

И 86738

Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и
ордена Трудового Красного Знамени государственный
технический университет им. Н. Э. Баумана

На правах рукописи

ГЕЛЬТУХА Георгий Георгиевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ФОРМЫ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ
МЕЖЛОПАТОЧНОГО КАНАЛА РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО
КОМПРЕССОРА НА ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКУ

06.04.12 - турбомашин и турбоустановки

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Гельтуха

Москва - 1992

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана.

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор В. С. Векшев

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Соломахова Т. С.,
кандидат технических наук,
Митрофанов А. А.

Ведущее предприятие НИИД

Защита состоится " 7 " декабря 1992 г. в 14 часов
на заседании специализированного совета К. 053.15.05 "Тепловые
машины и теоретические основы теплотехники" в Московском го-
сударственном техническом университете им. Н. Э. Баумана по адре-
су: 107006, Москва, Лефортовская набережная, д. 1, корпус
"Энергомашиностроение".

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

Отзывы на э-
чатку, просьба
малая ул., д.
та К. 053.15.05

Авт. рефер.

Ученый с
специализиров
К. Г. Н.,

Подписано к

М 86 73 8

100 экз.

Актуальность проблемы. Центробежные (радиальные) компрессоры, нагнетатели и газодувки широко используются в технологических процессах различных отраслей промышленности, так как, по сравнению с осевыми машинами, они обладают большими степенями повышения давления в одной ступени и более устойчивой характеристикой.

Широкое применение нашли центробежные компрессоры для наддува дизельных двигателей, а также в авиационных, танковых и автомобильных газотурбинных двигателях. Так как в настоящее время напорность ступеней осевых компрессоров, по-видимому, достигла предельно возможных значений, не исключено, что дальнейшее повышение степени сжатия компрессоров для газотурбинных двигателей будет осуществляться за счет применения центробежных ступеней, хотя КПД центробежных компрессоров пока еще ниже чем у осевых в среднем на 8-10%. даже незначительное повышение их КПД за счет более рационального проектирования проточной части приводит к существенной экономии электрической и тепловой энергии в масштабах отрасли их применения.

В задачу исследований, изложенных в настоящей работе, входили:

- разработка метода рационального профилирования рабочих колес центробежных компрессоров (РК ЦБК) по коэффициентам нагрузки в квазитрехмерной постановке;
- изучение структуры потока и определение потерь в рабочем колесе ЦБК, спрофилированном по рациональному распределению коэффициентов нагрузки, создание с этой целью экспериментальной установки и необходимых средств измерения потока;
- изучение влияния формы поперечного сечения межлопаточного канала на эффективность РК;
- разработка метода расчета потерь в РК ЦБК, использующего критерий диффузорности.

Научная новизна и практическая ценность работы заключается в:

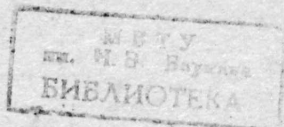
- разработке метода рационального профилирования рабочих колес центробежных компрессоров по коэффициентам нагрузки в

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1086738

Гелетуха Г.Г. Исследования



к квазитрехмерной постановке;

- приложении полученных результатов к расчету и совершенствованию РК ЦБК;

- экспериментальном исследовании структуры потока и определении потерь за РК ЦБК, профилированным по рациональным коэффициентам нагрузки;

- экспериментальном исследовании влияния формы поперечного сечения межлопаточного канала на эффективность РК;

- разработке метода расчета потерь в РК ЦБК, использующего критерий диффузорности.

Научная достоверность и обоснованность полученных результатов определяется:

- использованием в качестве исходных данных профилирования РК ЦБК результатов обработки достаточно обширной статистики по колесам, имеющей высокую эффективность;

- использованием при обработке статистики и при решении обратной задачи профилирования программ, построенных при одинаковых допущениях (использование уравнений движения в форме Эйлера, уравнения неразрывности и состояния идеального газа, осесимметричность, квазитрехмерная постановка);

- реальной проверкой основных теоретических положений и результатов на экспериментальных данных различных авторов, а также полученных при выполнении настоящей работы;

- использованием апробированных методов и приборов при экспериментальных измерениях.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на:

- межвузовской конференции по газотурбинным установкам в МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1991 г.;

- НТС кафедры "Турбиностроение" МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1991 г.;

- НТС института гидромеханики АН УССР, г. Киев, 1990 г.

