

На правах рукописи

Лысякова Анна Андреевна

СОЗДАНИЕ МЕТОДА СХЕМАТИЗАЦИИ ДИАГРАММ СКОРОСТЕЙ
ОБТЕКАНИЯ ЛОПАТОК РАБОЧИХ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ
КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ

Специальность: 05.04.06 – вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени

кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2010

Работа выполнена на кафедре «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» Государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Научный руководитель:

доктор технических наук,
профессор

Галеркин Юрий Борисович

Официальные оппоненты:

доктор технических наук,
профессор
кандидат технических наук

Рассохин Виктор Александрович

Прокофьев Алексей Юрьевич

Ведущая организация:

ЗАО «РЭП Холдинг»

Защита состоится «21» декабря 2010 г. в 16.00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.09 ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу: 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д.29, ауд. 225 главного здания.

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

Автореферат разослан «___» ноября 2010 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета Д 212.229.09
доктор технических наук, профессор



Хрусталёв Б.С.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Цель диссертационного исследования – это создание метода схематизации диаграмм скоростей обтекания лопаток рабочих колес центробежных компрессорных ступеней для повышения точности расчета газодинамических характеристик. Знание параметров диаграмм обтекания лопаток необходимо для расчета основной части потерь в рабочем колесе – потерь трения и смешения следа за лопатками с ядром потока.

Актуальность рассматриваемой проблемы. Тема работы связана с актуальной и научно-значимой проблемой повышения эффективности компьютерных программ оптимального проектирования промышленных центробежных компрессоров. Внедрение созданного метода схематизации диаграмм скоростей обтекания лопаток рабочих колес в современную версию Метода универсального моделирования кафедры КВХТ (моделирования газодинамических характеристик центробежных компрессоров) позволило рассчитывать газодинамические характеристики центробежных компрессоров, не прибегая к трудоемким расчетам обтекания рабочих колес.

Личный вклад автора в решение проблемы. С использованием приемов Метода универсального моделирования автором спроектировано 98 рабочих колес в диапазоне параметров проектирования: условные коэффициенты расхода $\Phi_{расч} = 0,02...0,09$, коэффициенты теоретического напора $\psi_{Трасч} = 0,45...0,8$, втулочные отношения $\bar{D}_{вт} = 0,2...0,45$ соответствуют значениям у типичных ступеней промышленных компрессоров. По компьютерной программе ЗДМ.2ДС рассчитаны диаграммы поверхностных скоростей обтекания лопаток этих рабочих колес невязким квазитрехмерным потоком. Анализ диаграмм выявил газодинамические и геометрические параметры, определяющие численные значения местных скоростей в начале и конце передней и задней поверхностей лопаток, используемые при расчете потерь напора. Получены алгебраические зависимости, которые использованы в программах Метода универсального моделирования для повышения надежности расчетов.

Научная новизна. Взамен ранее использованной в программах Метода универсального моделирования схематизации течения в проточной части

предложены новые аппроксимационные зависимости для расчета характерных точек эпюры скоростей. Применение предложенных формул позволяет рассчитывать потерянный в проточной части напор с более высокой точностью без использования трудоемких расчетов обтекания рабочих колес.

Практическая значимость работы. В результате анализа и обобщения результатов поставленного численного получены аппроксимирующие формулы для определения характерных точек диаграммы скоростей на лопатках РК центробежных компрессоров. Формулы использованы в новой версии программ Метода универсального моделирования. Это позволило производить более точный расчет профильных потерь с помощью быстродействующих программ первого уровня.

Апробация работы. Основные положения работы докладывались и обсуждались на Неделях науки в СПбГПУ, на Российской студенческой научно-практической конференции «Вакуумная, компрессорная техника и пневматика» (МГТУ, 2008 г.), на Политехническом Симпозиуме «Молодые ученые – промышленности Северо-Западного региона» (СПбГПУ, 2009 г.) и на третьем Всероссийском форуме студентов, аспирантов и молодых ученых «Наука и инновации в технических университетах» (СПбГПУ, 2009 г.).

Достоверность результатов. Для проверки пригодности аппроксимирующих зависимостей были спроектированы рабочие колеса со значениями газодинамических параметров: условного коэффициента расхода $\Phi_{\text{расч}}$, коэффициента напора $\Psi_{\text{Трасч}}$, условного числа Маха M_u , а также конструктивных ограничений $\bar{D}_{\text{от}}$ и $\bar{\delta}_l$, которые отличались от принятых для серии РК из численного эксперимента.

