

На правах рукописи

Прокофьев Алексей Юрьевич

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ОПТИМАЛЬНОГО
ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ
ВВЕДЕНИЕМ МОДЕЛИ ПОТЕРЬ НАПОРА В КВАЗИТРЕХМЕРНОЙ
ПОСТАНОВКЕ

Специальность: 05.04.06 – вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы

Автореферат диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2003

Работа выполнена в Санкт-Петербургском государственном политехническом университете.

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор, Галёркин Ю.Б.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Сухомлинов И.Я.

кандидат технических наук, доцент Жарковский А.А.

Ведущая организация: ОАО «Компрессорный комплекс»

Защита состоится «____» _____ 2003 г. в _____ часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.09 Санкт-Петербургского государственного политехнического университета по адресу:

195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29 в аудитории _____ Главного здания.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

Автореферат разослан «____» _____ 2003 г.

Учёный секретарь

диссертационного совета

д.т.н., проф.

Хрусталёв Б.С.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ ВВЕДЕНИЕМ МОДЕЛИ ПОТЕРЬ НАПОРА В КВАЗИТРЕХМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ

Общая характеристика работы

Актуальность темы. Диссертационная работа посвящена созданию программного комплекса проектирования и оптимизации центробежных компрессорных ступеней, состоящих из рабочего колеса, лопаточного или безлопаточного диффузора, обратно-направляющего аппарата или улитки (либо сборной камеры). Центробежные компрессоры применяются для обеспечения многих производственных процессов, при добыче нефти и газа, на магистральных газопроводах, для наддува двигателей внутреннего сгорания, в газотурбинных установках, для получения сжатого воздуха, имеющего силовое назначение. На привод центробежных компрессоров приходится значительная доля всей потребляемой энергии. Таким образом, проблема оптимального проектирования центробежных компрессоров имеет очень большое значение. Математическое моделирование и до этого успешно применялось для оптимизации проточной части, но модели имели ряд ограничений, связанных с использованием двухмерной схематизации распределения скоростей в лопаточных решётках колеса и неподвижных элементов ступени.

Цель работы. Цель диссертационной работы – разработка новой, более эффективной математической модели, использующей квазитрёхмерную постановку при расчёте потерь в рабочем колесе, создание программного комплекса новой математической модели. В процессе выполнения работы были решены следующие задачи:

1. Произведен анализ литературных источников по состоянию математического моделирования и исследованию физических основ рабочего процесса.

2. С учетом наиболее современных взглядов разработан общий вид ММ потерь в ступени центробежного компрессора. Разработанная математическая модель имеет ряд принципиальных усовершенствований, не использовавшихся в ранее существующих моделях.

3. Составлен алгоритм решения прямой задачи (расчет КПД ступени с известной формой проточной части).

4. Осуществлено программирование прямой задачи, созданы программа расчёта КПД для одного (расчётного) режима работы и программа расчёта характеристики ступени от максимального расхода до точки помпажа.

5. Создана программа базы данных и идентификации модели, т.е. нахождения значений эмпирических коэффициентов на основании экспериментальных данных. Проанализированы данные экспериментальных исследований более 200 вариантов ступеней, отобраны наиболее достоверные сведения и внесены в электронную базу данных, произведена многократная идентификация ММ с частичным изменением её общего вида.

6. Произведены пробные расчёты по оптимизации ряда геометрических параметров рабочих колёс с цилиндрическими лопатками и пространственных осерадиальных колёс. Выполнен анализ полученных результатов с целью оценки их достоверности.

Научная новизна. Разработана новая версия математической модели, рассчитывающая потери в рабочем колесе в трёхмерной постановке. Переход от двухмерной схематизации диаграммы скоростей в лопаточной решётке рабочего колеса к квазитрёхмерному невязкому распределению скоростей позволил корректно учесть форму рабочего колеса и характер распределения нагрузки на лопатки. Новая математическая модель позволяет учесть большее число геометрических параметров колеса, т.е. появляется недоступная ранее возможность исследования влияния всех геометрических параметров на характеристики рабочего колеса.

Практическое значение работы. Разработанная математическая модель и программный комплекс проектирования и оптимизации успешно применяются

для окончательной доводки формы рабочих колёс. Программный комплекс позволяет более точно рассчитывать потери в колесе и учитывать большее число его геометрических параметров, что позволяет обеспечить высокую эффективность проектируемых рабочих колёс, а значит и ступени в целом. Комплекс программ используется в курсовом и дипломном проектировании.

Реализация работы в промышленности. С использованием разработанного программного комплекса на кафедре Компрессорной, вакуумной и холодильной техники по заказам промышленности (ОАО «Компрессорный комплекс», Санкт-Петербург) делаются газодинамические проекты центробежных нагнетателей для газоперекачивающих агрегатов.

Апробация работы. Работоспособность разработанного программного комплекса была проверена путём пробной оптимизации формы рабочих колёс с цилиндрическими лопатками и пространственных осерадиальных колёс. Результаты пробной оптимизации представляются логически обоснованными и соответствует физической сути рабочего процесса в центробежном колесе.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 8 работ.

Объём и структура диссертационной работы. Диссертационная работа состоит из пяти разделов и списка использованной литературы. Работа содержит 190 страниц машинописного текста, включая 6 таблиц, 79 рисунков. Список использованной литературы включает 66 наименований.

Краткое содержание работы

В разделе 1 обосновывается актуальность темы, формулируются цели работы.

