

На правах рукописи

Карпов Александр Николаевич

**Методика моделирования напорной характеристики
центробежного компрессорного колеса
по результатам испытаний модельных ступеней**

05.04.06 – Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2011

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном 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
Топаж Григорий Ицкович

кандидат технических наук,
Козаченко Лев Иванович

Ведущая организация: ЗАО «РЭП Холдинг»

Защита состоится «17» января 2012 г. в 16.00 на заседании диссертационного совета Д 212.229.09 при ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу: 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, Главный учебный корпус, ауд. 225.

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

Автореферат разослан «15» декабря 2011 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета, д.т.н., проф.



Хрусталеv Б.С.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Центробежные компрессоры широко используются в различных отраслях для добычи нефти и газа, в металлургии и химической промышленности, для наддува двигателей внутреннего сгорания и привода пневмоинструмента, в газотурбинных и холодильных установках, в кондиционировании. Для современной промышленности характерна значительная потребность в производстве нового и модернизации действующего компрессорного оборудования.

Разработанный на кафедре «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» (кафедре КВХТ) СПбГПУ Метод универсального моделирования позволяет проектировать компрессоры без обязательной экспериментальной проверки. Благодаря численной оптимизации обеспечиваются высокий коэффициент полезного действия (КПД) и широкая зона работы, но в отношении развиваемого напора методика расчета менее надежна.

Актуальность темы исследования. Центробежное колесо является важным элементом компрессорной ступени, обеспечивая передачу энергии от привода к потоку газа. От того, какими газодинамическими параметрами характеризуется рабочее колесо (РК), во многом зависит эффективность дальнейшей работы компрессора.

В ходе проектирования рабочего колеса необходимо определить его характеристики, то есть узнать: обеспечивает ли оно требуемые отношение давлений, производительность и КПД. Данную задачу можно решить путем проведения испытаний. Но, несмотря на надежность получаемых результатов, экспериментальное исследование рабочих колес является дорогостоящим, требует больших затрат времени и не может быть использовано при проектировании с учетом единичного и мелкосерийного производства центробежных компрессоров для нужд промышленности. Наборы правил, основанные на изучении закономерностей движения газа в проточной части центробежного компрессора, и отработанные ряды модельных ступеней также не всегда позволяют определить форму характеристик центробежного компрессорного колеса.

Прогресс в области вычислительной техники сделал возможным применение численных методов при проектировании компрессоров. Благодаря этому становится возможным в короткие сроки и с минимальными затратами проанализировать различные варианты исполнения проточной части.

Данная работа направлена на развитие численных методов проектирования. Создание методики моделирования напорной характеристики является актуальным, так как позволит с высокой точностью обеспечить получение заданного отношения давлений отдельных ступеней и компрессора в целом. Методика моделирования напорной характеристики предназначена для включения в компьютерные программы Метода универсального моделирования.

Целью исследования является разработка методики моделирования напорной характеристики центробежного компрессорного рабочего колеса в координатах $\psi_T - \varphi_2$.

Для достижения цели исследования решаются **задачи**:

- анализ существующих методик моделирования напорной характеристики центробежного рабочего колеса;
- обработка и анализ экспериментальных данных;
- получение выражений для расчета коэффициентов дискового трения и внутренних протечек;
- формулировка методики и получение выражений для моделирования напорной характеристики центробежного компрессорного колеса.

Объектом исследования являются результаты испытаний центробежных компрессорных ступеней, выполненных на кафедре «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» СПбГПУ.

Предметом исследования является величина коэффициента теоретического напора ψ_T , передаваемая газу лопатками центробежного компрессорного колеса, при различных значениях коэффициента расхода φ_2 на выходе из колеса.

Методологическую и теоретическую основу работы составили научные труды отечественных и зарубежных авторов в области компрессоростроения.

Методы исследования. В ходе выполнения работы осуществлялось моделирование зависимости $\psi_T = f(\varphi_2)$ с использованием различных геометрических и газодинамических параметров центробежных компрессорных колес. Минимизация погрешности моделирования достигалась математическими методами.

Научная новизна исследования. В результате выполнения работы разработана методика определения напорной характеристики центробежного компрессорного колеса, отличная от существующих методик по способу моделирования и структуре предложенных формул.

Среди особенностей методики моделирования напорной характеристики в виде функции $\psi_T = f(\varphi_2)$, полученной в данной работе, следует выделить то, что линейная зависимость ψ_T от φ_2 строится в результате определения значения коэффициента напора в расчетной точке и угла наклона характеристики.

Для модельных ступеней, испытанных при различных значениях условного числа Маха M_u , строилась одна напорная характеристика в координатах $\psi_T = f(\varphi_2)$. Общая экспериментальная напорная характеристика является более точной, учитывает влияние сжимаемости и упрощает газодинамические расчеты.