Характерные скорости на поверхности лопаток, рассчитанные по программе невязкого обтекания ЗДМ.2ДС сопоставлены с расчетами по аппроксимирующим формулам. Погрешности расчета по рекомендованным формулам приемлемы для практического использования в новой версии программы Метода универсального моделирования для расчета газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней.

Реализация работы в промышленности. Полученные аппроксимационные зависимости использованы в новой версии программ

расчета характеристик и оптимального проектирования Метода универсального моделирования центробежных компрессоров кафедры КВХТ.

Публикации. По теме диссертации автором опубликовано семь работ. Основные результаты опубликованы в научно-техническом журнале «Компрессорная техника и пневматика».

Основные положения, выносимые на защиту:

- Рекомендации по проектированию РК с помощью программ Метода универсального моделирования.
- Результаты анализа диаграмм скоростей обтекания лопаток: выявленные газодинамические и геометрические параметры, определяющие численные значения местных скоростей на поверхностях лопаток, используемые при расчете потерь напора.
- Полученные аппроксимационные зависимости для расчета характерных точек диаграммы скоростей на лопатках РК центробежных компрессорных ступеней.
- Результаты сопоставления характерных скоростей на поверхности лопаток, рассчитанных по программе невязкого обтекания 3ДМ.2ДС, с расчетами по аппроксимирующим формулам.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения и списка литературы из 49 наименований. Работа изложена на 141 странице, содержит 84 рисунка и 23 таблицы.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение. Приведены общие сведения о направлении и характере научной работы.

1 Состояние вопроса (обзор литературы). Приведены общие сведения об инженерных методах анализа проточной части. Рассмотрены возможности программ Метода универсального моделирования и определен путь совершенствования программ за счет более корректной схематизации диаграмм обтекания лопаток рабочих колес.

2 Методика численного эксперимента

2.1 Основы расчета газодинамических характеристик Методом универсального моделирования. Изложены основы расчета и сделаны

выводы о том, что при расчете газодинамической характеристики рабочего колеса Методом универсального моделирования следует определить:

- скорость в начале задней поверхности лопаток w_{31} для расчета замедления на задней поверхности $\dot{w}_3 = w_2 / w_{31}$, что нужно для расчета вихревых потерь,
- эту же скорость w_{31} для расчета местного максимального числа Маха,
- скорости в начале и конце поверхностей лопаток w_{31} , w_{32} , w_{n1} , w_{n2} для расчета потерь трения на поверхностях лопаток.

2.2 Параметры эюры скорости, подлежащие определению.

Для обобщения результатов численного эксперимента использованы следующие безразмерные соотношения, связывающие искомые характерные скорости с определяющими параметрами:

$$K_{w31} = \frac{\bar{w}_{31} - \bar{w}_1'}{0,5\Delta\bar{w}_{cp}}, \quad K_{w32} = \frac{\bar{w}_{32} - \bar{w}_2'}{0,5\Delta\bar{w}_{cp}}, \quad K_{wn2} = \frac{\bar{w}_{n2} - \bar{w}_2'}{0,5\Delta\bar{w}_{cp}} \quad (1)$$

Исследование обтекания лопаток ряда рабочих колес показало, что безразмерная скорость \bar{w}_{n1} практически не отличается от скорости на входе \bar{w}_1' , известной из одномерного расчета, потому принято $\bar{w}_{n1} = \bar{w}_1'$.

2.3 Объекты численного эксперимента. В качестве объектов исследования выбраны широко применяемые в промышленных центробежных компрессорах рабочие колеса с радиально расположенными лопатками, со следующими параметрами:

$$\Phi_{расч} = 0,02; 0,03; 0,04; 0,05; 0,06; 0,07; 0,08; 0,09;$$

$$\Psi_{Трасч} = 0,45; 0,50; 0,55; 0,60; 0,65; 0,70; 0,75; 0,80;$$

$$\bar{D}_{вт} = 0,20; 0,25; 0,30; 0,35; 0,40; 0,45;$$

$$k = 1,4; M_u = 0,8; \bar{\delta}_л = \delta_л / D_2 = 0,0125.$$

Для более точного учета пространственного характера обтекания лопаток объектами анализа выбраны диаграммы скоростей у покрывающего диска. Из-за больших скоростей и сильного замедления здесь наибольшие профильные потери.

