика включает оценку потерь радиальных решеток по эквивалентной плоской. В качестве методики расчета потерь в эквивалентной плоской решетке за основу была принята методика Комарова А.П. и Терещенко Ю.М.

Суммарные потери по Комарову А.П. складывались из профильных, вторичных, индуктивных и ударных.

Коэффициент профильных потерь докритической области определялся по зависимости

$$\xi_{np} = \frac{0,65 + 2(\theta/100)^2}{100 \sqrt{\sin \alpha_1}} \left(\frac{b}{t} \right)$$

θ – угол изгиба средней профиля эквивалентной решетки;

α_1 – угол потока на входе;

b – хорда, t – шаг решетки.

На величину профильных потерь вводились поправки, учитывающие толщину профиля от влияния различных факторов по данным продувок Бунимовича А.М. и Святогорова А.А., проведенных в ЦИАМ им. Баранова.

- от относительной толщиной профиля

$$\bar{\xi}_{\bar{c}} = \frac{\xi_{np}}{(\xi_{np})_{\bar{c}=10\%}} = 1 - 0,05(10 - \bar{c})$$

- от координаты стрелки прогиба

$$\bar{\xi}_{\bar{x}_f} = \frac{\xi_{np}}{(\xi_{np})_{\bar{x}_f=0,4}} = 1 + 6,9(\bar{x}_f - 0,4)^3$$

Критического числа Маха $M_{к0}$ также определялось по продувкам ЦИАМ, и при отклонении относительной толщиной профиля от $\bar{c} = 10\%$ и формы средней линии профиля от параболической также вводились поправки

$$\bar{M}_{\bar{c}} = \frac{(M_{кр0})_{\bar{c}}}{(M_{кр0})_{\bar{c}=10\%}} = 1 + 0,0002(\theta + 20)(10 - \bar{c})$$

$$\bar{M}_{\bar{x}_f} = \frac{(M_{кр0})_{\bar{x}_f}}{(M_{кр0})_{\bar{x}_f=0,4}} = 1 + 0,2(\bar{x}_f - 0,4)$$

Поправка на влияния сжимаемости оценивалась по выражению

$$\bar{\xi}_{сж} = \frac{\xi_{сж}}{(\xi_{сж})_{M_1}} = 1 + 4,2(M_1 - M_{кр})^2$$

где $M_{кр} = M_{кр0} \bar{M}_{\bar{c}} \bar{M}_{\bar{x}_f}$

Коэффициент профильных потерь с учетом всех поправок

$$\xi_{крS} = \xi_{np} \bar{\xi}_{\bar{c}} \bar{\xi}_{\bar{x}_f} \bar{\xi}_{сж} \kappa_d$$

где $\kappa_d = \kappa_d(\theta, \mu_{Г3})$ – коэффициент влияния степень неравномерности поля скоростей перед диффузором, принимаемый по данным испытаний диффузоров в зависимости от угла эквивалентного диффузора θ , и коэффициента загромождения на выходе из безлопаточного диффузора $\mu_{Г3}$.

С учетом по данным Идельчика И.Е. и того, что эквивалентные углы всех каскадов были $\theta \leq 4^\circ$, а коэффициент загромождения порядка $0,97 \div 0,98$, коэффициент увеличения потерь были принят равным 1,1.

Суммарные потери каскада вычислялись как

$$\xi_K = \xi_S + \xi_{ам} + \xi_{ин}$$

где $\xi_{ам} = \xi_{npS} \frac{t_4 \sin \alpha_3}{h_4}$ – вторичные потери,

$$\xi_{ин} = 0,1(ctg \alpha_3 - ctg \alpha_4)^2 \sin \alpha_3 \frac{t_4}{h_4} - \text{индуктивные потери.}$$

Здесь h – высота лопатки; α_3, α_4 – углы входа и выхода в каскад соответственно.