- Всесоюзной школе-семинаре молодых ученых, г. Канев, 1989.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано две работы в центральных журналах, двое тезисов докладов на Всесоюзных конференциях и выдано 2 отчета по научно-исследовательской работе НИИ ЭМ МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и приложения. Изложена на 110 страницах, включающих 70 страниц машинописного текста, 33 страницы рисунков, 7 страниц списка литературы (96 наименований).

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении поставлены задачи исследования, показана их актуальность, научная новизна и практическая ценность.

В первой главе проведен аналитический обзор современного состояния исследований и методов проектирования РК ЦБК.

Рассмотрена качественная картина течения в РК ЦБК, схематично представленная следующим образом: 1) продольная диффузность (торможение скорости) формирует пограничный слой; 2) поперечный градиент сосредотачивает заторможенную массу в пограничном слое на стороне разрежения в области наружного корпуса; 3) силы Кориолиса способствуют его ламинаризации и раннему отрыву с образованием следа в канале даже при незначительной диффузности на стороне разрежения; 4) процесс происходит на фоне интенсивных вторичных течений.

Рассмотрены современные методы расчета параметров потока при течении газа в лопаточных венцах турбомашин. Аэродинамический расчет лопаток турбомашин основан на применении методов решения двух задач теории решеток - прямой и обратной. Отметим, что в практике отечественного турбостроения решение пространственной обратной задачи не нашло широкого применения. Это объясняется тем, что до сих пор не удалось создать математическую модель, достаточно полно отражающую физическую картину течения в пространственных лопаточных венцах. Кроме того, чрезвычайно сложным представляется также вопрос формирования даже качественного представления о влиянии пространственного поля течения на эффективность проектируемых лопаточных венцов. Тем не менее, решение обратной задачи в двумерной и особенно в трехмерной постановке обладает большими перспективами.

Достаточно подробно проанализированы современные методы решения прямой задачи теории решеток, такие как кривизны линий тока, конечных разностей, конечных элементов, крупных частиц в

приложении к двух- и трехмерным задачам. Рассмотрены особенности квазитрехмерных систем расчета.

Исходя из проведенного анализа, в качестве основного численного метода решения задачи профилирования РК ЦБК привлекается метод кривизны линий тока. Основные причины данного выбора следующие: высокая эффективность метода, легкая адаптируемость для решения обратной задачи теории решеток, снижение влияния его недостатков (большие погрешности в области входных и выходных кромок) при расчете течения в ЛБК.

Проведен краткий обзор методов профилирования РК ЦБК. Более подробно рассмотрен метод рационального профилирования РК по заданным коэффициентам нагрузки разработанный в кандидатской диссертации А. Ф. Куфтова. В ней рассмотрены, в частности два вида коэффициентов нагрузки: по шагу $C_{nh} = (P_{кор} - P_{сп}) / \rho W_{ср}^2$ и по высоте $C_{nh} = (P_{вт} - P_k) / \rho W_{ср}^2$, где $P_{кор} - P_{сп}$ - перепад давлений по шагу решетки от корыта к спинке, а $P_{вт} - P_k$ - перепад давлений по высоте лопасти от втулки к корпусу. Поверочные расчеты серий РК выполненных и испытанных ступеней показали, что РК ступеней с высокими КПД соответствуют вполне определенные распределения коэффициентов нагрузки и продольного градиента давления. Гидродинамически целесообразный характер распределения C_{nh} и M вдоль канала РК для среднего сечения приведен на рис. 1. Область рекомендуемых значений C_{nh} представлена на рис. 2. В указанной диссертации также поставлена и решена обратная задача профилирования РК ЦБК по коэффициентам нагрузки, однако расчеты параметров течения выполнялись на одной средней в канале линии тока. Это снижает точность выполняемых расчетов и не позволяет учесть трехмерные эффекты течения в межлопаточном канале. Исходя из сказанного, определена как одна из задач настоящей работы разработка квазитрехмерного метода профилирования РК ЦБК по коэффициентам нагрузки.

В главе рассмотрен также обзор экспериментальных методов исследования. Поставлена задача экспериментально изучить структуру потока и определить потери в РК ЦБК, спрофилированном по коэффициентам нагрузки. Кроме того, ставится задача исследовать вопрос о влиянии формы межлопаточного канала РК

ЦБК на его эффектность и, в рамках этого, исследовать влияние галтелей. Последняя задача имеет предпосылкой известные экспериментальные факты о снижении трения в трубах круглого поперечного сечения по сравнению с трубами прямоугольного сечения той же площади, а также положительном влиянии галтели при сопряжении фюзеляжа и крыла самолета.

