**Смагоринский Алексей Маркович. Методика определения газодинамических, конструктивных параметров и эффективности осерадиальных рабочих колёс промышленных центробежных компрессоров : диссертация ... кандидата технических наук : 05.04.06 / Смагоринский Алексей Маркович; [Место защиты: ГОУВПО "Санкт-Петербургский государственный политехнический университет"].- Санкт-Петербург, 2010.- 287 с.: ил.**

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Санкт - Петербургский государственный политехнический университет»

На правах рукописи

0420І00327І *Cj^l*

Смагоринский Алексей Маркович

Методика определения газодинамических, конструктивных

параметров и эффективности осерадиальных рабочих колёс

промышленных центробежных компрессоров

Специальность 05.04.06—Вакуумная, компрессорная техника и

пневмосистемы

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель: д.т.н., профессор А.М. Симонов

Санкт-Петербург — 2009

**2**

СОДЕРЖАНИЕ

Условные обозначения 4

Введение 8

1. Обзор и анализ задач, возникающих в связи с требованиями модернизации существующих и совершенствования вновь создаваемых промышленных центробежных компрессоров 12
2. Определение диапазона параметров проточной части рабочих колёс, в пределах которого могут решаться поставленные задачи по модернизации 24
3. Разработка методики исследования, включающая обзор и обобщение экспериментальных данных. Разработка методики приближённого расчёта вторичных потерь 27
4. Модель расчёта потерь трения 35
5. Модель расчёта диффузорных потерь 37
6. Потери отрыва на выходе из рабочего колеса 37
7. Диффузорные потери в межлопаточном канале 39

3.3 Модель расчёта вторичных потерь. Неучтённые потери 41

4. Расчётно-теоретическое исследование влияния различных  
газодинамических и конструктивных параметров на эффективность  
проточной части рабочих колёс 50

1. Влияние числа лопаток рабочего колеса на структуру потока и потерь 51
2. Влияние теоретического коэффициента напора *Ч?т* на эффективность рабочих колёс 102
3. Влияние условного коэффициента расхода Фр на структуру

потока и составляющие потерь 117

4.3.1 Варьирование Фр изменением ширины проточной части

в меридиональном сечении 117

4.3.2 Варьирование Фр при постоянном объёмном расходе в  
рабочем колесе 137

**з**

4.4 Влияние относительной ширины рабочего колеса на выходе

на структуру потока и составляющие потерь 183

1. Влияние числа маха Ми на эффективность рабочих колёс 199
2. Исследование эффективности рабочих колёс с различной протяжённостью входного осевого участка 213

5. Экспериментальное исследование ступеней с осерадиальными

рабочими колёсами 235

1. Экспериментальные исследования осерадиальных колес с разной диффузорностью и различными коэффициентами расхода и напора 239
2. Экспериментальные исследования осерадиальных колёс с разным меридиональным контуром и различной диффузорностью 248
3. Экспериментальные исследования осерадиальных колёс с различными коэффициентами расхода и разной диффузорностью 252
4. Сравнения экспериментальных и расчётных значений к.п.д. осерадиальных рабочих колёс 255
5. Выводы и рекомендации по профилированию проточной части осерадиального центробежного колеса 260
6. Разработка базы данных по эффективности осерадиальных рабочих колёс для промышленных центробежных компрессоров 263
7. Разработка проточных частей с осерадиальными рабочими колёсами для различных вариантов модификации промышленных центробежных компрессоров 268

Заключение 277

Литература 278

**4**

Условные обозначения

V, Q — объёмная производительность (объёмный расход);

m — массовая производительность (массовый расход); N — мощность;

*г\ —* коэффициент полезного действия; 7г - степень повышения давления; р — плотность газа;

R - удельная газовая постоянная, Дж/кг\*К; к - показатель изоэнтропы (адиабаты); р — давление газа; Т - температура газа;

AT - повышение температуры газа при сжатии в рабочем колесе; р - плотность газа; ср — удельная теплоёмкость газа;

h - напор, т.е. изменение удельной работы на участке между рассматриваемой точкой (сечением) и начальным сечением; hw, Ah - потери напора; с — скорость газа в абсолютном движении; w - скорость газа в относительном движении; и - окружная скорости;

W- символическое обозначение распределения скоростей невязкого потока;

*X -* коэффициент трения; v - кинематическая вязкость; Re - число Рейнольдса; М - число Маха; *С,* - коэффициент потерь; ртр - коэффициент потерь дискового трения; Рпр - коэффициент внутренних протечек;

5

b - ширина канала рабочего колеса в меридиональной плоскости, высота

лопатки;

D — диаметр рабочего колеса;

dr - гидравлический диаметр;