Практическая значимость исследования. Результаты работы находят применение в деятельности кафедры КВХТ, связанной с расчетом центробежных компрессоров. Полученные формулы использованы в комплексе программ Метода универсального моделирования.

Выражения для определения коэффициентов целевых потерь и методика построения напорной характеристики центробежного компрессорного колеса могут быть использованы организациями, занимающимися расчетом центробежных компрессоров, для анализа эффективности создаваемых машин.

Апробация результатов исследования. Положения работы докладывались на Международных конференциях «Исследование, конструирование и технология изготовления компрессорных машин» (Казань, 2009), «Молодежь. Наука. Инновации» (Пенза, 2010), на Международной конференции по компрессорной технике (Казань, 2011), на Всероссийских конференциях «XXXVI Неделя науки в СПбГУ» (Санкт-Петербург, 2007),

«XXXVII Неделя науки в СПбГПУ» (Санкт-Петербург, 2008), «Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты» (Москва, 2009), на Всероссийских форумах «Наука и инновации в технических университетах» (Санкт-Петербург, 2009 и 2010), на симпозиуме «Молодые ученые – промышленности Северо-Западного региона» (Санкт-Петербург, 2010).

По теме диссертации автором опубликовано 13 работ. Основные результаты исследования представлены в двух статьях в журналах «Компрессорная техника и пневматика» и «Научно-технические ведомости СПбГПУ», рекомендованных Высшей Аттестационной Комиссией.

Результаты исследования, выносимые на защиту:

- выражение для расчета коэффициента внутренних протечек $\beta_{пр}$;
- выражение для расчета коэффициента дискового трения $\beta_{тр}$;
- методика моделирования напорной характеристики центробежного компрессорного колеса;
- формула для расчета коэффициента теоретического напора на расчетном режиме $\psi_{трасч}$;
- формула для расчета угла наклона μ напорной характеристики центробежного компрессорного колеса.

Структура диссертационной работы. Диссертация состоит из списка обозначений и сокращений, введения, четырех разделов, заключения и списка использованных источников. Текст работы изложен на 137 страницах, содержит 62 рисунка и 5 таблиц. Список использованных источников включает 67 наименований.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первом разделе дается описание и производится анализ существующих методов моделирования напорной характеристики центробежного компрессорного колеса. Рассматривается определение коэффициента теоретического напора на расчетном режиме по формулам А.Стодола, Б.Экка, К.Пфлейдерера, С.П.Лившица, Ю.Б.Галеркина, построение линейной напорной характеристики по методике Ю.В.Кожухова,

использование результатов расчета невязкого квазитрехмерного и вязкого потоков.

Представленная работа наиболее близка к исследованию Ю.В.Кожухова. С учетом неудобств, выявленных в результате анализа работы Ю.В.Кожухова и выражающихся в значительном росте погрешности в случае выхода параметров модельных ступеней за пределы исследованного диапазона, делается вывод о необходимости совершенствования эмпирических соотношений на основе более обширного экспериментального материала.

Во втором разделе представлена информация об экспериментальных данных, лежащих в основе данной работы, способах их получения и обработки.

Рассматриваемые экспериментальные данные делятся на два вида:

– результаты испытаний, проведенных на кафедре КВХТ (62 испытания 25 модельных ступеней);

– данные по «виртуальным» модельным ступеням (75 испытаний).

Характеристики «виртуальных» ступеней не измеряются, а рассчитываются по характеристикам испытанных компрессоров, в состав которых эти ступени входят. Расчеты, проведенные на кафедре КВХТ по заказам промышленных предприятий, позволяют использовать данные по 23 компрессорам с числом ступеней от 2 до 6.

На рисунке 1 представлены сечения, в которых производился замер параметров: Н-Н – на входе в ступень, 2'-2' – на выходе из рабочего колеса, 0'-0' – на выходе из ступени

Диапазоны геометрических и газодинамических параметров рассматриваемых рабочих колес:

– условный коэффициент расхода: $\Phi_{\text{расч}} = 0,025 \div 0,075$;

– коэффициент теоретического напора: $\psi_{\text{Трасч}} = 0,410 \div 0,838$;