В разделе 2 анализируется современное состояние проблемы. Изучено три вопроса:

1. Физические основы рабочего процесса и некоторые особенности течения в проточной части центробежного компрессора (работы К.П. Селезнёва, Ю.Б. Галёркина, С. Клайна, Дж.П. Джонстона, В.Ф. Риса, Г.Н. Дена,

С.Н. Шкарбуля, Ф.С. Рекстина, Л.Я. Стрижака, А.В.Зуева, В.П. Митрофанова, Х.С. Фоулера и др.).

2. Возможности современных коммерческих программ расчёта вязких течений, их достоинства и недостатки (работы Ю.Б. Галёркина, А. Тевса, Х. Галлуса, Р. Пузыревского, П. Флажинского и др.).

3. Современное состояние математического моделирования потерь в двухмерной постановке, основные достижения и нерешённые проблемы (работы К.П. Селезнёва, Ю.Б. Галёркина, А.Г. Никифорова, В.В. Тихонова, К.А. Данилова, А.Е. Козлова, В.В. Тихонова, А.Ф. Рекстина, С. Саламе и др.).

На основании литературных источников можно сделать следующие выводы:

1. При разработке математической модели следует учитывать некоторые особенности течения в рабочем колесе, связанные с вращением колеса. Необходимо учитывать эффекты стабилизации на стороне разрежения лопатки и дестабилизации на стороне давления, влияние вторичных течений вдоль поверхностей дисков. Условия обтекания даже в малорасходном рабочем колесе с цилиндрическими лопатками могут существенно различаться по высоте лопатки из-за предшествующего поворота в меридиональной плоскости.

2. Несмотря на то, что в настоящее время существует ряд коммерческих программ, решающих задачи вязкого пространственного течения в проточной части центробежного компрессора, проблема проектирования и оптимизации центробежной ступени остаётся до конца нерешённой. Как показывает сравнение расчёта и эксперимента, в ряде случаев программы дают результат, не соответствующий действительности. Это ведёт к необходимости совершенствования методов проектирования центробежных ступеней, более близких к инженерной практике.

3. Современные математические модели в двухмерной постановке являются весьма эффективным инструментом проектирования и оптимизации центробежных компрессоров, с их использованием выполнено множество проектов, включая разработку проточных частей для нагнетателей

газоперекачивающих агрегатов. Но в то же время они имеют ряд ограничений, связанных с двухмерной схематизацией действительного распределения скоростей на сторонах лопатки, не совсем корректным учётом различий в условиях обтекания по высоте лопатки, а также ряда упрощающих допущений при расчёте геометрических параметров проточной части.

В разделе 3 даётся обоснование введения квазитрёхмерной постановки в расчёт рабочего колеса и описывается методика квазитрёхмерного невязкого расчёта, рассматривается разработанный алгоритм расчёта потерь в квазитрёхмерной постановке и созданный комплекс программ математической модели, рассмотрены некоторые проблемы, связанные с экспериментальным определением характеристик ступени, описана подготовка базы данных и идентификация математической модели.

На рис.1 приведено сравнение рассчитанного и измеренного распределения скоростей на сторонах лопатки центробежного колеса для трёх линий тока по высоте лопатки. Видно, что между экспериментальным и рассчитанным обтеканием есть некоторые различия, вызванные пренебрежением эффектами вязкости, но они несущественны (кроме малых расходов с развитым отрывом), квазитрёхмерный расчёт позволяет корректно учесть различия в обтекания по высоте лопатки, поэтому использование невязкого обтекания при расчёте потерь в колесе полностью обосновано.

В отличие от рабочего колеса в неподвижных элементах ступени (диффузор и обратно-направляющий аппарат) невязкого ядра в потоке не существует, поток имеет неравномерную структуру, причём неравномерность проявляется как по ширине канала, так и в окружном направлении, поэтому использование квазитрёхмерного обтекания при расчёте потерь в лопаточных решётках ЛД и ОНА представляется некорректным.

Квазитрёхмерная версия ММ потерь в рабочем колесе лишена ограничений двухмерной постановки, так как невязкий квазитрёхмерный расчёт с высокой точностью соответствует действительной диаграмме скоростей. В математической модели распределение скоростей лежит в основе

расчёта потерь. Преимущества квазитрёхмерной постановки следуют из сравнения распределения скоростей, полученного с использованием невязкого квазитрёхмерного расчёта и схематизированного двухмерного распределения скоростей (рис.2). Параметры распределения скоростей, соответствующие двухмерной схематизации обозначены дополнительным верхним индексом «с».