5 — толщина лопаток рабочего колеса, толщина пограничного слоя;

z - число лопаток рабочего колеса;

Р - угол между направлением, противоположным направлению окружной

скорости колеса, и направлением относительной скорости газа;

Рл - угол между направлением, противоположным направлению окружной

скорости колеса, и касательной к средней линии лопаток;

і - угол атаки, то есть угол между углом входа лопатки рл! и углом

набегающего потока на входе в лопаточную решётку рабочего колеса Pi

L - длина лопатки по средней линии;

1 — длина лопатки по средней линии в меридиональной плоскости;

lz - осевая протяжённость рабочей лопатки в меридиональной плоскости;

1вна - длина входного осевого участка (вращающегося в.н.а., предкрылка)

лопатки в меридиональной плоскости;

t - шаг лопаточной решётки по средней линии лопатки;

г — расстояние по радиусу от оси вращения рабочего колеса до средней

линии лопатки в рассматриваемой точки в меридиональной плоскости;

у - угол между осью вращения рабочего колеса и касательной к средней

линии лопатки в рассматриваемой точке в меридиональной плоскости;

х - коэффициент стеснения;

F - площадь сечения;

U - периметр сечения;

F - символическое обозначение формы проточной части;

Ф - условный коэффициент расхода;

*Q* - степень реактивности колеса;

ф - коэффициент расхода; *Ч\** - коэффициент напора.

6

Индексы подстрочные:

г, u, z — радиальная, окружная и осевая составляющие соответственно;

1. - сечение перед лопатками колеса;
2. - выходное сечение колеса; т - теоретический;

п, пол — политропный;

тр - относящийся к потерям трения;

диф — относящийся к диффузорным потерям;

вх, н - относящийся к входному (начальному) участку;

вых, к - относящийся к выходному (конечному) участку;

вт, і - относящийся к вторичным (индуктивным) потерям;

пер - периферийный;

неуч — относящийся к неучтённым потерям;

ср - средний;

р - расчётный;

w - по относительной скорости w, относящийся к гидравлическим потерям;

з - относящийся к задней (не рабочей) стороне лопатки;

п - относящийся к передней (рабочей) стороне лопатки; рк - относящийся к рабочему колесу;

вна — относящийся к вращающемуся направляющему аппарату. Индексы надстрочные: ' - с учётом стеснения потока; \* - заторможенные (полные) параметры. Сокращения:

к.п.д. - коэффициент полезного действия; ц.к. — центробежный компрессор; ц.к.м. — центробежная компрессорная машина; п.ц.к. - промышленный центробежный компрессор; р.к. - рабочее колесо;

**7**

в.н.а. — входной направляющий аппарат, вращающийся направляющий

аппарат;

б.л.д. — безлопаточный диффузор;

л.д. — лопаточный диффузор;

о.н.а. - обратный направляющий аппарат;

п.ч. — проточная часть;

с.п.ч. — съёмная проточная часть;

о.п.т. — осесимметричная поверхность тока;

СПбГПУ - Санкт-Петербургский Государственный Политехнический

Университет;

КВХТ - кафедра «Компрессорной, вакуумной и холодильной техники».

**8**

Введение

Компрессоры, широко применяемые в народном хозяйстве, предназначены для повышения давления газов и их перемещения.

Большое место среди выпускаемых компрессоров занимают центробежные компрессоры разных типов. Ц.к.м. широко используются в химической, нефтяной и газовой промышленности, в автомобильном и авиационном производстве, в различных холодильных установках. В связи с широкой областью их применения, требования к ним постоянно растут.

Промышленности требуются центробежные компрессоры различных типов, производительность которых колеблется от долей до нескольких сотен и тысяч кубических метров в минуту, а конечное давление доходит до 2500...3000 ата.

Расширение сферы применения центробежных компрессоров ведет к необходимости создания высокоэффективных компрессорных ступеней различных типов в широком диапазоне геометрических и режимных параметров. Так при проектировании центробежных компрессоров сверхвысокого давления оказалось необходимым использовать ступени с весьма низким коэффициентом расхода. При разработке малорасходных центробежных компрессоров перспективным является применение ступеней с осерадиальными р.к.

Важным направлением в развитии компрессоростроения является создание высоконапорных малорасходных ступеней центробежного компрессора с осерадиальными р.к.

Центробежные компрессоры с осерадиальными рабочими колесами обладают рядом существенных преимуществ по сравнению с рабочими колесами с радиальной решеткой. Они имеют более низкие значения среднего диаметра входа в рабочее колесо и соответственно, более низкий уровень чисел М на входе, более организованное течение потока на входе в рабочее колесо, благодаря чему могут эффективно применяться невысокие коэффициенты расхода и значительно более высокие коэффициенты напора,

9 а также эффективно применяться колёса полуоткрытого типа с лопатками с радиальным выходом (Рл2 = 90°). Полуоткрытые осерадиальные р.к., имеющие лопатки с радиальным выходом, по прочностным характеристикам могут работать при весьма высоких окружных скоростях (до 500 м/с и более).