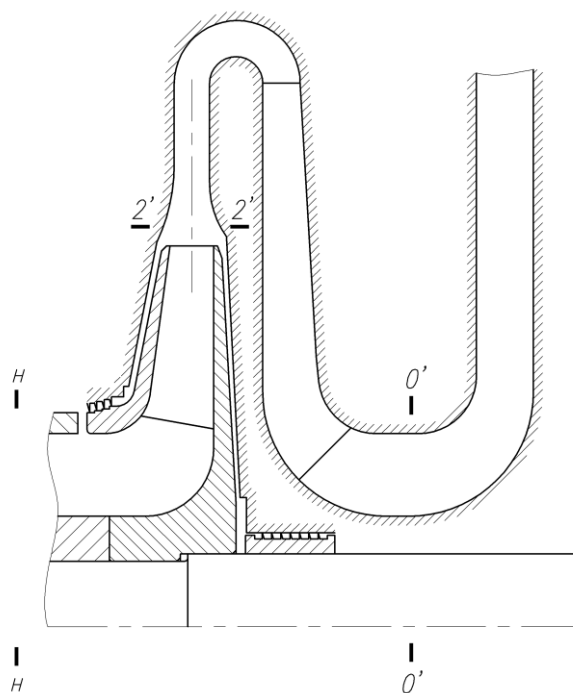


Рисунок 1 – Схема проточной части типовой модельной ступени

- относительная высота лопаток на выходе из РК: $\bar{b}_2 = 0,017 \div 0,080$;
- относительный диаметр начала лопаток РК: $\bar{D}_1 = 0,473 \div 0,650$;
- относительная высота лопаток на входе в РК: $\bar{b}_1 = 0,054 \div 0,116$;
- относительный диаметр втулки РК: $\bar{D}_{вт} = 0,258 \div 0,483$;
- угол лопаток на входе в РК: $\beta_{л1} = 16^\circ \div 32^\circ$;
- угол лопаток на выходе из РК: $\beta_{л2} = 23^\circ \div 104^\circ$;
- число лопаток РК: $z_{рк} = 9 \div 25$.

В третьем разделе делается краткий обзор способов расчета щелевых потерь, описывается получение выражений для расчета коэффициентов внутренних протечек и дискового трения.

Выражения для расчета коэффициентов внутренних протечек и дискового трения необходимы в ходе обработки результатов испытаний для расчета коэффициента теоретического напора. Возможность использования универсальной зависимости для определения щелевых потерь при обработке экспериментальных данных объясняется небольшим различием характерных размеров модельных ступеней.

При получении эмпирических зависимостей для расчета коэффициентов внутренних протечек $\beta_{пр}$ и дискового трения $\beta_{тр}$ использовались данные по 25 модельным ступеням, испытания которых проводились на кафедре КВХТ.

Расчет величины коэффициентов щелевых потерь осуществлялся с помощью одной из программ Метода универсального моделирования, в которой задача течения в зазоре между рабочим колесом и статорными элементами компрессора решается в одномерной постановке с использованием теоремы об изменении момента количества движения.

При обработке результатов принимались во внимание закономерности движения газа в зазорах. С ростом коэффициента теоретического напора ψ_T возрастает давление на диаметре D_2 . Это увеличивает уплотняемый перепад давления и ведет к росту протечек. Одновременно увеличивается закрутка потока c_{u2} (окружная проекция скорости) на выходе из колеса, что ведет к росту окружной скорости во всем зазоре. При этом несколько уменьшается давление газа перед уплотнением, так как закрутка потока определяет

уменьшение давления в зазоре. Кроме того, увеличение закрутки потока на входе в зазор уменьшает потери трения в зазоре у покрывающего диска.

Влияние условного коэффициента расхода Φ заключается в том, что абсолютная величина протечек относится к большему расходу газа, поэтому величина $\beta_{\text{пр}}$ уменьшается. Аналогично влияние и на коэффициент дискового трения.

В результате, параметрические зависимости для определения коэффициентов внутренних протечек и дискового трения можно представить в виде $\beta_{\text{пр}} = A \psi_{\text{T}}^m / \Phi^n$ и $\beta_{\text{тр}} = B / (\psi_{\text{T}}^p \Phi^q)$ соответственно, где A, B, m, n, p, q – эмпирические коэффициенты, которые могут меняться в зависимости от геометрических параметров зазора.

Основные геометрические и газодинамические параметры, влияющие на искомые коэффициенты, менялись в пределах: относительный диаметр входа в рабочее колесо $\bar{D}_0 = 0,50 \div 0,58$; относительный осевой зазор $\bar{B} = 0,015 \div 0,020$; относительный радиальный зазор $\bar{\delta}_{\text{упл}} = 0,0010 \div 0,0011$; число гребней уплотнения над покрывающим диском $z_{\text{упл}} = 4$; условный коэффициент расхода $\Phi = 0,018 \div 0,106$, коэффициент теоретического напора $\psi_{\text{T}} = 0,27 \div 0,75$.

Путем математической обработки для рассматриваемых модельных ступеней были получены следующие зависимости:

$$\beta_{\text{пр}} = 0,00087 \frac{\psi_{\text{T}}}{\Phi}, \quad (1)$$

$$\beta_{\text{тр}} = 0,00043 \frac{1}{\Phi^{1,03} \psi_{\text{T}}}. \quad (2)$$

По рисунку 2 можно оценить погрешность, возникающую при использовании выражений (1) и (2) для расчета коэффициентов дискового трения и внутренних протечек. В некоторых случаях погрешность весьма значительна. Формулы (1) и (2) пригодны для быстрого параметрического анализа. При анализе данных по конкретным ступеням целесообразно использовать программы Метода универсального моделирования.