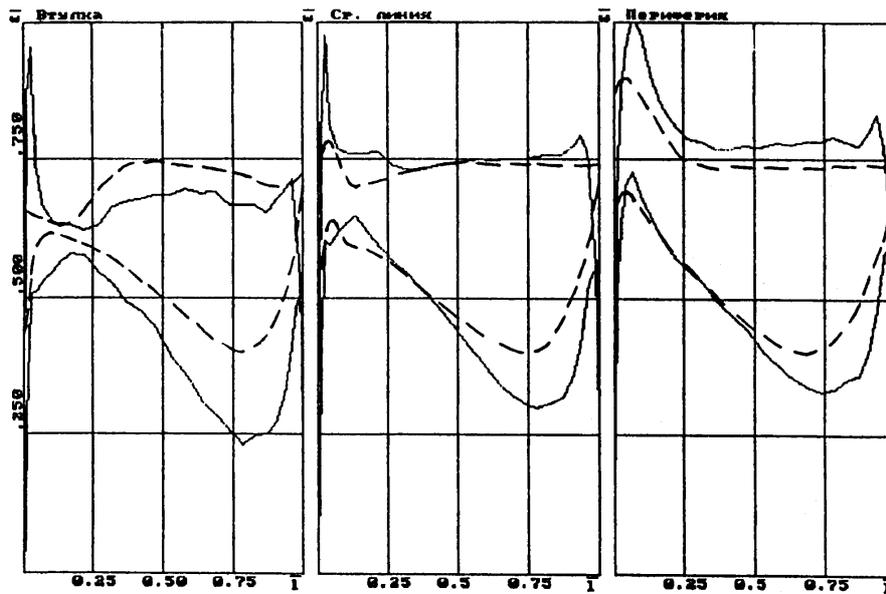


Рис.1. Измеренные (пунктирная линия) и рассчитанные (сплошная линия) скорости на поверхности лопатки высокоэффективного 2D колеса

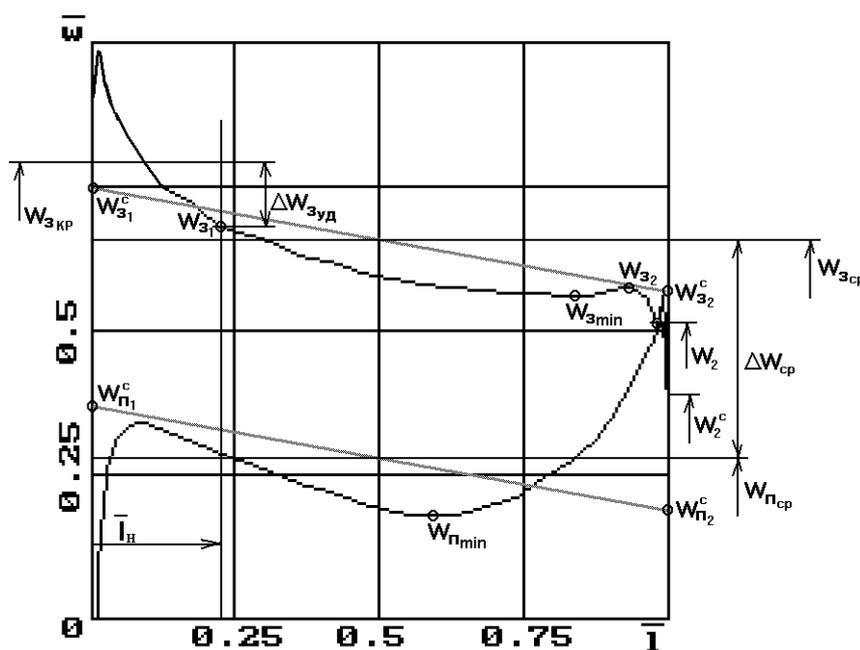


Рис.2. Невязкое распределение скоростей и двухмерная схематизация

При математическом моделировании потери КПД в проточной части условно делятся по месту возникновения и физической сути явления. Например, по физической сути в рабочем колесе можно выделить три составляющих потерь: потери трения, потери смещения и ударные потери.

Потери КПД из-за трения рассчитываются по формуле

$$\Delta\eta_{\text{тр}} = c_w \frac{\rho_{\text{пов}} w_{\text{пов}}^3}{2} F \frac{1}{m\psi_T u_2^2}. \quad (1)$$

Коэффициент силы трения c_w связан с безразмерными критериями подобия – числом Рейнольдса Re_w , условным числом Россби $Ro_{\text{усл}}$, замедлением потока вдоль поверхности \dot{w} параметрическими уравнениями, включающими ряд эмпирических коэффициентов Y_i , $i = 1, 2, \dots, N$.

Например, для передней поверхности лопатки формулы для расчёта коэффициента силы трения выглядят следующим образом:

$$c_{w\text{п}} = c_{\text{fn}} (1 + Y_i (1 - \dot{w}_{\text{п}})^{Y_{i+1}} + Y_{i+2} Ro_{\text{усл}}^{Y_{i+3}}), \quad (2)$$

$$c_{\text{fn}} = Y_i \cdot Re_{w\text{п}}^{Y_{i+1}}, \quad (3)$$

$$Re_{w\text{п}} = w_{\text{пср}} L_{\text{л}} / \nu, \quad (4)$$

$$\dot{w}_{\text{п}} = w_{\text{п2}} / w_{\text{п1}}, \quad (5)$$

$$Ro_{\text{усл}} = -(4 \cos \gamma \pm \bar{W} / \bar{R}_{\text{л}}). \quad (6)$$

Входящие в уравнения (1) и (4) значения средней скорости и среднекубической скорости рассчитываются как среднеинтегральные по длине лопатки:

$$w_{\text{пср}} = \frac{1}{L_{\text{л}}} \int_{L_{\text{л}}} w_{\text{п}} dl, \quad (7)$$

$$w_{\text{пср}}^3 = \frac{1}{L_{\text{л}}} \int_{L_{\text{л}}} (w_{\text{п}})^3 dl. \quad (8)$$

Потери смещения рассчитываются на основании принятой схематизации «след-струя» по формуле:

$$\Delta\eta_{\text{см}} = Y_i (\bar{c}_{r\text{стр}} - \bar{c}_{r2})^2 / (2\psi_T). \quad (9)$$