2.4 Особенности проектирования РК. Сформулированы некоторые рекомендации по проектированию РК с помощью программ Метода универсального моделирования: выбор коэффициента формы входа в рабочее колесо K_f , выбор относительного радиуса закругления покрывающего диска \bar{R}_s , особенности определения выходного угла лопаток $\beta_{л2}$, выбор угла наклона образующей входной кромки выбор, числа лопаток.

2.5 Сопоставление диаграмм скоростей объектов численного эксперимента с типичными колесами промышленных ЦК. Сопоставлены схемы проточной части и диаграммы скоростей типичного рабочего колеса спроектированного по традиционным методикам и одного из объектов численного эксперимента с такими же газодинамическими параметрами и конструктивными ограничениями. Сделан вывод о том, что выбранная методика профилирования рабочих колес позволяет получить хорошие аэродинамические качества объектов численного эксперимента.

3 Исследование рабочих колес с различными относительными диаметрами втулки. Влияние относительного диаметра $\bar{D}_{вт}$ изучалось при различных значениях $\Phi_{расч}$ и $\Psi_{Трасч}$. Втулочное отношение влияет на параметры диаграммы скоростей Kw_{31} и Kw_{32} , которые увеличиваются с увеличением $\bar{D}_{вт}$. Параметр $Kw_{п2}$ мало зависит от $\bar{D}_{вт}$.

4 Исследование рабочих колес с различными коэффициентами теоретического напора. Влияние коэффициента теоретического напора $\Psi_{Трасч}$ изучалось при различных значениях условного коэффициента расхода. Изменение $\Psi_{Трасч}$ существенно влияет на параметры Kw_{31} , Kw_{32} и $Kw_{п2}$, приведены соответствующие графические зависимости.

5 Исследование рабочих колес с различными условными коэффициентами расхода. Влияние $\Phi_{расч}$ изучалось при различных значениях коэффициентов теоретического напора и при различных втулочных отношениях. Величина $\Phi_{расч}$ существенно влияет на параметры Kw_{31} , Kw_{32} и $Kw_{п2}$, приведены соответствующие графические зависимости.

6 Анализ и обобщение результатов

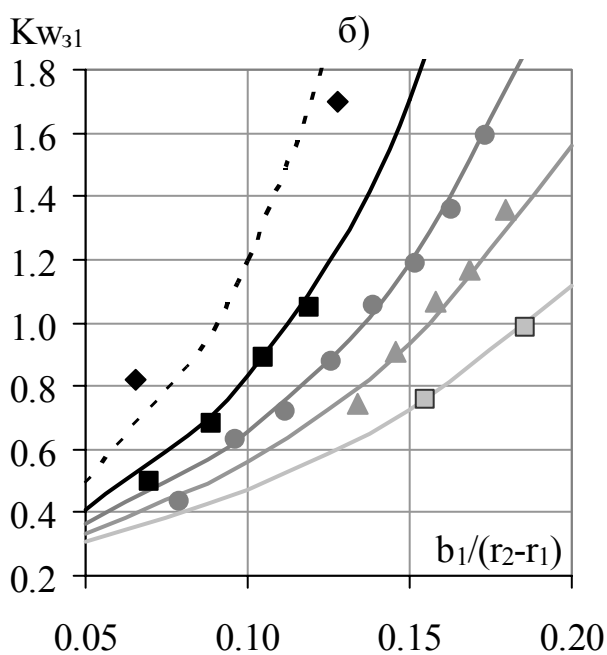
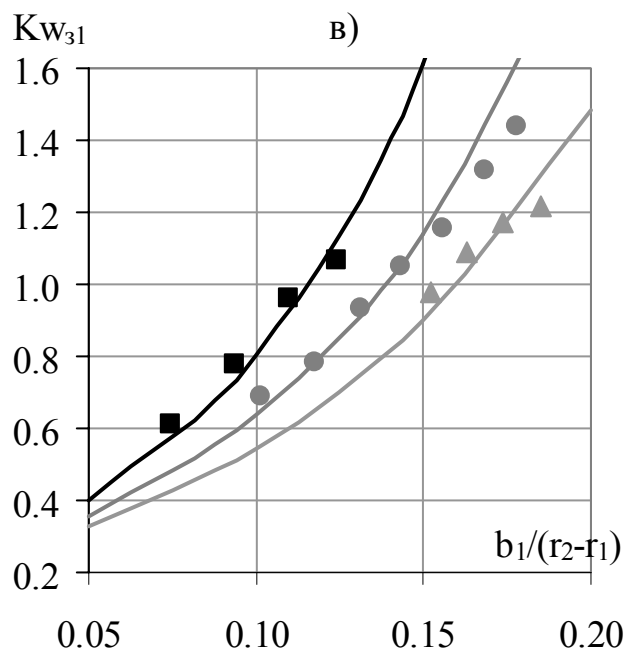
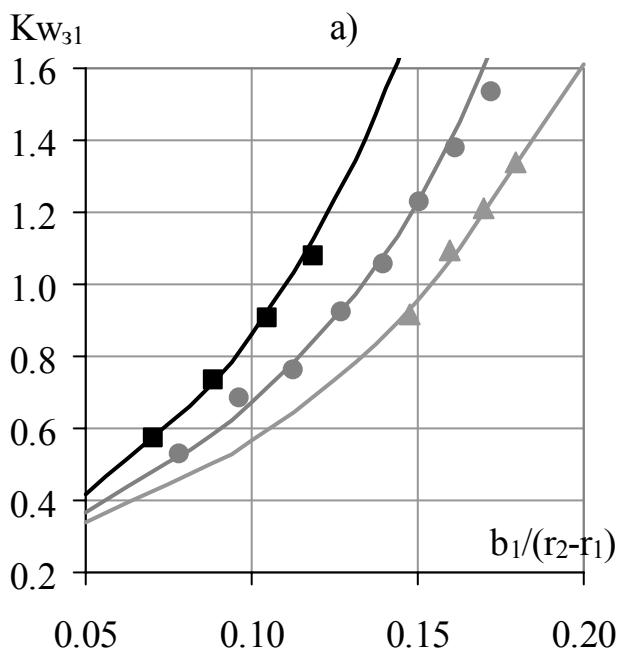
Для расчета коэффициента Kw_{31} (т.е. для расчета максимальной скорости \bar{w}_{31}) предложено три варианта формул. Для решения прямой задачи может