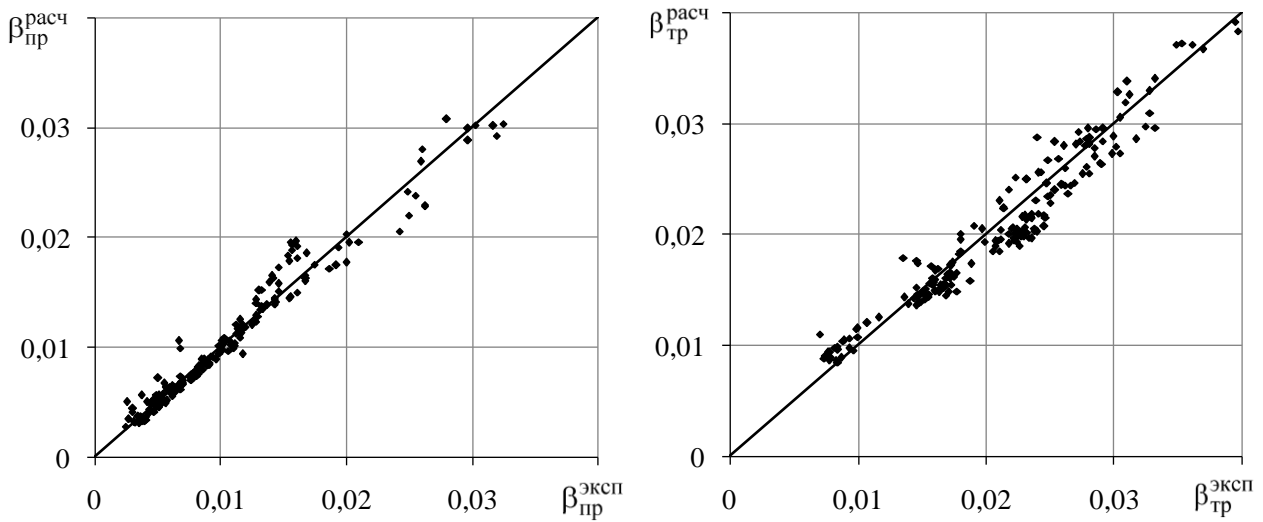


Рисунок 2 – Оценка погрешности при расчете коэффициента внутренних протечек $\beta_{пр}$ и дискового трения $\beta_{тр}$ по сравнению с экспериментом

Полученные выражения (1) и (2) целесообразно сравнивать с приближенной формулой:

$$\beta_{пр} + \beta_{тр} = \frac{0,0013}{\Phi}. \quad (3)$$

Расчет показывает, что погрешность определения щелевых потерь $\beta_{пр} + \beta_{тр}$ с использованием выражений (1) и (2) составляет 6,7%, при помощи формулы (3) – 11,6%. Ошибка при нахождении коэффициента теоретического напора составляет 0,18% и 0,31% соответственно. Рисунок 3 позволяет наглядно оценить погрешность использования выражений (1)-(3).