В методе Терещенко Ю.М. дополнительные потери, помимо профильных, учитывались с использованием выражений

– коэффициент вторичных потерь

$$\xi_{\text{вт}} = 0,12(a_r/h)(\bar{C}^2 - 1)$$

– коэффициент торцевых потерь

$$\xi_t = \xi_{\text{тп}} \left(1 - \frac{0,0035(1 + 2\bar{h}_D)}{\bar{h}_D} \right)$$

Потери рассчитывались в двух вариантах двухкаскадных лопаточных диффузоров. Один из этих был предназначен для работы в ступени стационарного радиального компрессора. Степень уширения диффузора в однокаскадном варианте была $\bar{F} = 2,4$. Расчетные значения коэффициентов потерь для одного каскада в области углов атаки $i = -3 \div -4^\circ$ составляет величину $\xi_k = 0,24$ по зависимостям Комарова А.П. и $0,12$ по Терещенко Ю.М., а по данным эксперимента $\xi_{\text{эк}} = 0,17 \div 0,19$ рис. 8.

Этот диффузор был перепрофилирован на двухкаскадной при той же степени уширения и углах входа и выхода, и испытан на том же стенде ЦБК. Результаты расчетов представлены на рис. 9, 10, 11.

При расчетах потерь по отдельным каскадам результаты расчетов гораздо ближе к экспериментальным как по рекомендованному диапазону густот, так и по величине потерь. Это можно объяснить тем, что решетки обоих каскадов по своим параметрам лежат в диапазоне параметров плоских решеток, на основании исследования которых была составлена расчетная схема.

Следующая серия расчетов была приведена для диффузоров, испытания которых приведены Металликовым С.М., Бывшевым Ю.Б. и Горбуновым А.И. В отличие от предыдущего двухкаскадного диффузора каждый каскад был предельно нагружен, сам диффузор работал при околосзвуковых скоростях (до $\lambda_{31} \sim 1,0 \div 1,1$), степень повышения давления ступени была $\pi_k^* = 4 \div 4,5$.

Характеристики данного диффузора и компрессора в целом соответствуют ЦБК транспортных и авиационных ГТД.

Результаты расчетов коэффициента восстановления полного давления для первого каскада и всего диффузора показаны на рис. 12 при коэффициенте потерь, соответствующих углам атаки $i_{31} = -1^\circ \div -2^\circ$, при которых производился эксперимент. Получено удовлетворительное количественное совпадение и качественное совпадение расчетов по методике использует рекомендации Комарова А.П. Расчеты с использованием метода Терещенко Ю.М. дают большее расхождение с экспериментом.

Данные работа показала принципиальную возможность переноса опытных данных плоских решеток на радиальные. Специфика обтекания радиальных решеток диффузоров ЦБК в отличие от осевых решеток заключается, прежде всего, в малых величинах удлинений и неравномерности потока перед первым каскадом, поэтому могут потребоваться дополнительные эксперименты для уточнения отдельных коэффициентов или рекомендаций. Од-

нако, введение понятия эквивалентной плоской решетки или прямой решетки переменной высоты, отвечающих по частичным условиям подобия данной пространственной позволяют упростить экспериментальные исследования и получить необходимые опытные данные.

3. ОСНОВНЫЕ ВЫВООДЫ ДИССЕРТАЦИИ

1. Разработан метод и рассмотрены основы методики расчета и профилирования лопаточных диффузоров ЦБК, основанный на использовании экспериментальных результатах продувок плоских решеток.

2. На основании результатов продувок диагональных решеток, проведенных в ЦИАМ Никитиным Н.В., предложен комплекс необходимых условий, обеспечивающих возможность распространения опытных данных плоских решеток на неподвижные пространственные, которые включают в себя:

- частичное геометрическое подобие (равенство гидравлических диаметров на входе, густот решеток и степени торможения скорости в решетках);

- частичное кинематическое подобие, заключающееся в равенстве распределение безразмерных скоростей по поверхностям лопаток);

- динамическое подобие, заключающееся либо в равенстве чисел подобия в решетках либо в их работе в автомоделльной области.