Практически во всех компактных компрессорных установках применяются высоконапорные рабочие колеса с осерадиальной решёткой, что обеспечивает в значительной степени небольшие размеры установок за счёт уменьшения числа ступеней.

Проводимые на кафедре КВХТ СПбГПУ исследования показали перспективность применения высоконапорных осерадиальных колес в стационарном компрессоростроении в широком диапазоне изменения требуемых параметров, включая их использование, как в малорасходных, так и в высокорасходных ступенях.

Накоплен большой опыт исследования и создания таких ступеней для авиационных и транспортных компрессоров. Однако этот опыт не может быть полностью перенесён на стационарные компрессоры. Это связано с различными требованиями к компрессорам в авиационных ГТД и стационарным компрессорам. Обзор литературы показывает недостаточность данных и обобщенных рекомендаций по проектированию высоконапорных ступеней для стационарных компрессоров, что значительно усложняет разработку компрессоров с такими ступенями.

Экспериментальный способ выбора оптимального варианта приводит к большим материальным и временным затратам на изготовление и испытание модельных ступеней. Поэтому необходимо сократить время доводки компрессора. С этой целью стремятся уже на стадии проектирования перейти к расчётным методам определения коэффициента напора и к.п.д. центробежной ступени, на основе сравнения различных вариантов выбрать оптимальные геометрические и расчетные параметры ступеней.

Данная работа состоит из шести глав.

В первой главе проведён обзор и анализ задач, возникающих в связи с требованиями модернизации существующих и совершенствования вновь

10

создаваемых промышленных центробежных компрессоров. Рассмотрена возможность применения ступеней с осерадиальными р.к. в ходе вышеуказанных мероприятий, а также проведён анализ имеющихся расчётно-теоретических методик определения потерь в п.ч. центробежных компрессоров. Обоснована актуальность и сформулированы цели и задачи настоящей работы.

В гл.2 определен диапазоны изменения основных параметров проточной части рабочих колёс, в пределах которых могут эффективно решаться поставленные задачи по модернизации или созданию нового турбокомпрессорного оборудования.

В гл.З представлена методика расчётно-теоретического анализа, включающая в себя математическую модель, построенную с учётом особенностей течения в осерадиальных р.к. полуоткрытого типа, а также описаны применяемые методы расчёта распределений скоростей в меридиональной плоскости. Рассмотрена методика приближённого расчёта вторичных потерь на основе теоретического расчёта пограничного слоя на лопатках р.к.

В гл.4 проведено расчётно-теоретическое исследование влияния различных газодинамических и конструктивных параметров на эффективность проточной части рабочих колёс. По результатам расчётов построены графики распределения по длине лопатки в меридиональной плоскости относительных скоростей w/u2 на средней по высоте лопатки о.п.т. для задней (w3) и передней (wn) сторон лопатки, а так же для средней (wcp = [w3+wn]/2) относительной скорости. Построены зависимости коэффициентов потерь *С,* и к.п.д. г) от следующих варьируемых параметров р.к.: числа лопаток z, условного коэффициента расхода на расчётном режиме Фр, условного числа Маха Ми, относительной длины в меридиональной плоскости осевого участка *\mJ\z.* Дополнительно построены зависимости характерных соотношений относительных скоростей (Aw3.BX/w3i, Awn.BX/ wnb wi/w2, [W3.Bbix.0Tp/w2](http://W3.Bbix.0Tp/w2) и Awcp/ u2) в п.ч. межлопаточного канала, определяющих

ОСНОВНЫе ПОТерИ В КОЛесе, ОТ Z, Фр, Ми, Іцна/lz-

11

В гл.5 описана методика экспериментального исследования, включающая обзор и обобщение экспериментальных данных, представлена геометрия и приведены данные экспериментальных исследований модельных ступеней с осерадиальными р.к., результаты которых использовались для корректировки коэффициентов расчётно-теоретического метода определения потерь в п.ч. колеса.

В гл.6 проведён сравнительный анализ экспериментальных и расчётно-теоретических данных по исследованным вариантам рабочих колёс, результаты которого позволяют судить о эффективности разработанного метода расчёта потерь в колесе.

В гл.7 по результатам расчётно-теоретического анализа и обобщенных экспериментальных данных сформулированы основные рекомендации по проектированию осерадиальных колёс в предлагаемом диапазоне изменения их газодинамических и конструктивных параметров.