В главе также выполнен обзор методов расчета потерь в межлопаточных каналах РК ЦБК. Общее для всех методов выражение определения потерь:

$$H_{пр} = \zeta_1 \frac{W_1^2}{2} + \zeta_2 \frac{C_{r1}^2}{2} \quad (1)$$

Отмечено, что несмотря на обилие представленных подходов, все их можно объединить в три основные группы. К первой группе отнесены методы чисто гидравлические, в которых коэффициенты потерь найдены из обобщения многолетнего опыта проектирования и эксплуатации турбомашин. Подобная схема расчета весьма груба, и диапазон изменения коэффициентов потерь, по данным различных авторов, служит тому подтверждением.

Вторая и третья группа методов связана с попытками ряда авторов связать величины коэффициентов с геометрическими и режимными параметрами, такими как гидравлический диаметр, расходность ступени, угол поворота потока в решетке, эквивалентный угол межлопаточного канала, вращение и кривизна канала. Причем часть из них, в явной или неявной форме, из всех факторов, влияющих на потери, учитывает лишь продольный градиент давления, а вторая часть - лишь поперечный.

В качестве критерия, определяющего потери, в работе предложено использовать критерий диффузорности Либлайна, примененный для центробежных колес Роджерсом в виде:

$$DF = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{\sum D_2}{22\pi L W_1} \left[C_{a2} - \frac{D_1}{D_2} C_{a1} \right] \quad (2)$$

Таким образом, критерий диффузорности представляет собой сумму продольного и среднего поперечного перепадов скоростей (давлений) в межлопаточном канале и, поэтому, наиболее полно из рассмотренных критериев отражает физические особенности течения в РК ЦБК. Одна из целей настоящей работы - создание ме-

тогда определения потерь в РК ЦБК на основании использования критерия диффузорности.

Вторая глава диссертационной работы посвящена разработке метода рационального профилирования РК ЦБК по коэффициентам нагрузки в квазитрехмерной постановке.

Поскольку анализ рационального распределения нагрузки в РК ЦБК проводился на основании программы расчета невязкого сжимаемого газа, то и решение обратной задачи необходимо проводить в такой же постановке. Уравнение Эйлера в относительном движении:

$$\frac{d\bar{w}}{dt} = \omega^2 \bar{r} - 2(\bar{\omega} \times \bar{w}) - \frac{1}{\rho} \text{grad } P,$$

где $\frac{d\bar{w}}{dt}$ - ускорение в относительном движении.

$$\frac{d\bar{w}}{dt} = \frac{d\bar{h}}{dt} \bar{e} + \frac{w^2}{R} \bar{n},$$

где $\bar{e}$ - единичный вектор, направленный вдоль линии тока;

$\bar{n}$ - единичный вектор, направленный по нормали к линии тока. При движении вдоль линии тока меняются как величина радиуса кривизны R , так и направление $\bar{n}$. Это вызывает определенные трудности при решении уравнения движения. Форма уравнения движения предельно упрощается при использовании естественной системы координат. Однако, как отмечается по этому поводу в работе Г. Ю. Степанова, недостаток применения естественной системы координат связан с тем, что эта система заранее неизвестна и должна определяться в процессе решения путем последовательных приближений. Избежать вышеуказанных трудностей удалось спроектировав линию тока и все векторы сил и ускорений, входящие в уравнение движения, на неподвижные координатные плоскости и решая уравнения движения для проекций скоростей в этих плоскостях. Окончательный вид системы уравнений для радиусов кривизны:

$$R_{xz} = W_{xz}^2 / [-F_{xz} \cos \gamma + \frac{u^2}{r^2} x \cos \gamma + \frac{1}{g} \frac{\partial P}{\partial h} \cos(\gamma + \psi) \frac{h_{xz}}{h} - \\ - \left(\frac{1}{g} \frac{\partial P}{\partial t \sin \beta} - \frac{\cos f}{\sin \beta} \frac{\partial P}{\partial g} \right) \cos(\psi'' + \gamma) \frac{\theta_{xz}}{\theta}]$$

(3)

$$R_{xy} = W_{xy}^2 / [-F_k + \frac{u^2}{2} \cos(\delta - 90^\circ + \psi) + \frac{1}{g} \frac{\partial p}{\partial h} \cos(\delta - 90^\circ + \frac{1}{2}) \frac{h_{xy}}{h} +$$

$$+ (\frac{1}{g} \frac{\partial p}{\partial t \sin \beta} - \frac{\cos \beta}{\sin \beta} \frac{\partial p}{\partial l \cdot g}) \cos(90^\circ + \frac{1}{2} + \delta) \frac{b_{xy}}{g}] \quad (4)$$