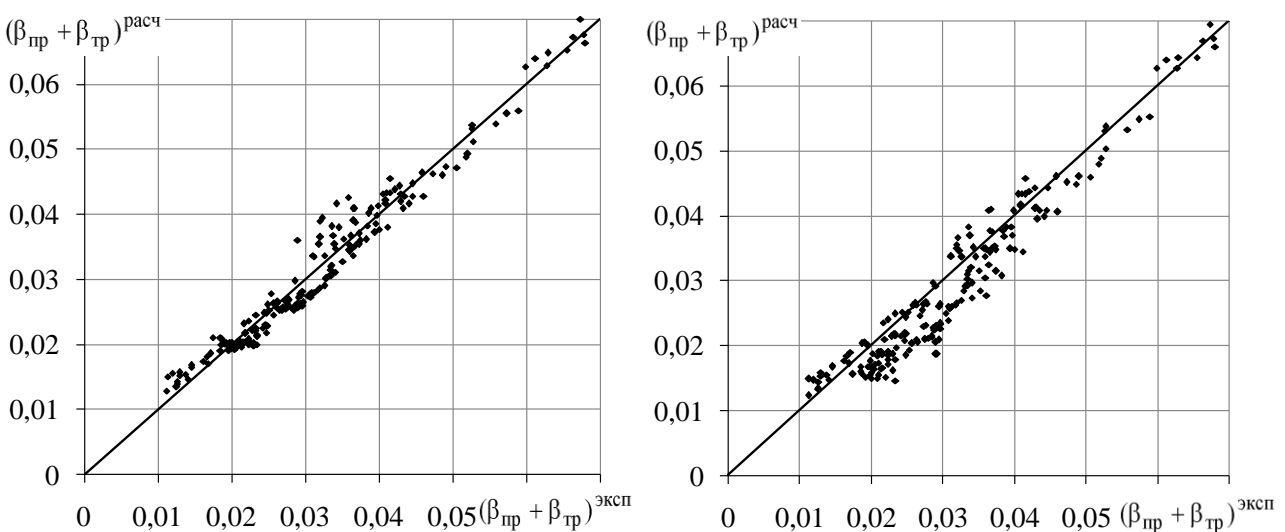


Рисунок 3 – Оценка погрешности при расчете щелевых потерь $\beta_{пр} + \beta_{тр}$

Слева – расчет по формулам (1) и (2), справа – по формуле (3)

В четвертом разделе рассматриваются параметры, влияющие на напорную характеристику, формулируется методика моделирования, описывается получение выражений для определения коэффициента теоретического напора и угла наклона напорной характеристики с учетом формы выходной кромки лопаток рабочего колеса и типа диффузора, анализируются результаты моделирования.

В пределах устойчивой зоны работы ступеней напорная характеристика практически линейна вне зависимости от формы рабочего колеса и критерия сжимаемости. Анализ различных подходов показал, что линейную напорную характеристику центробежного компрессорного колеса целесообразно моделировать с помощью коэффициента теоретического напора на расчетном режиме $\psi_{T \text{ расч}}$ и угла наклона напорной характеристики μ (рисунок 4):

$$\psi_T = \psi_{T \text{ расч}} - \text{tg} \mu (\varphi_2 - \varphi_{2 \text{ расч}}). \quad (4)$$

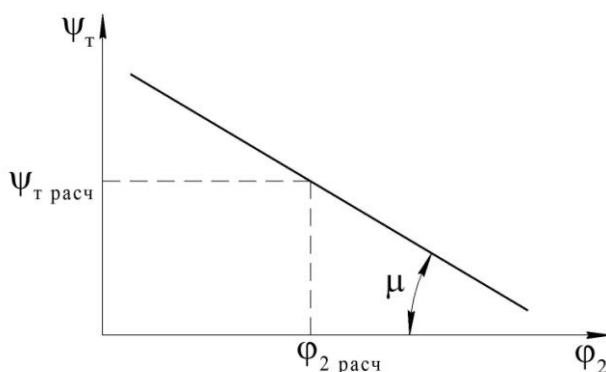


Рисунок 4 – Схема моделирования напорной характеристики

Представление воздействия лопаток на поток в виде вихря позволяет записать выражение для коэффициента теоретического напора на расчетном режиме следующим образом:

$$\psi_{T \text{ расч}} = \frac{1 - \varphi_{2 \text{ расч}} \text{ctg} \beta_{\text{л}2}}{1 + \frac{\sin \beta_{\text{л}2}}{z_{\text{рк}} (1 - \overline{D}_1) K_{\text{pc}}} K_{\mu}}, \quad (5)$$

где K_{pc} – коэффициент центра давления;

K_{μ} – коэффициент, учитывающий тот факт, что вязкость увеличивает отставание потока на выходе из рабочего колеса, уменьшая коэффициент теоретического напора.

В качестве объектов исследования использовались результаты испытаний модельных ступеней, проведенных на кафедре КВХТ.

На основе данных испытаний различных типов рабочих колес было получено выражение для коэффициента K_{μ} :

$$K_{\mu} = 15,3 \frac{\bar{b}_2^{1,31} (1 - \bar{D}_1)^2 z_{рк}^{1,25} K_{рс}^{2,14}}{\Psi_{трасчн/в}^{0,5} \Phi_{2расч}^{0,8}}. \quad (6)$$

Определение коэффициента центра давления $K_{рс}$ и коэффициента теоретического напора $\Psi_{трасчн/в}$ осуществлялось на основе расчета обтекания рабочего колеса невязким потоком с помощью программы 3ДМ.023 кафедры КВХТ.

Для получения выражения (6) применялась программа Поиск решения (Excel Solver), которая является дополнительной надстройкой табличного процессора MS Excel и предназначена для решения линейных и нелинейных задач оптимизации. В качестве целевой функции задавалась величина погрешности моделирования коэффициента теоретического напора на расчетном режиме и ставилась цель ее минимизации. Аргументами являлись показатели степеней при параметрах, входящих в формулу (6) для расчета коэффициента K_{μ} . Следует отметить, что в оптимизации участвовали рабочие колеса с тупой и симметричной формой выходной кромки.