быть удобным следующее выражение, аппроксимирующее результаты расчетного эксперимента, показанные на рисунке 1, $K_{w_{31}} = f\left(\frac{b_1}{r_2 - r_1}, \Psi_{\text{Трасч}}, \bar{D}_1\right)$:

$$K_{w_{31}} = \frac{w_{31} - w_1'}{0,5\Delta w} = 0,2e^{8,6 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot \frac{b_1}{r_2 - r_1}}$$

$$x_1 = 0,9\bar{D}_{\text{см}}^2 + 0,23\bar{D}_{\text{см}} + 1$$

$$x_2 = 1 + \frac{0,6 - \Psi_{\text{Трасч}}}{20}$$
(2)



- Dвт/D2=0 эксп
- ▲ Dвт/D2=0,2 эксп
- Dвт/D2=0,3 эксп
- Dвт/D2=0,4 эксп
- ◆ Dвт/D2=0,5 эксп
- Dвт/D2=0 расч
- Dвт/D2=0,2 расч
- Dвт/D2=0,3 расч
- Dвт/D2=0,4 расч
- - - Dвт/D2=0,5 расч

Рисунок 1 – Графики зависимости $K_{w_{31}}$ от $b_1/(r_2 - r_1)$ при разных втулочных отношениях и коэффициентах напора: а) $\Psi_{\text{Трасч}}=0,45$; б) $\Psi_{\text{Трасч}}=0,6$; в) $\Psi_{\text{Трасч}}=0,8$