и для давлений в соседних точках:

$$P_{i+1} = P_i + \frac{ds + ctg \beta \sin(-\psi - \gamma) \frac{b_{xz}}{g}}{\frac{ds}{dl} + ctg \beta \sin(-\psi - \gamma) \frac{b_{xz}}{g}} \left(\frac{1}{2} \frac{\partial W_{xz}}{\partial s} - F_{kx} \sin \gamma + \frac{u^2}{2} x \sin \gamma + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{g} \frac{\partial p}{\partial t \sin \beta} \frac{\sin(-\psi - \gamma)}{\sin \beta} \frac{b_{xz}}{g} - \frac{1}{g} \frac{\partial p}{\partial h} \sin(\gamma + \psi) \frac{h_{xz}}{h} \right) \quad (5)$$

Входящие в уравнения системы проекции векторов и отрезков, а также углы наклона этих проекций к осям координат определяются по формулам пространственной дифференциальной геометрии и приведены в приложении 1 диссертации.

Программа профилирования построена на совместном решении уравнений движения (3) - (5), а также уравнения неразрывности и уравнения состояния идеального газа. Использован квазитрехмерный подход, в соответствии с которым течение рассчитывается на двух семействах пересекающихся поверхностей тока - секущих лопатки поверхностях вращения S_1 и межлопаточных поверхностях S_2 . В программе использована одна поверхность S_2 и несколько поверхностей S_1 . Расчеты выполняются на каждом семействе отдельно, но при этом учитываются члены, обеспечивающие связь с решением на другом семействе. Течение на обоих семействах рассчитывается методом кривизны линий тока. Исходными данными для профилирования РК ЦБК являются геометрические и газодинамические параметры, полученные из расчета ЦБК по средней линии тока, а также распределения по длине лопатки коэффициентов нагрузки C_{nu} и C_{nh} . Необходимо также задать начальные приближения для распределения W вдоль средней линии тока, максимальные значения $C_{nu \max}$, $C_{nh \max}$ и суммарной длины средней линии тока L . Определению подлежит форма межлопаточного канала, т.е. распределение углов β , форма меридионального контура. Порядок расчета следующий:

1. В первой точке средней линии тока вычисляются радиусы кривизны R_{xz} и R_{xy} по формулам (3) и (4). Давление в $i+1$ -ой точке линии тока определяется по формуле (5) методом последовательных приближений, расчет в i -ой точке повторяется после расчета в $i+1$ -ой.

2. Координаты $i+1$ -ой точки определяются через рассчитанные радиусы кривизны.

3. При несовпадении давления P_{i+1} с задаваемым в формулах (3) и (4) расчет повторяется с новым значением P_{i+1} , начиная с п.1. После совпадения - переходим к $i+1$ -ой точке.

4. На выходе из последнего участка получаются определенные значения C_{ni} и L , которые не совпадут с соответствующими значениями, заданными в исходных данных, из-за произвольного выбора $C_{ni\ max}$ и L . Меняя $C_{ni\ max}$ и L пропорции от указанной невязки, повторяем расчет начиная с п.1. После совпадения названных величин оценивается осевая протяженность колеса. При необходимости ее изменить - изменяем $C_{ni\ max}$.

5. Из-за независимого друг от друга задания величин C_{ni} , C_{nh} и W возможно получение на этом этапе местного расширения или сужения меридионального контура. Корректируем распределение W так, чтобы высота меридионального контура менялась плавно от входа до выхода.

6. Расчет течения в слое переменной толщины. Считаем что течение всех соседних по ширине струек тока происходит на одной осесимметричной поверхности S_1 . Количество линий тока на поверхности S_1 , по опыту расчетов, должно задаваться не менее 5. Расход, приходящийся на слой переменной толщины, делим равномерно между струйками. Координаты соседней по шагу струйки определяем из условия прохождения между ними заданного расхода. По известным координатам определяем величины R_{xz} и R_{xy} .

7. Давления в точках соседней по шагу линии тока определяются по известным $\partial P / \partial t$ и P для предыдущей линии тока.

8. Зная распределение давлений вдоль линии тока, из уравнения (5) определяем распределение скоростей.