3. Рассмотрено влияние геометрических параметров на габариты и другие показатели радиальных решеток и предложен метод их выбора при различной степени геометрической диффузорности решетки и угла раскрытия диффузора в меридиональной плоскости. Показано, что рекомендуемый в литературе диапазон отдельных параметров ($\bar{D}$, $\Delta\alpha_n$ и др.) справедлив только для решеток предельной нагруженности.

4. Рассмотрены возможные причины противоречивых рекомендаций по величинам окружного смещения каскадов в многокаскадном диффузоре и предложено выбирать окружное смещение таким образом, чтобы распределения нагрузок по каскадам при работе в докритической области было равномерным (например, с одинаковой циркуляцией, как в исследованных СПбГТУ, Исхфельда).

5. По предложенной методике произведено сравнения результатов расчета с данными эксперимента, приведенных на двухкаскадных диффузорах средней и предельной нагруженности. Результаты расчетов показали удовлетворительное согласование с экспериментом.

6. Данный метод может быть использовать при профилировании многокаскадных лопаточных диффузоров ЦБК. Он открывает возможности для оптимизации каскадов, позволяет учесть различные требования к характеристикам диффузора, проектируя решетки по максимальному качеству, номи-

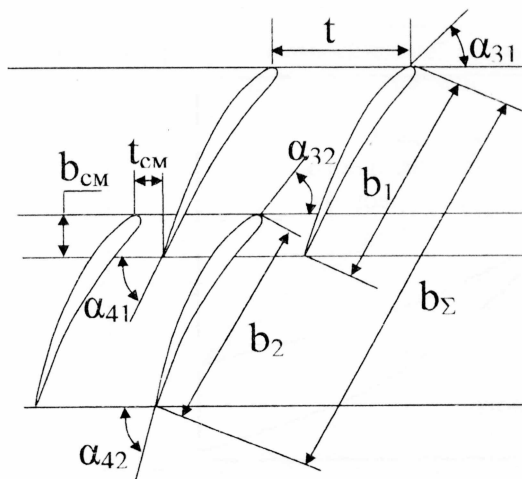
нальному углу поворота, по режиму полудиапазона, минимальных потерь и т.д., т.е. позволяет использовать накопленный опыт по осевым решеткам.

Основные результаты диссертации опубликованы в следующих научных работах:

1. Куфтов А.Ф., Хоанг Конг Чанг. Профилирование пространственных решеток с использованием продувок плоских решеток // Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели: Вс. конф. – М., 2004. – С. 84–86.
2. Куфтов А.Ф., Хоанг Конг Чанг. Профилирование лопаточных диффузоров диагональных и радиальных компрессоров // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2004. – №57. – С. 107–112.
3. Куфтов А.Ф., Хоанг Конг Чанг. Методика профилирования радиальных лопаточных диффузоров на основе продувок плоских решеток // Проблемы газодинамики и тепломассобмена в энергетических установках. Труды XVII школа-семинар молодых ученых и специалистов / Под руководством академика РАН А.И. Леонтьева. – Калуга, 2005. – Том 2. – С. 54–56.

Кроме того, сдано в печать:

Куфтов А.Ф., Хоанг Конг Чанг. Геометрические соотношения радиальных лопаточных диффузоров // Научные технологии. (М.). – 2006. – №1. – С 25-29.