Скорость в точке отрыва при его возникновении на основном участке лопатки связана с условным числом Россби:

$$w_{\text{отр}} = w_{31} (Y_i + Y_{i+1} \text{Ro}_{\text{усл}}^{Y_{i+2}}), \quad (10)$$

а при возникновении отрыва на участке разгрузки определяется по формуле

$$w_{\text{отр}} = w_2 + Y_i (w_{32} - w_2). \quad (11)$$

Ударные потери в квазитрёхмерной постановке связаны с пиком скорости на начальном участке лопатки l_H . Например, при положительном угле атаки, когда пик скорости возникает на задней стороне лопатки (рис.2), расчёт ударных потерь ведётся по формулам:

$$w_{3\text{кр}} = \frac{1}{l_H} \int_{l_H} w_3 dl, \quad (12)$$

$$\Delta w_{\text{уд}} = w_{3\text{кр}} - w_{31}, \quad (13)$$

$$\Delta\eta_{\text{уд}} = Y_i \Delta w_{\text{уд}}^{Y_{i+1}} \frac{1}{\psi_T u_2^2} K_\lambda, \quad (14)$$

где K_λ – поправка на сжимаемость, учитывающая рост потерь при приближении максимальной скорости в области входной кромки к скорости звука:

$$K_\lambda = 1 + Y_i \lambda_{\text{max}}^{Y_{i+1}}, \quad (15)$$

$$\lambda_{\max} = \frac{M_{3\max} \sqrt{(k+1)/2}}{\sqrt{1 + M_{3\max}^2 (k-1)/2}}, \quad (16)$$

$$M_{3\max} = M_u \bar{w}_{31}. \quad (17)$$

В квазитрёхмерной постановке профильные потери рассчитываются на нескольких линиях тока по высоте лопатки, что даёт возможность их корректного осреднения по формуле:

$$\Delta\eta_{\text{пр}} = \frac{\sum_{i=1}^N \Delta\eta_{\text{пр}i} \bar{m}_i}{\sum_{i=1}^N \bar{m}_i}, \quad (18)$$

В комплекс программ математической модели входят программы расчёта и оптимизации одного (расчётного) режима работы и характеристики в целом, а также программа идентификации, включающая базу данных для хранения информации по результатам испытаний ступеней. Программа идентификации использует более совершенный в сравнении с прошлыми версиями алгоритм идентификации и метод формирования списка ступеней для идентификации. В разработанном комплексе программ предусмотрен графический модуль, позволяющий представить результаты расчёта не только в табличном, но и в удобном для восприятия графическом виде.

При подготовке базы данных рассмотрены некоторые особенности экспериментального определения характеристик ступеней. Показано, что при расчёте характеристик необходимо использовать значения полных давлений в контрольных сечениях ступени. Использование статических давлений в некоторых случаях может привести к заметной погрешности в расчёте КПД ступени. Также показано, что следует использовать строгое осреднение параметров потока в контрольных сечениях, вытекающее из законов сохранения массы, энергии, так как часто используемое осреднение «по площадям» в некоторых случаях может привести к существенной погрешности в расчёте характеристик.

При выполнении идентификации использовались экспериментальные данные по ступеням, существенно различающимся расчётными значениями условного коэффициента расхода ($\Phi_p = 0.028 \dots 0.078$), коэффициента теоретического напора ($\psi_{Tr} = 0.43 \dots 0.70$), втулочным отношением ($D_{вг}/D_2 = 0.25 \dots 0.38$) и другими геометрическими параметрами. Средняя разность между рассчитанным и экспериментальным значением КПД на основном участке характеристики не превышала 1.5%. Значительные различия наблюдались только в области большого расхода, не имеющей практического значения. Результаты идентификации на примере пяти ступеней представлены на рис.3. На рисунке также приводятся результаты расчёта характеристик тех же ступеней с использованием двухмерной версии математической модели.