9. Решаем систему уравнений (3) и (4) относительно неизвестных $\partial P / \partial t$ и $\partial P / \partial h$. Таким образом определяется какими должны быть градиенты давлений, чтобы линия тока прошла через

точки с определенными в п.6 координатами. Закончив расчет вдоль всей линии тока повторяем вычисления начиная с п.6 для следующей линии тока. Вычисления заканчиваются, когда будет рассчитано все поле течения между лопатками в пределах слоя переменной толщины.

10. Определяется расстояние по шагу между крайними линиями тока. Оно должно равняться шагу решетки. При несовпадении указанных величин толщина слоя увеличивается или уменьшается соответственно. Расчет повторяется начиная с п.1.

11. Расчет течения в соседних по высоте струйках тока (поверхность S_2). На поверхность S_2 наложим условие безнавальности, т.е. все образующие, соединяющие соответствующие точки на соседних линиях тока, проходят через ось вращения. Это условие достаточно точно переносится на поверхность лопатки (S_2 введена как среднерасходная поверхность). Если картина течения в периферийном или втулочном слоях тока при этом не будет нас удовлетворять, необходимо, если это позволяет технология, введение угла навала для поверхности S_2 . Расчет течения на поверхности S_2 аналогичен расчету на поверхности S_1 .

Условия замыкания приняты в следующем виде: на выходе из решетки $C_{nu} = 0$, а также $|\vec{w}| = \text{const}$ и $P = \text{const}$ на поверхностях S_1 как на входе, так и на выходе из решетки. Для целей профилирования РК, на этапе неизвестного лопаточного диффузора, представляется возможным, с достаточной степенью точности, пользоваться указанными граничными условиями.

В главе приведен пример расчета РК для экспериментального ЦБК, и проведен анализ результатов. Основные параметры колеса: расход $G = 2,165$ кг/с, частота вращения $n = 850$ об/мин, начальный радиус средней линии тока $r_1 = 0,190$ м, радиус выхода средней линии тока $r_2 = 0,4$ м, рабочее тело воздух. Представлены результаты расчета координат меридионального контура, и поверхности лопатки, распределения относительных скоростей и давлений на поверхности лопатки в разных ее сечениях. Характерно, что модель отразила возникновение угла отставания средней линии тока относительно ограничивающих канал лопаток, начинающееся в данном примере при $\beta = -0,75$ и достигающее на выходе из решетки величины $9,1^\circ$. Это подтверждает физичность

построенной модели и отражение ее трехмерных эффектов.

В заключении можно сделать вывод, что созданная программа позволяет спрофилировать РК ЦБК с заранее заданным рациональным распределением коэффициентов нагрузки. Это позволит, особенно в сочетании с анализом распределения скоростей на поверхности лопатки, получать эффективные рабочие колеса.

В третьей главе описана экспериментальная установка, средства измерения, подготовка, проведение экспериментов и полученные результаты. Экспериментальная установка была спроектирована и изготовлена для исследования эффективности различных способов профилирования рабочих колес и структуры потока в межлопаточных каналах колеса. Она представляет собой кинематическую модель центробежного компрессора, приводимого во вращение электродвигателем переменного тока мощностью 4,5 кВт и частотой вращения $n = 1030$ об/мин. Замеры скорости производились с помощью Г-образного 5-ти точечного насадка. Схема установки с указанием измеряемых величин и расположения точек замеров показана на рис. 3.

В главе приведены результаты экспериментального исследования РК ЦБК, спрофилированного по рациональным коэффициентам нагрузки. На рис. 4. показано распределение местных значений КПД по ширине канала на выходе из рабочего колеса. Характерно снижение КПД в периферийной области РК и высокие значения КПД в области втулки. При $\bar{G} = 1,0$ и $\alpha/\delta_2 = 0,86$ имеем $\eta = 0,96$. Т.е. для втулочного сечения рабочего колеса, спрофилированного и изготовленного по рациональным нагрузкам эксперимент подтвердил получение высокого уровня КПД. Снижение КПД в периферийной области связано, как с традиционным для данного уровня нагрузки отрывом потока на выходе из колеса, так и с отклонением профиля от расчетного положения, из-за технологических особенностей изготовления. Максимум $\eta_{РК}$ ($\eta_{РК} = 0,92$) наблюдается на характеристике колеса при $\bar{G} = 1,0$.