В гл.8 представлена база данных по эффективности осерадиальных рабочих колёс. Данные по эффективности р.к. представлены в табличном виде и отражают основные газодинамические и геометрические параметры п.ч., а также характерные зависимости относительных скоростей w в межлопаточном канале р.к., определяющие основные составляющие гидравлических потерь в колесе. Также в этой главе представлена блок-схема алгоритма расчёта и проектирования п.ч. осерадиального колеса центробежной ступени.

В последней главе предпринята попытка разработать п.ч. с осерадиальными р.к. для различных вариантов модификации промышленных ц.к.м. В задачи по модернизации штатных п.ч. не ставилось конструктивное решение проблемы по замене радиальных р.к. с цилиндрическими лопатками на осерадиальные колёса. Предполагалось провести только газодинамический расчёт п.ч. с различными вариантами замены штатных радиальных р.к. на новые осерадиальные, более эффективные на повышенные параметры работы ц.к.

Заключение

По итогам выполненной научно-исследовательской работы можно сформулировать основные результаты диссертации.

1. Усовершенствована расчётная модель потерь осерадиального р.к. на основе разработанных методик учёта диффузорных и вторичных потерь в п.ч. колеса.
2. На основе обобщённых экспериментальных данных и усовершенствованной модели расчёта потерь разработан банк данных по эффективности осерадиальных р.к. в широком диапазоне варьирования их геометрических и газодинамических параметров:

* Фр = 0,03...0,12;
* ¥т = 0,7...0,9;
* b2/D2 = 0,02... 0,08;
* Mu = 0,6...1,2.

1. Разработаны методика и комплекс программ оптимизации проточных частей путём сравнения их эффективности на основе предложенной методике расчёта потерь и применения разработанной базы данных по эффективности осерадиальных колёс.
2. Проведены расчёты по ряду модификаций п.ц.к. путём применения в них осерадиальных колес с использованием разработанной базы данных.
3. Данные расчётов по эффективности осерадиальных колёс в рассмотренном диапазоне изменения параметров Фр, 4^, *h2fD2* и Ми обобщены и представлены в виде рекомендаций по проектированию.

278

Литература

1. *Адлер Д., Кримерман И.* Применимость теории невязкого дозвукового течения к реальному течению в рабочем колесе центробежного компрессора. - Теоретические основы инженерных расчетов, 1980, №1.
2. *Адлер Д.* Современное состояние аэродинамики рабочих колёс центробежных компрессоров, ч. I. Методы расчёта невязкого потока, ч. II, Экспериментальное исследование и расчет вязкого потока. Критический обзор существующих методов. - Энергетические машины и установки, 1980, №3, с. 728-746.
3. *Анисымов С.А., Апанасенко А.И., Галеркин Ю.Б. и др.* Разработка аналитической зависимости для потерь в лопаточном диффузоре центробежного компрессора. - Изв. ВУЗов "Энергетика". - 1977. №1. - С. 61-68.
4. *Баренбойм А.Б.* Газодинамический расчёт холодильных центробежных компрессоров. - М.: Машиностроение. - 1980. - 152 с.
5. *Биба Ю.И.* Повышение эффективности двухзвенных ступеней центробежного компрессора с осерадиальными рабочими колесами и безлопаточными диффузорами на основе расчетно-теоретического анализа вязкого потока. - Дисс. на соиск. учён. степ. канд. техн. наук, Л., ЛПИ им. М.И. Калинина. - 1987. - 296 с.
6. *Боровиков А.В.* Повышение эффективности центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными полуоткрытыми рабочими колесами и безлопаточными диффузорами на основе анализа влияния основных геометрических и газодинамических параметров. - Дисс. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук, Л.: ЛПИ им. М.И. Калинина. - 1991. -285 с.

7. Визуализация характерных зон течения в элементах проточной части  
центробежных компрессоров с помощью напыления мелкодисперсного

279

твёрдого красителя. / *Галёркин Ю.Б., Зараев В.И., Митрофанов В.П., Селезнёв К.П. -* Энергомашиностроение. — 1980. №5. - С. 2 - 4.

1. *Галёркин Ю.Б.* Исследование, методы расчёта и проектирования проточной части стационарных центробежных компрессоров. Дисс. на соиск. учен.степ. канд. техн. наук. Л.: ЛПИ им. М.И. Калинина. — 1974. — 448 с.
2. *Галёркин Ю.Б., Никифоров А'.Г, Селезнев К.Л.* Оценка эффективности двухзвенных ступеней на основе статистической обработки результатов, энергомашиностроения. - Тр. ЛПИ им. М.И. Калинина. — 1977. №358. — С. 57 - 62.
3. *Галёркин Ю.Б., Рекстин Ф.С.* Методы исследования центробежных компрессорных машин. — Л.: Машиностроение. - 1969. — 303 с.