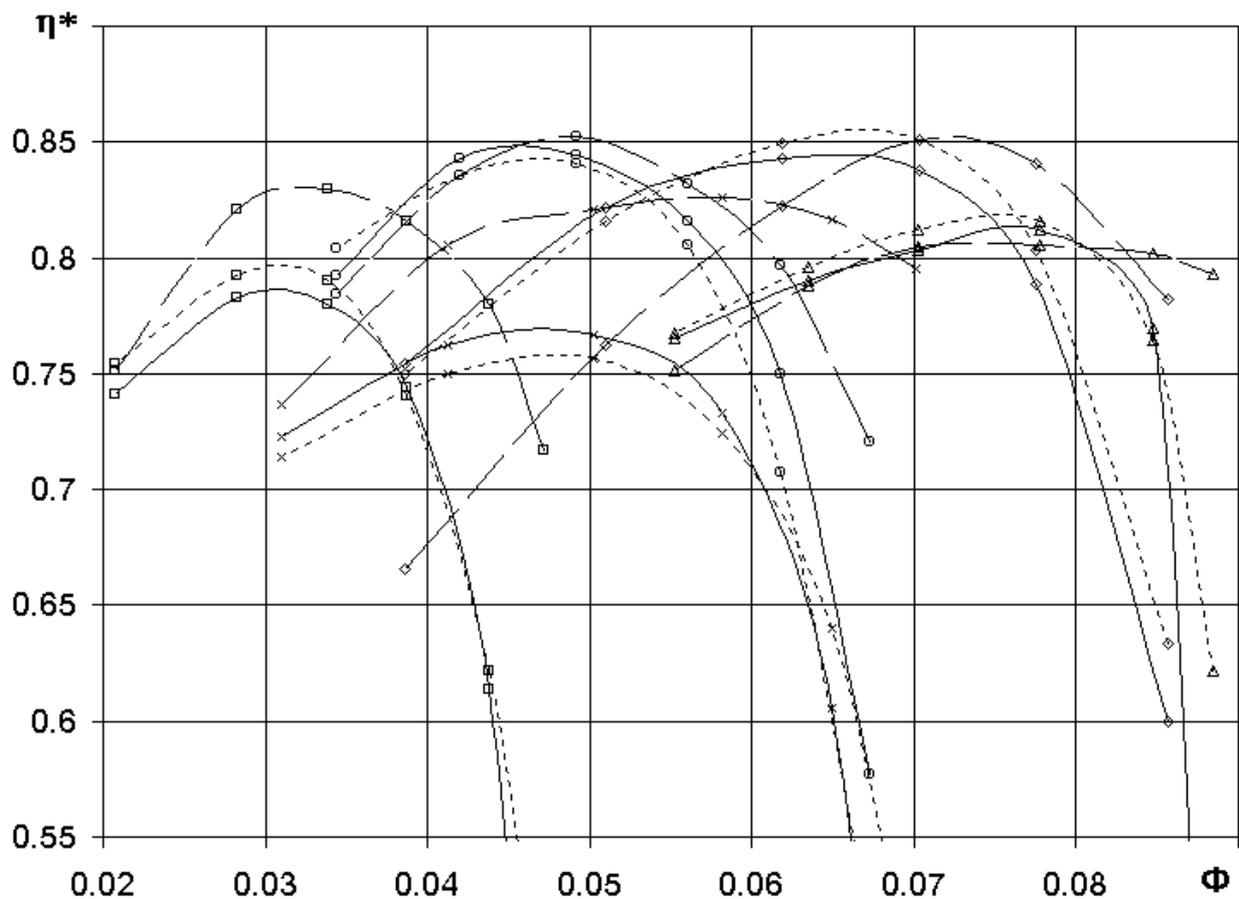


Рис.3. Рассчитанные и экспериментальные характеристики ступеней:

———— эксперимент; - - - - - расчёт по квазитрёхмерной модели;

———— расчёт по двухмерной модели. Модельные ступени: Δ – К-101, $M_u = 0.86$;

\diamond – 064, $M_u = 0.7$; O – 048, $M_u = 0.7$; \square – 028, $M_u = 0.6$; X – В1-07, $M_u = 0.6$.

Преимущество квазитрёхмерной модели очевидно. При использовании двухмерной постановки приемлемое совпадение с экспериментом наблюдается только для двух ступеней: 048 и К-101. Поэтому при использовании двухмерной версии модели потерь для оптимизации различных (по расходу, напору) групп ступеней приходится использовать разные наборы эмпирических коэффициентов. Квазитрёхмерная модель позволяет ограничиться одним набором коэффициентов.

В разделе 4 приводится выполненный с помощью разработанного программного комплекса анализ влияния ряда геометрических параметров рабочего колеса с цилиндрическими лопатками и пространственного рабочего колеса на характеристику колеса и ступени в целом. Исследуется влияние формы входной кромки, высоты лопатки, числа лопаток, распределения нагрузки по длине лопатки и др.

Ниже представлен результат исследования влияния меридиональной формы входной кромки на характеристику колеса. Оптимизация этого параметра была невозможна в двухмерной версии математической модели. Рассматриваемое рабочее колесо с цилиндрическими лопатками имеет параметры, характерные для ступеней линейных центробежных нагнетателей газоперекачивающих агрегатов: состав ступени – РК + БЛД + ОНА; $\Phi_p = 0.064$; $\psi_{Tr} = 0.5$; $M_u = 0.6$; $D_{BT}/D_2 = 0.25$; $D_4/D_2 = 1.45$. Сравниваются три варианта исполнения входной кромки. Угол между линией входной кромки лопатки в меридиональной плоскости и осью вращения колеса составляет для этих вариантов 5° , 20° и 30° . На рис.4 представлены характеристики ступени для трёх сопоставляемых вариантов исполнения колеса. Приведён политропный КПД ступени по полным параметрам η^* и коэффициент потеряннного напора ступени ψ_r . На рис. 5 представлены диаграммы скоростей на трёх линиях тока по высоте лопатки для двух вариантов исполнения кромки при $\Phi = 0.08$. Рис.6 демонстрирует изменение потерь трения, смещения и ударных потерь на трёх линиях тока по высоте лопатки и суммарных потерь по высоте лопатки в зависимости от угла наклона кромки при $\Phi = 0.08$.

Видно, что поведение всех составляющих профильных потерь вполне обосновано и следует из рассчитанного невязкого распределения скоростей. Потери трения с ростом угла наклона кромки растут у основного диска и уменьшаются у покрывающего, что связано, прежде всего, с изменением длины лопатки на этих линиях тока. Ударные потери с ростом угла наклона кромки уменьшаются, так как уменьшается пик скорости у входной кромки, причём у основного диска ударные потери для всех вариантов равны нулю, а на периферии они оказывают серьёзное влияние на суммарные потери в колесе, обеспечивая преимущества варианта исполнения с углом 30° . Потери смешения очень незначительны, так как практически отсутствует замедление вдоль стороны разрежения. На расчётном режиме ($\Phi = 0.064$) имеют место только потери трения, причём изменение угла наклона кромки меняет их распределение по высоте лопатки, но их сумма практически не меняется.