Дальнейшее повышение эффективности колеса могло бы быть достигнуто путем изменения технологии изготовления лопаток (например, горячая штамповка), позволяющей обеспечить во всех сечениях расчетное изменение углов лопатки. Другой резерв повышения эффективности - более тщательное профилирование с про-

ведением анализа распределения скоростей на поверхности лопатки, особенно в периферийной области. Исследование рационально спрофилированных колес выполненное в МВТУ показало, что следует избегать при профилировании сильно диффузорных участков на стороне разрежения в области периферии на выходе из РК. Даже незначительная диффузорность в указанном месте приводит к отрыву потока. Аналогичные рекомендации профилирования (постоянство скорости на стороне разрежения на выходе из РК:

$W_{cn} = const$) приведены в исследованиях ЛПИ. Поэтому, представляется полезным после профилирования РК по коэффициентам нагрузки провести анализ распределения скоростей по профилю лопатки и, при необходимости, скорректировать исходное распределение коэффициентов нагрузки, не выходя из рекомендованной для них области.

Полученное значение КПД РК подтверждает эффективность настоящего метода профилирования.

В главе также рассмотрены результаты экспериментального исследования влияния формы поперечного сечения межлопаточного канала на характеристику РК ЦБК. В рамках поставленной задачи исследовалось влияние трех типов галтелей, изображенных на рис. 5., на характеристику рабочего колеса. Было исследовано влияние двух внутренних, нанесенных у втулки, галтелей радиусами 7,5 и 12 мм, и одной внешней, нанесенной у периферии, радиусом 8 мм. Вдоль лопатки галтели прикрепляли начиная от 10 до 90% общей длины лопатки. На рис. 6 изображено распределение местных значений КПД поперек канала для исходного варианта профилирования (кривая 1), для внутренней галтели радиусом 7,5 мм (кривая 3), для внутренней галтели радиусом 12 мм (кривая 4) и для внешней галтели (кривая 2). Характерным является снижение местных значений КПД в области галтелей. Т.е. при нанесении галтели у втулки произошло заметное снижение η у втулки, причем более сильное для большего радиуса галтели. При нанесении галтели на периферии колеса происходит существенное падение η на периферии. Все три вида галтелей ухудшили КПД РК. Данный результат отличается от случая неподвижных каналов постоянного поперечного сечения. Для последних известно положительное влияние галтелей на потери трения в канале. Объяс-

нить полученный результат можно, по-видимому, следующим образом. При нанесении галтелей в средней части РК уменьшается площадь проходного сечения канала. Это приводит к увеличению диффузорности в области выхода из РК. Даже незначительное увеличение диффузорности в периферийной области приводит к существенному росту потерь за счет усиления отрыва. Поэтому, даже если потери в средней части канала за счет скругления поперечного сечения уменьшаются, отрыв потока на выходе из колеса усиливается. По-видимому положительного эффекта можно было бы достичь при скруглении поперечного сечения межлопаточного канала без уменьшения площади проходного сечения, или в колесах, не имеющих отрывной зоны на выходе, т.е. при определенном запасе по диффузорности.

Четвертая глава посвящена разработке метода расчета потерь в РК ЦБК, исходящего критерий диффузорности. Разработана и приведена методика обработки результатов эксперимента для получения зависимости профильных потерь δ^{**} от критерия диффузорности DF . По ней выполнена обработка результатов эксперимента, приведенных в главе 3, для пяти сечений рабочего колеса и пяти значений расхода. Сечения РК и соответствующие точки замера скорости определяются из условия прохождения между указанными сечениями равного расхода. Необходимо подчеркнуть, что определяется зависимость местного значения δ^{**} от местного значения DF , что позволит проводить в дальнейшем анализ потерь в конкретном сечении РК. Итоговый график $\delta^{**}(DF)$ приведен на рис. 7.

По указанной методике проведена обработка результатов испытаний трех РК, описанных в работе Мицуки и др., а также рабочего колеса, описанного Экардом. Результаты обработки приведены на рис. 7. Точки, соответствующие втулочному сечению РК, соединены кривой 3, среднему сечению - кривой 4, периферийному сечению - кривой 5. Кривые 3, 4, 5 проведены, как огибающие минимальных значений δ^{**} . Как видно из рис. 7, наклон кривых различен для различных сечений РК. Наиболее слабая зависимость δ^{**} от DF для втулочного сечения и наиболее сильная - для периферийного, т.е. даже небольшое снижение диффузорности на периферии приводит к заметному снижению потерь в этом сечении.