Альтернативная формула аппроксимирует результаты в виде

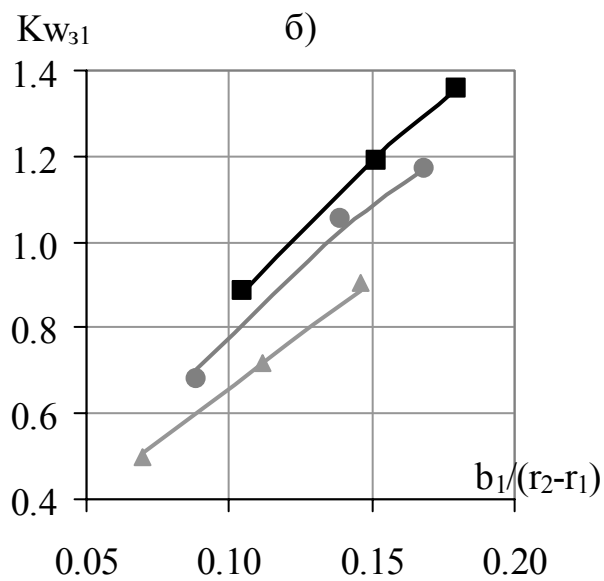
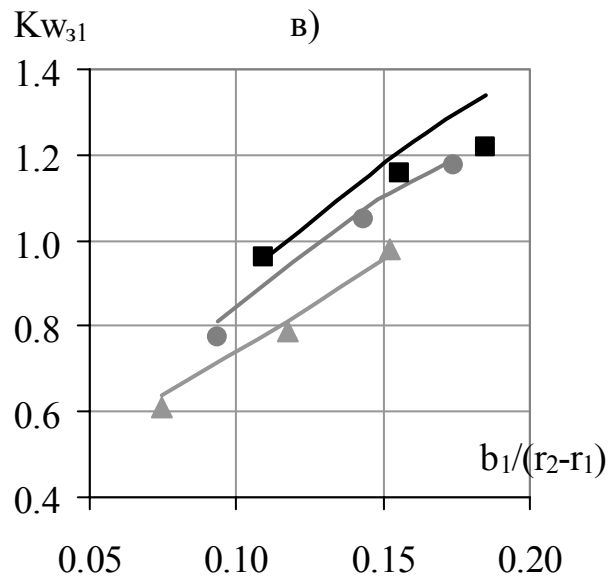
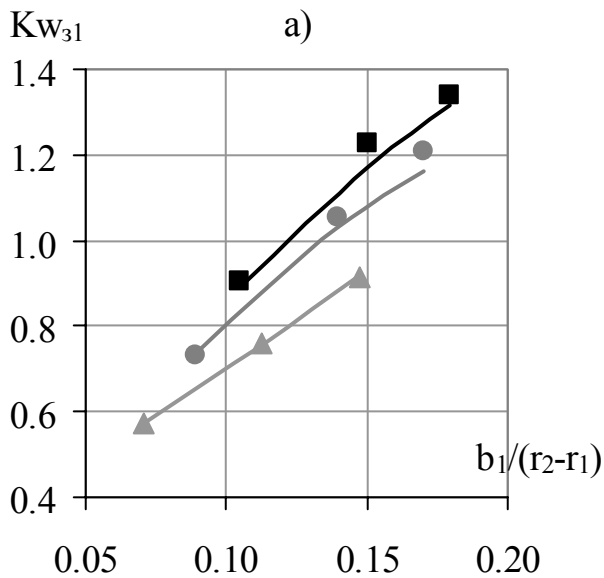
$$K_{w31} = f\left(\frac{b_1}{r_2 - r_1}, \Psi_{Трасч}, \bar{D}_1\right), \text{ (графики на рисунке 2):}$$

$$K_{w31} = \frac{w_{31} - w_1'}{0,5\Delta w} = 1 + x_3 \cdot x_4 \left(\frac{b_1}{r_2 - r_1} - x_5\right)$$

$$x_3 = 6,3 - 250(0,59 - \bar{D}_1)^2 \quad (3)$$

$$x_4 = 1 - 5(0,6 - \Psi_{Трасч})^2$$

$$x_5 = 0,51 - 0,66\bar{D}_1$$



- ▲ D1/D2=0,53 эксп
- D1/D2=0,57 эксп
- D1/D2=0,59 эксп
- D1/D2=0,53 расч
- D1/D2=0,57 расч
- D1/D2=0,59 расч

Рисунок 2 – Графики зависимости K_{w31} от $b_1/(r_2-r_1)$ при разных D_1/D_2 и коэффициентах напора:
 а) $\Psi_{Трасч}=0,45$; б) $\Psi_{Трасч}=0,6$;
 в) $\Psi_{Трасч}=0,8$