С учетом выражения (6) коэффициент теоретического напора можно найти по формуле:

$$\Psi_{трасч} = \frac{1 - \Phi_{2расч} \operatorname{ctg} \beta_{л2}}{1 + 15,3 \frac{\bar{b}_2^{1,31} (1 - \bar{D}_1) z_{рк}^{0,25} K_{рс}^{1,14} \sin \beta_{л2}}{\Psi_{трасчн/в}^{0,5} \Phi_{2расч}^{0,8}}}. \quad (7)$$

Форма выходной кромки лопаток рабочих колес влияет на коэффициент теоретического напора. Это должно учитываться в ходе расчетов.

При изменении формы выходной кромки лопаток рабочего колеса происходит практически параллельное смещение напорной характеристики. Это позволяет учесть влияние формы выходной кромки в виде слагаемого в формуле (7) для расчета коэффициента теоретического напора на расчетном режиме. Результаты испытаний рабочих колес с различной формой кромок

позволили получить выражение (8) для корректировки значения коэффициента теоретического напора:

$$\Delta \psi_{\text{трасч}}^{\text{кр}} = 0,75 K_{\text{кр}} \bar{\delta}_{\text{л}}^{0,44} \sin^{2,78} \beta_{\text{л2}}. \quad (8)$$

Коэффициент $K_{\text{кр}} = 1$ для выходных кромок, заостренных по задней стороне лопатки, $K_{\text{кр}} = 0$ для тупых и симметрично заостренных выходных кромок, $K_{\text{кр}} = -1$ для выходных кромок, заостренных по передней стороне лопатки.

Проверка показывает, что среднее значение погрешности моделирования коэффициента теоретического напора на расчетном режиме при использовании формулы (7) с учетом поправки (8), составляет около 1,2% (рисунок 5).

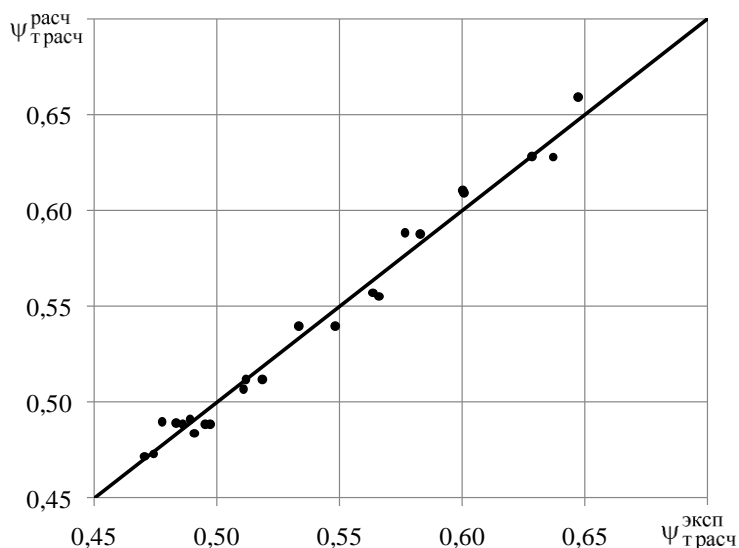


Рисунок 5 – Оценка погрешности моделирования коэффициента теоретического напора на расчетном режиме

Получение выражения для определения угла наклона напорной характеристики базировалось на результатах испытаний, проведенных на кафедре КВХТ, и данных по «виртуальным» модельным ступеням.

Значения угла наклона напорной характеристики, полученные по результатам испытаний модельных ступеней, аппроксимируются линейной зависимостью (9):

$$\mu = 70 - 0,215 \beta_{\text{л2}} \ln \left(\varphi_{2\text{расч}} \sqrt{\frac{z_{\text{рк}}}{b_2}} \right), \text{град}. \quad (9)$$

Влияние диффузора связано с тем, что он воздействует на поток и возникающие возмущения передаются рабочему колесу.

В результате анализа экспериментальных данных был сделан вывод о целесообразности учета влияния типа диффузора на напорную характеристику путем введения коэффициента $K_{\text{диф}}$ в формулу (9):

$$\mu = 70 - 0,215 K_{\text{диф}} \beta_{\text{л2}} \ln \left(\varphi_{2\text{расч}} \sqrt{\frac{z_{\text{рк}}}{b_2}} \right), \text{град.} \quad (10)$$

Для лопаточного диффузора значение коэффициента $K_{\text{диф}} = 0,9$, для безлопаточного – $K_{\text{диф}} = 1,1$.

О величине погрешности, возникающей при использовании формулы (10) позволяет судить рисунок 6. Кроме того на рисунке 7 представлено различие между расчетным и экспериментальными значениями коэффициента теоретического напора на режиме нулевого расхода $\psi_{\text{т0}}$, который соответствует пересечению напорной характеристики с осью ординат. Следует заметить, что отклонение для модельных ступеней, испытанных на кафедре КВХТ, заметно меньше.