На рисунке также представлены данные Либлайна (кривая 1), относящиеся к плоским, неподвижным компрессорным решеткам. Из работы Емина О. Н. и Митрохина В. Т. взяты данные, относящиеся к втулочным и средним сечениям РК осевых компрессоров (кривая 2) а также к их периферийным сечениям (кривая 6). Анализируя данные, представленные на рис. 7., можно сделать вывод об одинаковом уровне потерь в периферийных сечениях РК центробежных и осевых компрессоров. Во втулочных и средних сечениях осевых компрессоров потери значительно меньше аналогичных профильных потерь в РК ЦБК. Данные Либлайна по плоским, неподвижным компрессорным решеткам (кривая 1) можно по-видимому, рассматривать как некоторый предел, к которому кривые 2, 3, 4, 5, 6 будут стремиться по мере повышения эффективности РК ЦБК. На основании представленных на рис. 7. данных разработан метод расчета потерь в РК ЦБК, имеющий ряд преимуществ по сравнению с методами описанными в главе 1:

- в качестве критерия использован параметр, учитывающий как продольный, так и поперечный градиент давления;
- метод не зависит от расходности колеса;
- метод позволяет определять потери как в целом для рабочего колеса, так и для его отдельных сечений, а также дать рекомендации по их снижению.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработан метод рационального профилирования РК ЦБК по коэффициентам нагрузки в квазитрехмерной постановке, позволяющий проектировать эффективные колеса.

2. Экспериментально исследована структура потока и определены потери в РК ЦБК, спрофилированном по рациональному распределению коэффициентов нагрузки. Создана с этой целью экспериментальная установка и необходимые средства измерения потока. Подтверждена эффективность метода профилирования.

3. Экспериментально исследовано влияние формы поперечного сечения межлопаточного канала на эффективность РК. Для колеса с отрывной зоной на выходе введение галтелей, скругляющих поперечное сечение межлопаточного канала, не дало положительного

эффекта.

4. Разработан метод расчета потерь в РК ЦБК, использующий критерий диффузорности и обладающий рядом преимуществ по сравнению с существующими методами.

Условные обозначения

C - скорость в абсолютном движении, W - скорость в относительном движении, P - статическое давление, ω - частота вращения, G - массовый расход, δ^{**} - толщина потери импульса, θ - ширина канала, t - шаг, l - длина участка линии тока, h - высота канала, F_K - сила Кориолиса.

Индексы: 1 - сечение на входе в РК, 2 - сечение на выходе из РК, сп. - значение параметра на спинке лопатки, кор. - на корытце, вт. - на втулке колеса, к. - на покрывном корпусе, i - номер узловой точки вдоль линии тока, j - номер струйки тока.

z - радиальная составляющая, u - окружная составляющая, xOz - проекция в плоскость XOZ, xOy - проекция в п.п. XOY.

По теме диссертации имеются следующие работы:

1. Бекнев В.С., Гелетуа Г.Г. Расчет коэффициента мощности в рабочем колесе центробежного компрессора // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1990. - №5. - С.56-60.

2. Бекнев В.С., Гелетуа Г.Г. Рациональное профилирование рабочего колеса центробежного компрессора по распределению коэффициентов нагрузки в квазитрехмерной постановке // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1990. - №9. - С.2-6.

3. Бекнев В.С., Куфтов А.Ф., Гелетуа Г.Г. Метод профилирования решеток центробежных турбомашин по коэффициентам нагрузки // Межвузовская конференция по газотурбинным установкам: Тез. докл. - Москва. 1991. - С.15.

4. Гелетуа Г.Г., Пестун В.А., Сороколетов М.Ю. Проектирование рабочих колес центробежных компрессоров по коэффициентам нагрузки // Всесоюзная школа-семинар по современным проблемам газодинамики и тепломассообмена: Тез. докл. - Канев, 1989. - С.14.

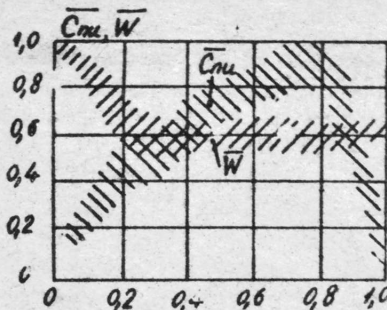


Рис.1. Область рекомендуемых значений коэффициента нагрузки $C_{ли}$ и торможения относительной скорости W для среднего сечения РК ЦБК.

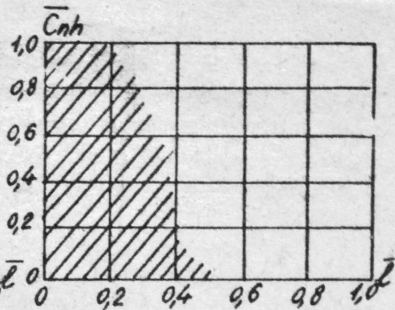


Рис.2. Область рекомендуемых значений коэффициента нагрузки C_{nh} для РК ЦБК.