$$\bar{b}_{cm} = b_{cm} / b_{\Sigma}$$

$$\bar{t}_{cm} = t_{cm} / t$$

Рис. 1. Схема двухкаскадного лопаточного диффузора

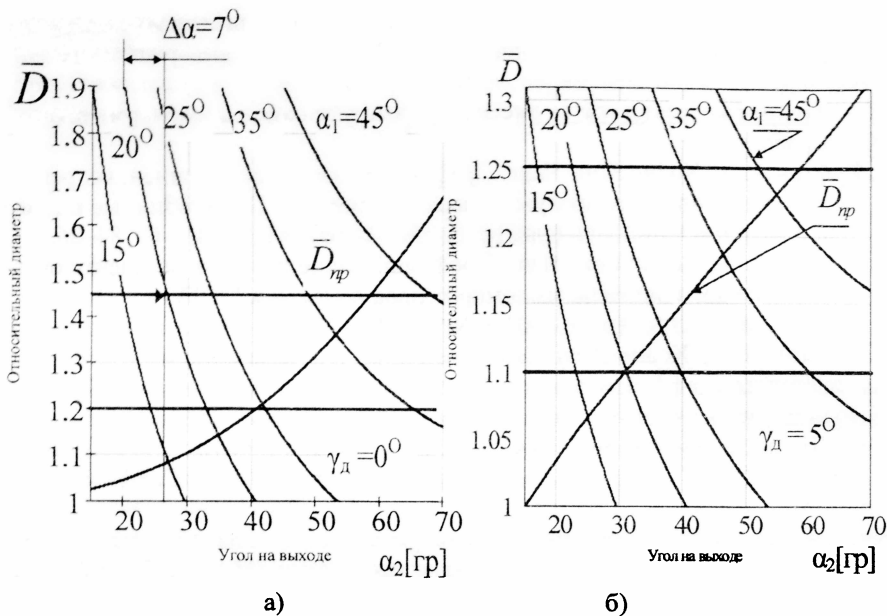


Рис. 2 Изменение относительного диаметра от угла выхода лопатки диффузора. $\gamma_d = 0^\circ$ (а) и $\gamma_d = 5^\circ$ (б), $\bar{F} = 1,9$, $\bar{h}_p = 0,03$

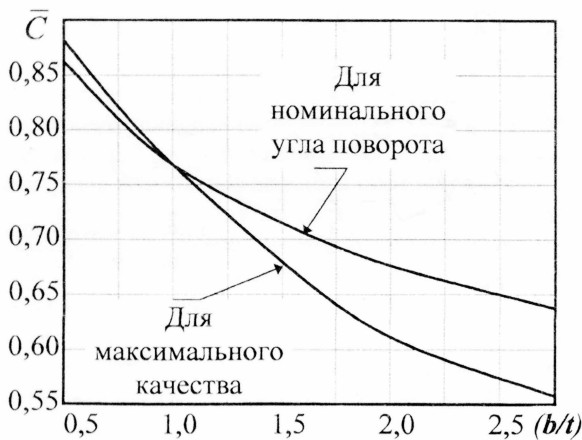


Рис. 3 Зависимость степени торможения потока $\bar{C}$ от густоты решетки (b/t)

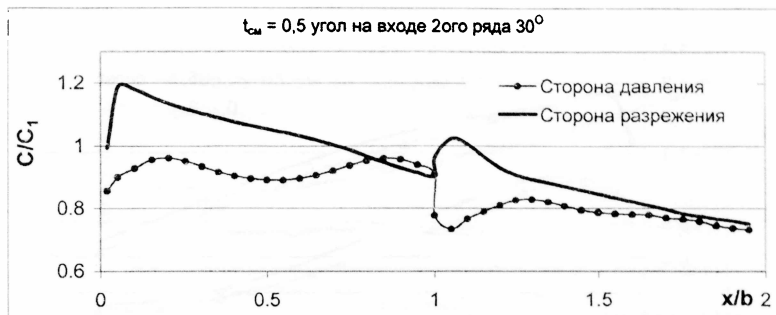
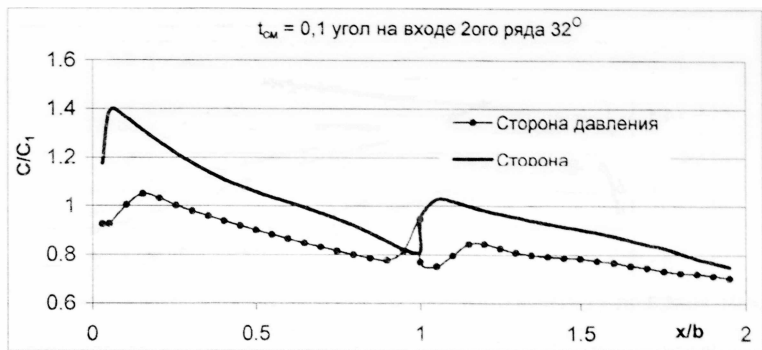