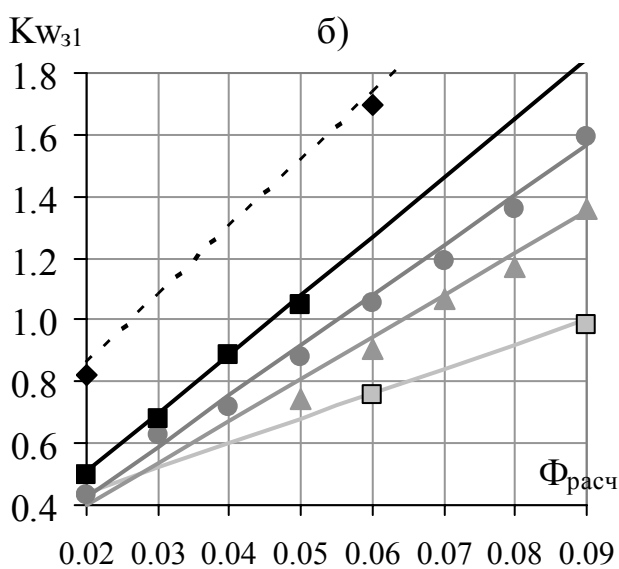
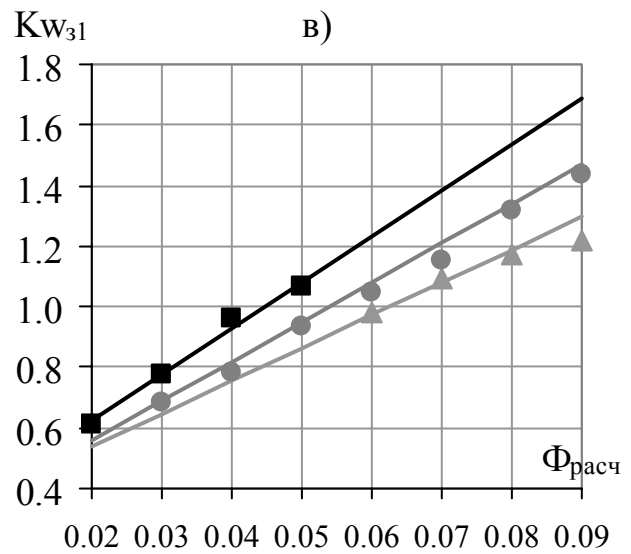
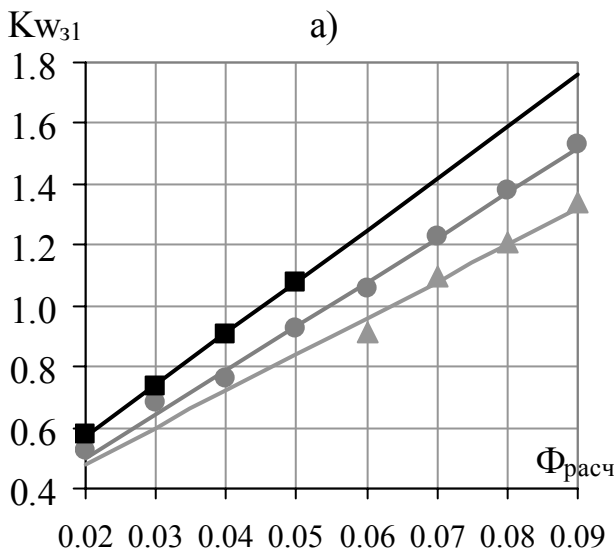
Для решения обратной задачи более удобным может быть следующее аппроксимирующее выражение для коэффициента $K_{w_{31}}$ (графики на рисунке 3):

$$K_{w_{31}} = \frac{w_{31} - w_1'}{0,5\Delta w} = 1,08 + x_6 \cdot x_7 (\Phi_{расч} - x_8)$$

$$x_6 = 27,7\bar{D}_{em} + 8$$

$$x_7 = 1 + 5(\psi_{Трасч} - 0,6)^2$$

$$x_8 = 0,09 - 0,1\bar{D}_{em}$$
(4)



- Двт/D2=0 эксп
- ▲ Двт/D2=0,2 эксп
- Двт/D2=0,3 эксп
- Двт/D2=0,4 эксп
- ◆ Двт/D2=0,5 эксп
- Двт/D2=0 расч
- Двт/D2=0,2 расч
- Двт/D2=0,3 расч
- Двт/D2=0,4 расч
- - - Двт/D2=0,5 расч