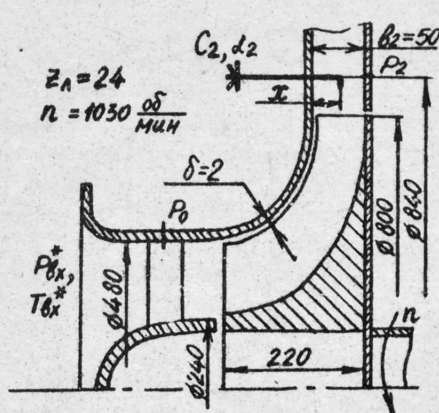


Рис.3. Схема экспериментальной установки с обозначением измеряемых величин.

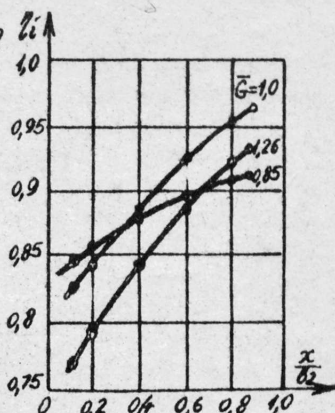


Рис.4. Распределение местных значений КДЦ по ширине канала на выходе из РК.

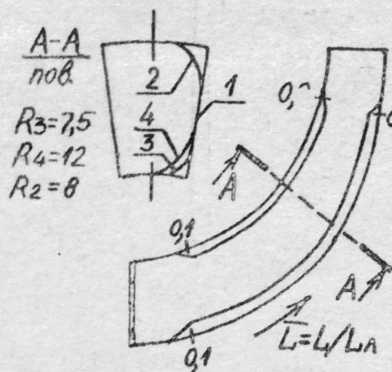


Рис. 5. Расположение внутренних и внешних галтелей в межлопаточном канале РК ЦБК. 1 - исходный вариант профилирования, 2 - внешняя галтель R_2 , 3 - внутренняя галтель R_3 , 4 - внутренняя галтель R_4 .

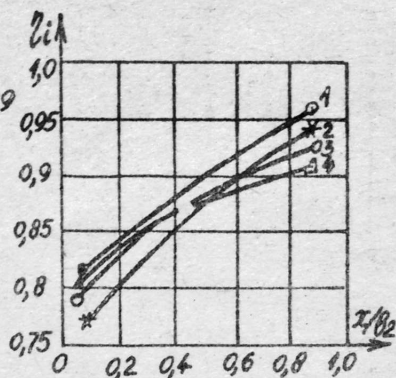


Рис. 6. Распределение местных значений КПД поперек канала на выходе из РК. 1, 2, 3, 4 - см. рис. 5.

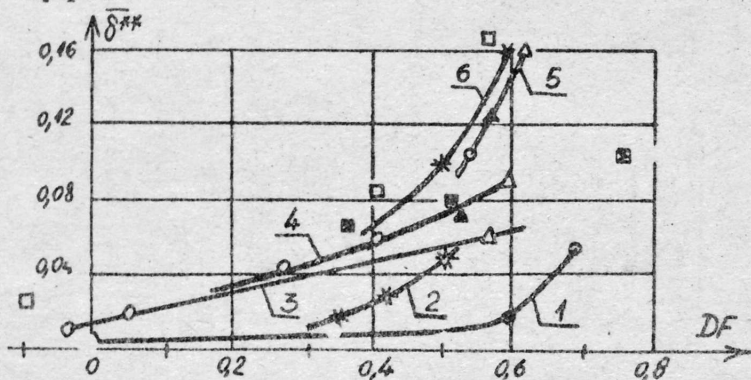


Рис. 7. Зависимость относительной толщины потери импульса δ^{**} от критерия диффузности DF по данным различных авторов: —●— — Либлайн, —*—*— — Ельин О.Н., Митрохин В.Т., —□—□— — Экардт, —△—△— — Мицуки и др., колесо А, —▲—▲— — Мицуки и др., колесо В, —■—■— — Мицуки и др., колесо С, —○—○— — данные настоящей работы. 1 - плоские решетки, 2 - средние и втулочные сечения осевых компрессоров, 3 - втулка ЦБК, 4 - средние сечения ЦБК, 5 - периферия ЦБК, 6 - периферия осевых компрессоров.