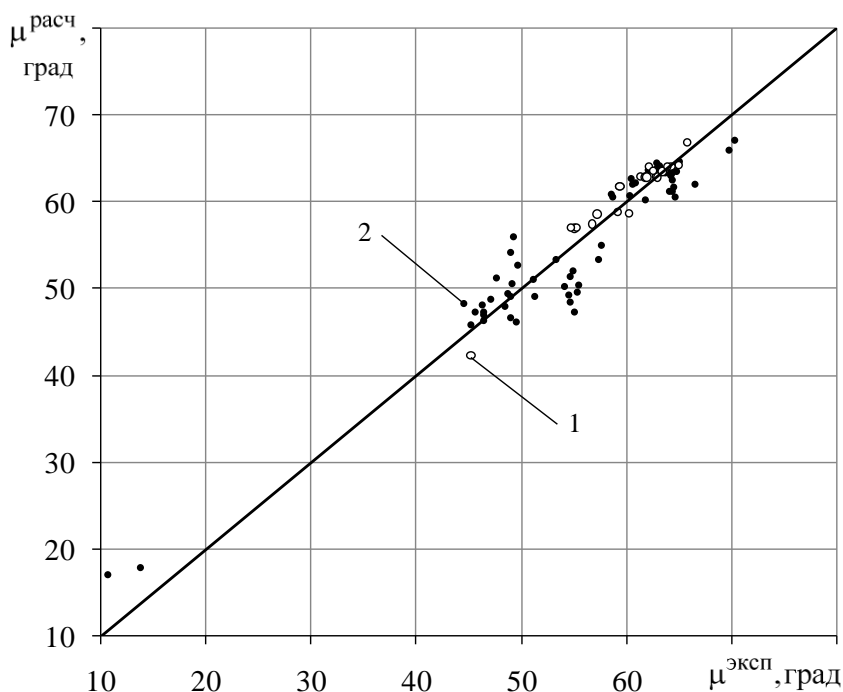


Рисунок 6 – Оценка погрешности моделирования угла наклона напорной характеристики

1 – испытания кафедры КВХТ; 2 – «виртуальные» модельные ступени

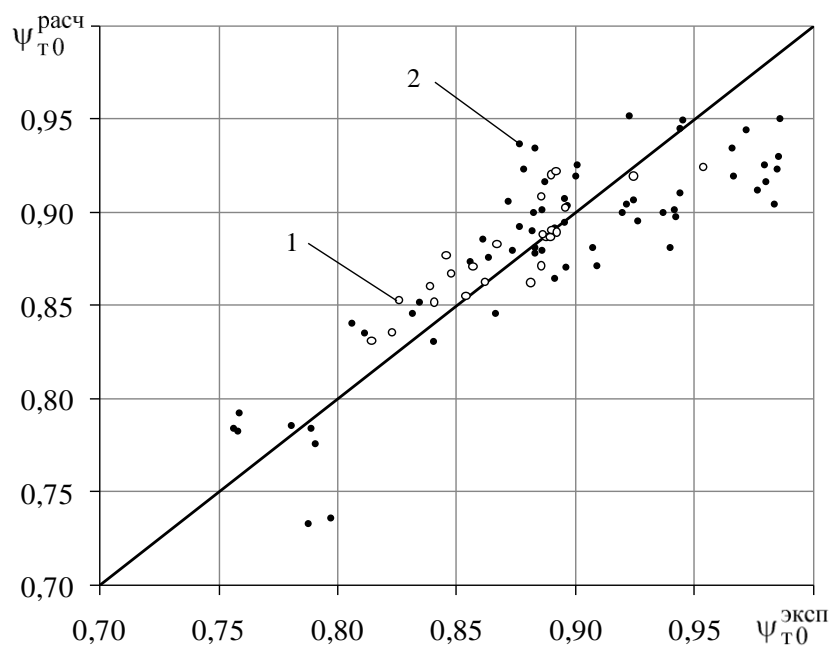


Рисунок 7 – Оценка погрешности моделирования коэффициента теоретического напора при нулевом расходе
 1 – испытания кафедры KBXT; 2 – «виртуальные» модельные ступени

В результате средняя погрешность при использовании выражения (10) для модельных ступеней, испытанных на кафедре KBXT, составляет 1,3%. Величина погрешности с учетом менее надежных «виртуальных» модельных ступеней составляет 3,2%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Определение напорной характеристики рабочего колеса на стадии проектирования необходимо для прогнозирования характеристик, сопоставления и отбора наилучшего варианта проточной части. Анализ существующих методик моделирования напорной характеристики центробежного рабочего колеса показал необходимость проведения исследования в данном направлении.