Рис. 4 Распределение относительной скорости по поверхности двухкаскадных диффузоров. $(x/b) = 0+1$ – первый каскад; $(x/b) = 1+2$ – второй каскад

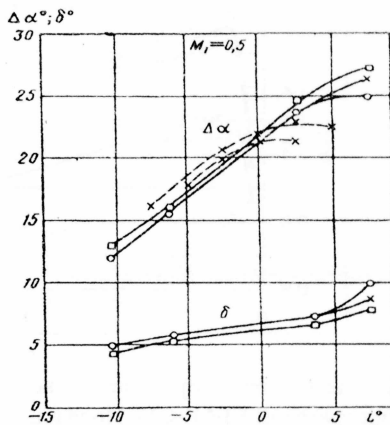
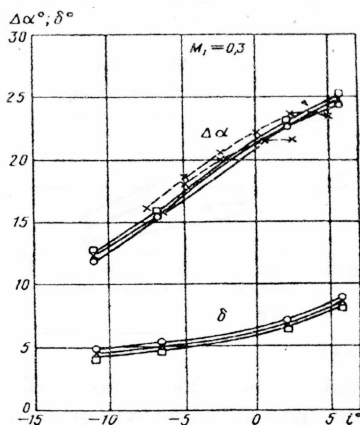
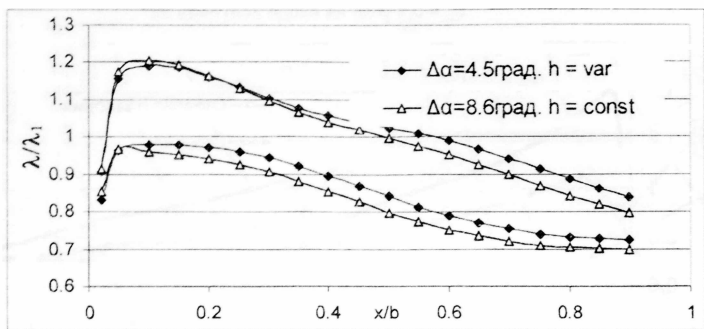
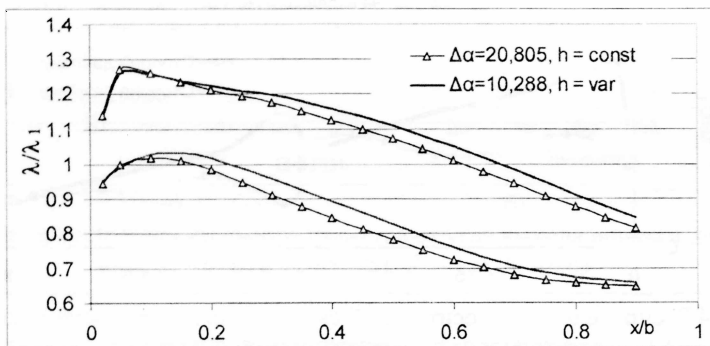


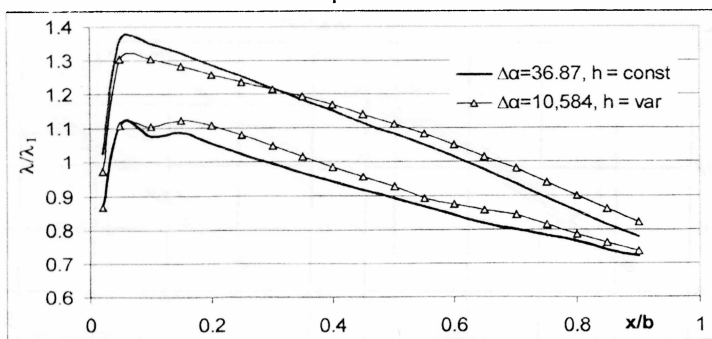
Рис. 5 Отклонение потока в диагональной решетке в зависимости от угла атаки (канал $f=const$) $\circ - b/t = 1,185$; $\times - b/t = 1,3$; $\square - b/t = 1,49$. Пунктиром показано $\Delta\alpha(i)$ для плоских решеток с аналогичными параметрами