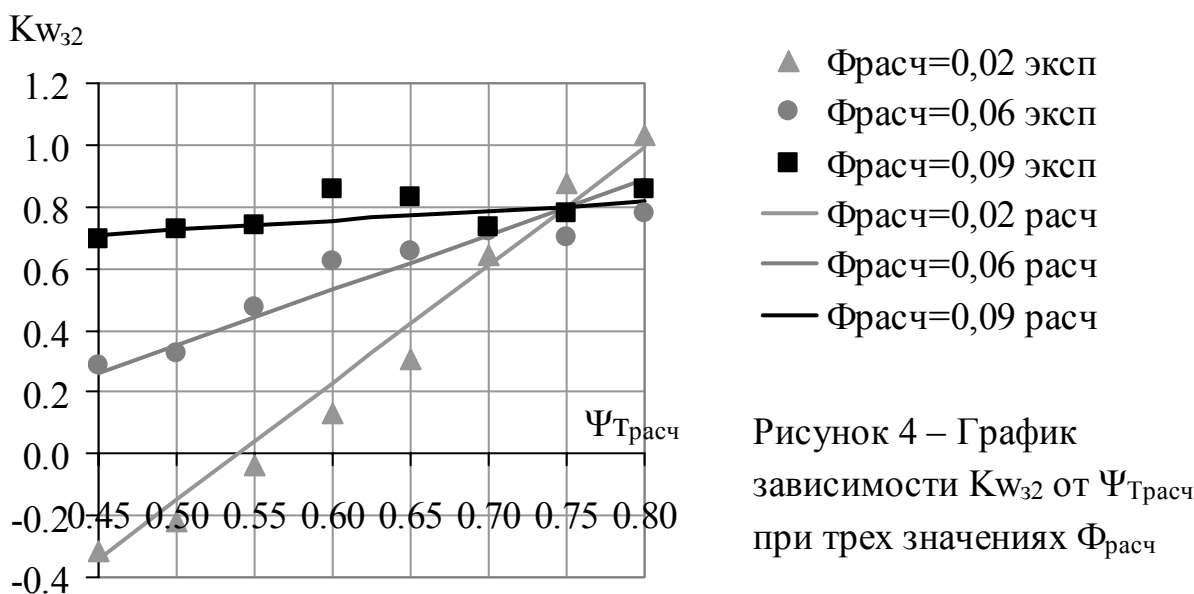
Рисунок 3 – Графики зависимости $K_{w_{31}}$ от $\Phi_{расч}$ при разных втулочных отношениях и коэффициентах напора: а) $\Psi_{Трасч} = 0,45$; б) $\Psi_{Трасч} = 0,6$; в) $\Psi_{Трасч} = 0,8$

Для расчета коэффициента $K_{w_{32}}$, определяющего скорость потока в конце задней поверхности лопаток, получено следующее аппроксимирующее выражение (графики на рисунке 4):

$$K_{w_{32}} = \frac{w_{32} - w_2'}{0,5\Delta w} = x_9 + x_{10}(\psi_{\text{Трасч}} - 0,75)$$

$$x_9 = 1,4\bar{D}_{\text{от}} + 0,38$$

$$x_{10} = 4,8 - 50\Phi_{\text{расч}}$$
(5)



Для расчета коэффициента $K_{w_{n2}}$, определяющего скорость потока в конце передней поверхности лопаток, получено следующее аппроксимирующее выражение (графики на рисунке 5):

$$K_{w_{n2}} = \frac{w_{n2} - w_2'}{0,5\Delta w} = -1,45 - x_{11} (0,6 - \psi_{\text{Трасч}})^2$$

$$\begin{cases} x_{11} = -20\text{Ln}(\Phi_{\text{расч}}) - 38 & \text{при } \psi_{\text{Трасч}} \leq 0,6 \\ x_{11} = -25\text{Ln}(\Phi_{\text{расч}}) - 61 & \text{при } \psi_{\text{Трасч}} > 0,6 \end{cases}$$
(6)