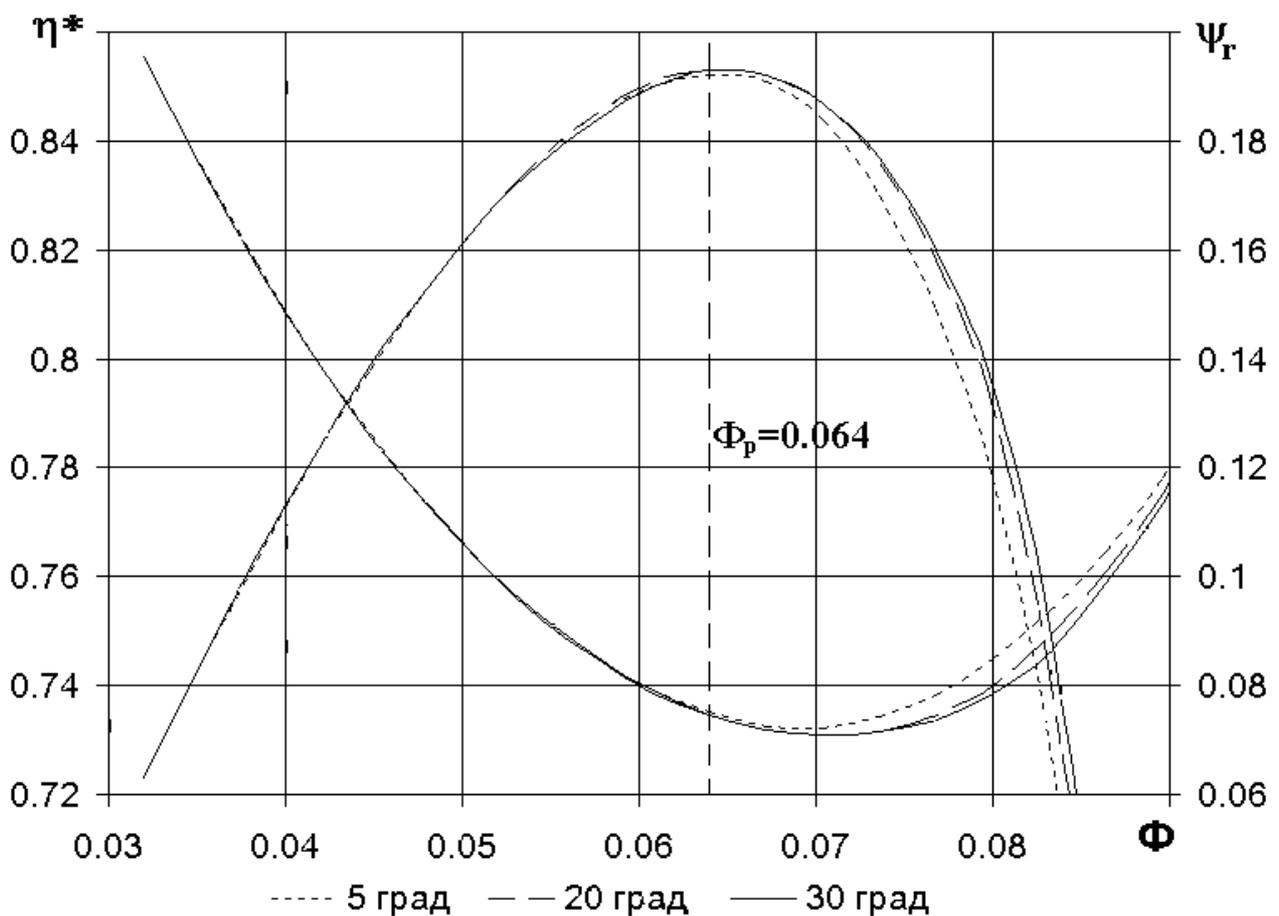


Рис.4. КПД и потерянный напор ступени при трёх вариантах исполнения РК

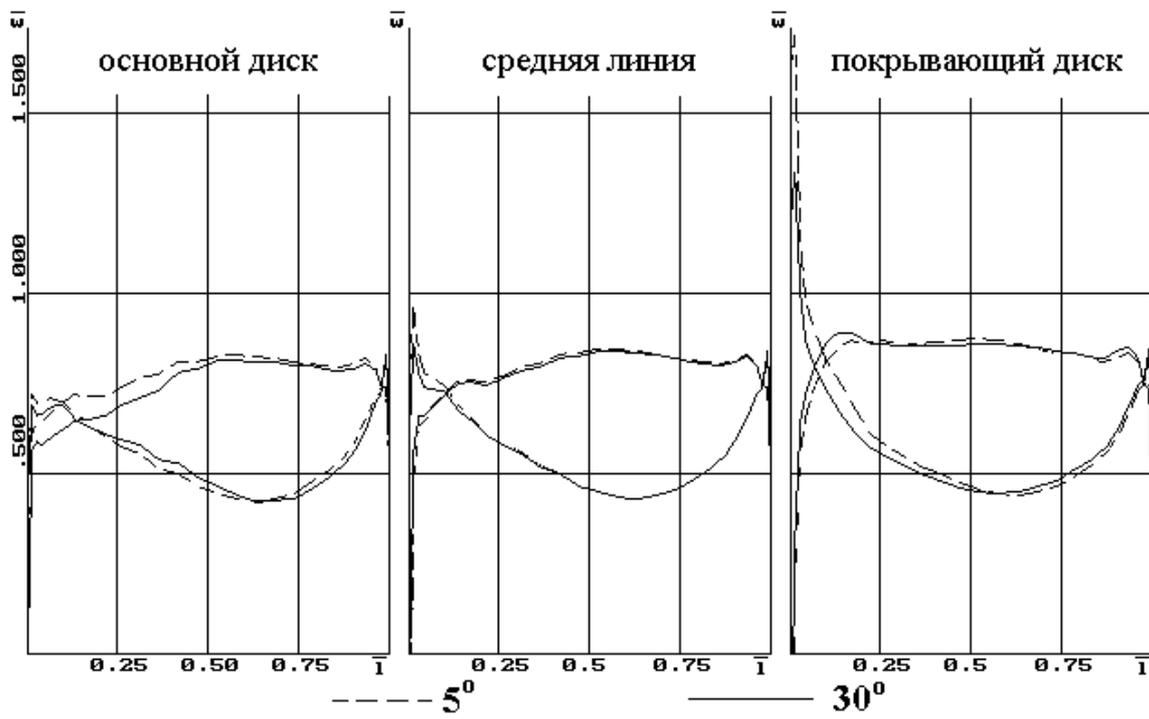


Рис.5. Диаграммы скоростей при разных углах наклона кромки ($\Phi = 0.08$)

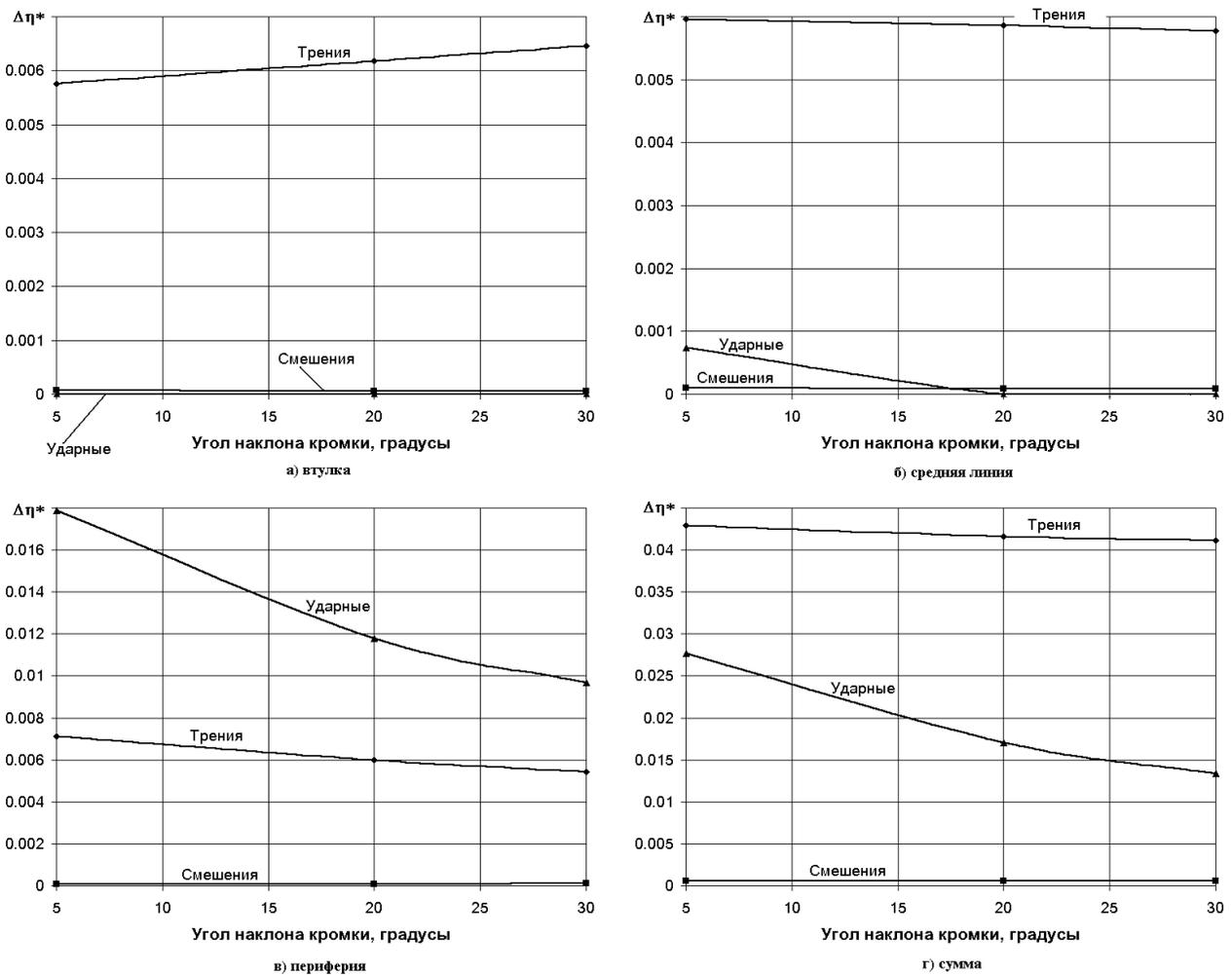


Рис.6. Составляющие потерь на лопатке в зависимости от угла наклона кромки

В разделе 5 кратко изложены основные результаты работы, отмечены основные нововведения, обеспечивающие преимущества разработанной квазитрёхмерной версии математической модели потерь над двухмерной.