$\alpha_1 = 15^\circ$



$\alpha_1 = 30^\circ$



$\alpha_1 = 45^\circ$

Рис. 6 Расчетное распределение скоростей по поверхности профилей решеток программой STAR-CD. Профиль А-40, средняя линия дуга окружности

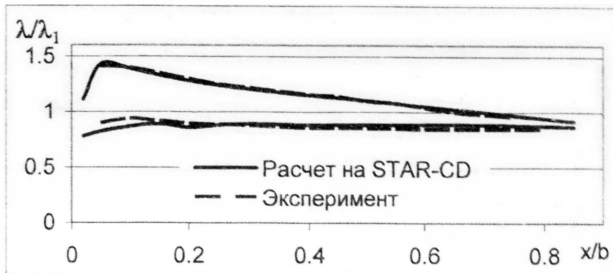


Рис. 7 Распределение относительной скорости по контуру профиля 10А30/27, 6П45 в решетке с параметрами $(b/t) = 1,3$, угол установки лопатки $\nu = 62,6^{\circ}$.



Рис. 8 Расчетное изменение коэффициента потерь однокаскадного диффузора



Рис. 9 Расчетное изменение коэффициента потерь на первом каскаде двухкаскадного диффузора



Рис. 10 Расчетное изменение коэффициента потерь на втором каскаде двухкаскадного диффузора

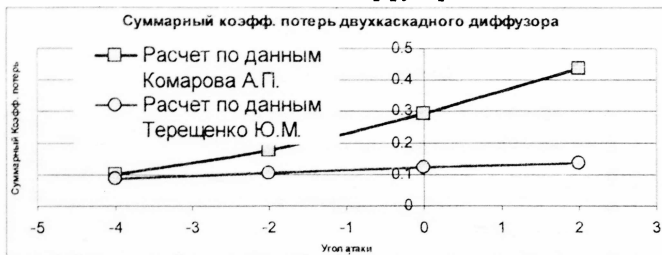


Рис. 11 Изменение коэффициентов потерь двухкаскадного диффузора

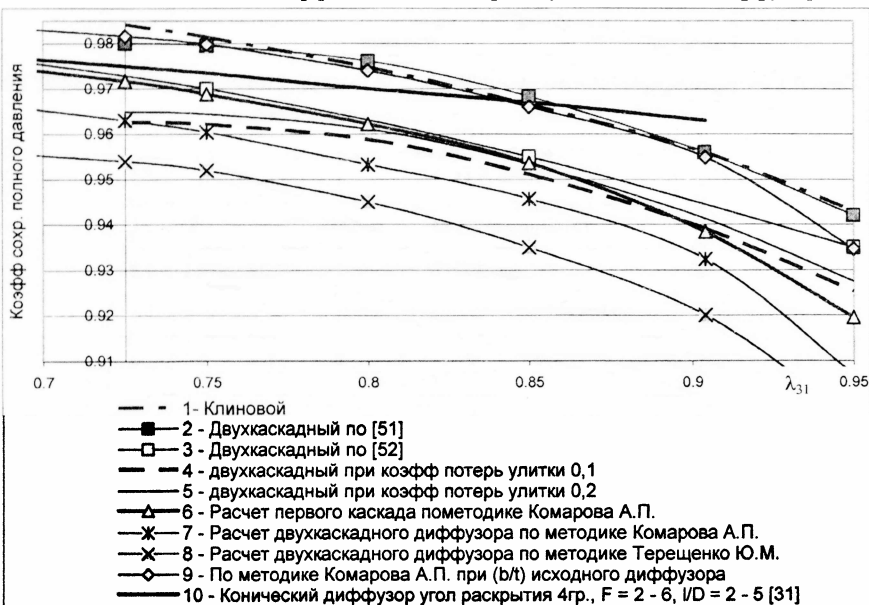


Рис. 12 Изменение коэффициента потерь полного давления в диффузоре от приведенной скорости