В результате выполнения работы были получены эмпирические выражения для расчета коэффициентов внутренних протечек и дискового трения, сформулирована методика моделирования напорной характеристики и

получены зависимости для расчета коэффициента теоретического напора на расчетном режиме и угла наклона напорной характеристики.

Сравнение коэффициентов внутренних протечек и дискового трения, рассчитанных по предложенным выражениям, с результатами, получаемыми по Методу универсального моделирования, показало, что среднее значение погрешности составляет 6,7% при расчете щелевых потерь и 0,2% при расчете коэффициента теоретического напора.

Средняя погрешность моделирования напорной характеристики по сравнению с экспериментальными данными для расчетного значения коэффициента теоретического напора составляет 1,2%, а для режима нулевого расхода равна 1,3%.

Использование выражений, полученных в данной работе, позволяет с достаточной точностью моделировать напорную характеристику центробежных компрессорных колес в координатах $\psi_T - \varphi_2$. Предложенные формулы для расчета напорной характеристики используются в программах 5-го поколения Метода универсального моделирования, находят применение в проектных и исследовательских работах и в учебном процессе.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Галеркин Ю.Б., Карпов А.Н. Разработка методики моделирования напорной характеристики центробежного компрессорного колеса по результатам испытаний модельных ступеней // Компрессорная техника и пневматика. 2011. № 6. С. 27-31.

2. Галеркин Ю.Б., Карпов А.Н., Кожухов Ю.В. Моделирование напорной характеристики центробежного компрессорного колеса // Труды XV Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. Том I. Казань: Изд-во «Слово», 2011. С. 268-275.

3. Галеркин Ю.Б., Карпов А.Н., Кожухов Ю.В. Моделирование напорной характеристики центробежного компрессорного колеса // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование. 2011. № 3. С. 217-220.

4. Галеркин Ю.Б., Карпов А.Н., Кожухов Ю.В. Моделирование напорной характеристики центробежного компрессорного колеса с использованием эмпирических формул для учета коэффициентов дискового трения и протечек // Молодежь. Наука. Инновации: труды II Международной научно-практической интернет-конференции. Пенза, 2010. С. 242-247.

5. Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В., Карпов А.Н. Математическое моделирование напорной характеристики центробежного компрессорного рабочего колеса на основе расчета обтекания невязким квазитрехмерным потоком // Наука и инновации в технических университетах: материалы Третьего Всероссийского форума студентов, аспирантов и молодых ученых. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. С. 14-15.

6. Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В., Карпов А.Н. Определение напорной характеристики центробежного компрессорного колеса по результатам расчетов обтекания невязким квазитрехмерным потоком // Проектирование и исследование компрессорных машин: сб. науч. трудов под ред. И.Г.Хисамеева, вып. 6. Казань, 2009. С. 78-89.

7. Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В., Карпов А.Н. Расчет потерь протечек и дискового трения при определении напорной характеристики центробежного компрессорного рабочего колеса // Наука и инновации в технических

университетах: материалы Четвертого Всероссийского форума студентов, аспирантов и молодых ученых. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2010. С. 22-23.

8. Карпов А.Н., Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В. Исследование параметров модельных ступеней кафедры КВХТ для идентификации математической модели потерь // XXXVI Неделя науки СПбГПУ: материалы Всероссийской межвузовской научно-технической конференции студентов и аспирантов. Ч. II. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. С. 118-119.

9. Карпов А.Н., Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В. Математическое моделирование напорной характеристики рабочего колеса центробежного компрессора по результатам расчета невязкого потока // XXXVII Неделя науки СПбГПУ: материалы Всероссийской межвузовской научной конференции студентов и аспирантов. Ч. III. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. С. 86-87.

10. Карпов А.Н., Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В. Определение эмпирических зависимостей для расчета протечек и дискового трения при моделировании напорной характеристики центробежного компрессорного колеса // XXXIX Неделя науки СПбГПУ: материалы Международной научно-практической конференции. Ч. III. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2010. С. 93-95.

11. Карпов А.Н., Кожухов Ю.В., Галеркин Ю.Б. Совершенствование методики определения напорной характеристики центробежного рабочего колеса по результатам расчета невязкого потока // Сборник трудов II Всероссийской студенческой научно-практической конференции «Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты». М.: МГТУ, 2009. С. 12-21.

12. Кожухов Ю.В., Карпов А.Н., Галеркин Ю.Б. Совершенствование методики определения напорной характеристики центробежного рабочего колеса по результатам расчета невязкого квазитрехмерного потока // Молодые ученые – промышленности Северо-Западного региона: материалы конференций политехнического симпозиума. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2010. С. 137-140.

13. Яковлева К.И., Корнышева М.Е., Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В., Карпов А.Н. Анализ и обработка экспериментальных данных испытаний ступеней центробежного компрессора // XXXVIII Неделя науки СПбГПУ: материалы международной научно-практической конференции. Ч. III. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. С. 88-89.