1. При расчёте невязкого распределения скоростей учитывается форма средней линии лопатки, в результате корректно определяются параметры распределения нагрузки, что позволяет точнее рассчитать потери трения.

2. Рассчитанное распределение скоростей на участке разгрузки лопатки корректно определяет потери смещения для РК разной напорности, что было невозможно при использовании схематизированной диаграммы скоростей.

3. Уточнён алгоритм расчёта ударных потерь. Расчёт распределения скоростей на начальном участке лопатки позволяет использовать для определения ударных потерь пики скоростей на передней или задней сторонах лопатки в области входной кромки.

4. Корректно учитываются различия в условиях обтекания по высоте лопатки.

5. Коэффициент силы трения определяется не для всего лопаточного участка в целом, а независимо для каждой поверхности участка (передняя сторона лопатки, задняя сторона лопатки, основной диск, покрывающий диск).

6. Уточнена формула для определения условного числа Россби, влияющего на потери трения и определяющего скорость в точке отрыва на задней стороне лопатки. Внесённые изменения позволяют корректно рассчитать число $Ro_{\text{усл}}$ для любого произвольного случая, что особенно важно при расчёте высокорасходных осерадиальных колёс.

7. Поправка на сжимаемость вводится только в ударные потери, что представляется более целесообразным при моделировании промышленных ЦК, работающих при дозвуковых скоростях на входе в лопаточную решётку, когда сжимаемость существенно проявляется в пиках скоростей на входной кромке при работе на нерасчётных режимах.

8. Внесены некоторые усовершенствования в программу идентификации модели и непосредственно в алгоритм идентификации, что позволило в

значительной степени упростить процесс идентификации математической модели.

9. Выполнено тестирование разработанной математической модели путём пробной оптимизации рабочего колеса с цилиндрическими лопатками и пространственных рабочих колёс. Проведён тщательный анализ полученных результатов расчёта. Показано, что новая математическая модель даёт логически обоснованные результаты, согласующиеся с теоретическими представлениями о течении в центробежном рабочем колесе.

10. Разработанные программы идентификации модели, оптимизации расчётного режима работы и газодинамической характеристики в целом делают более удобным подробный анализ всех составляющих потерь в рабочем колесе. Программы оснащены встроенным графическим модулем, позволяющим представлять результаты расчёта в удобном для восприятия графическом виде.

11. В двухмерной версии математической модели имелась возможность оптимизации только основных размеров (диаметр и ширина канала на входе и выходе, лопаточные углы на входе и выходе). Квазитрёхмерная модель позволяет выполнять численную оптимизацию всех геометрических параметров рабочего колеса.

Таким образом, создан новый инструмент для проектирования и оптимизации центробежных компрессоров, имеющий ряд существенных преимуществ по сравнению с реализованными ранее двухмерными моделями.

Основные результаты диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Прокофьев А.Ю., Галеркин Ю.Б. Совершенствование программы обработки результатов испытания ступени центробежного компрессора// XXVIII Неделя науки СПбГТУ. Ч.1: Материалы межвузовской научной конференции. – СПб.: Изд-во СПбГТУ. – 2000. – С.135–137.

2. Галеркин Ю.Б., Данилов К.А., Попова Е.Ю., Прокофьев А.Ю. Комплекс программ оптимального газодинамического проектирования

центробежных компрессоров, современное состояние и перспективы развития //Тезисы докладов XII международной научно-технической конференции по компрессорной технике. – Казань: Изд-во ЗАО “НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа”. – 2001. – С.42–43.

3. Галеркин Ю.Б., Митрофанов В.П., Данилов К.А., Хенталов В.И., Зараев В.И., Прокофьев А.Ю. Опыт применения метода универсального моделирования СПбГТУ при разработке компрессоров для газовой промышленности//Тезисы докладов XII международной научно-технической конференции по компрессорной технике. – Казань: Изд-во ЗАО “НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа”. – 2001. – С. 39–42.

4. Вазенмиллер С.А., Галёркин Ю.Б., Прокофьев А.Ю. Математическое моделирование характеристик ступеней центробежных компрессоров//XXX Юбилейная Неделя науки СПбГТУ. Ч.III: Материалы межвузовской научной конференции. – СПб.: Изд-во СПбГТУ. – 2002. – С.57–58.

5. Галеркин Ю.Б., Прокофьев А.Ю. Оценка эффективности нагнетателей природного газа с помощью разного рода КПД при заводских испытаниях// Турбины и компрессоры. – 2002. – №1-2. – С.64–67.

6. Прокофьев А.Ю., Галеркин Ю.Б. Математическая модель оптимального газодинамического проектирования центробежной компрессорной ступени в квазитрёхмерной постановке//Тезисы докладов VI научно-технической конференции молодых специалистов «Исследование, конструирование и технология изготовления компрессорных машин». – Казань – 2002.

7. Галеркин Ю.Б., Прокофьев А.Ю. Метод универсального моделирования центробежных компрессорных ступеней в квазитрёхмерной постановке. Часть I//Компрессорная техника и пневматика. – 2003. – №3. – С.12–19.

8. Галеркин Ю.Б., Прокофьев А.Ю. Метод универсального моделирования центробежных компрессорных ступеней в квазитрёхмерной постановке. Часть II//Компрессорная техника и пневматика. – 2003. – №4. – С.18–21.