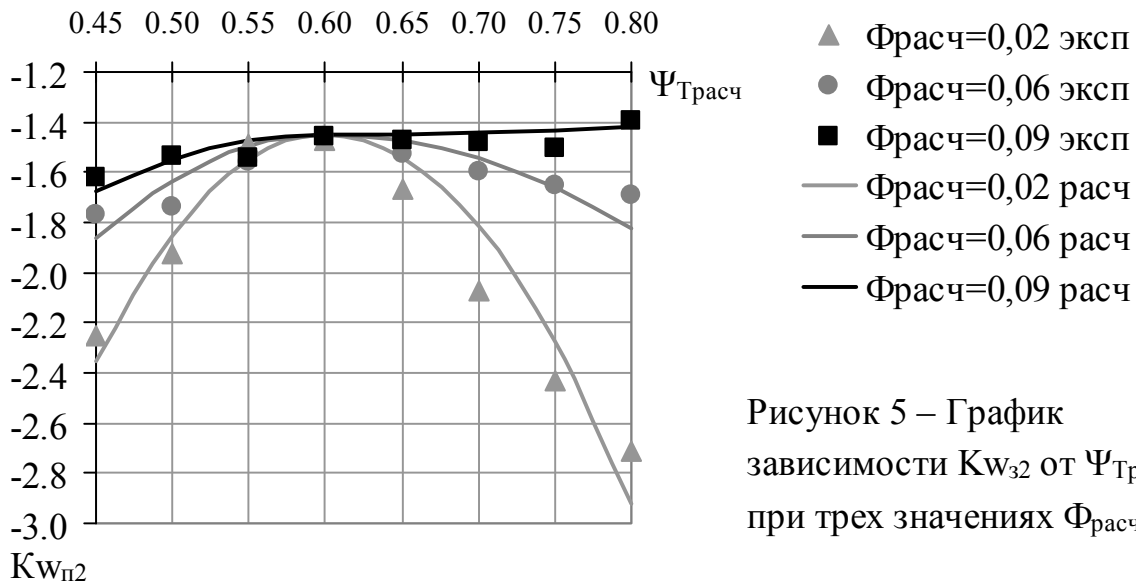


Рисунок 5 – График зависимости Kw_{32} от $\Psi_{Трасч}$ при трех значениях $\Phi_{расч}$

Для проверки пригодности аппроксимирующих зависимостей были спроектированы шесть рабочих колес со значениями газодинамических и конструктивных параметров, отличающимися от принятых для серии РК из численного эксперимента.

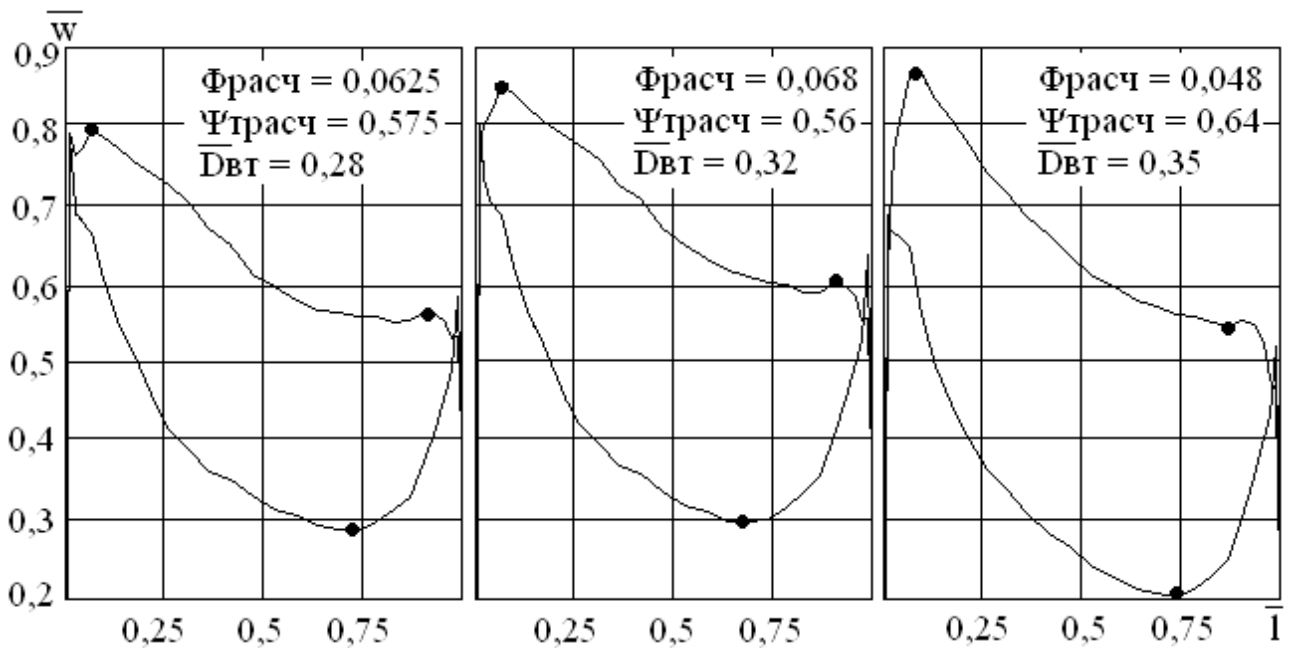


Рисунок 6 – Сопоставление экспериментальных значений скоростей на задней и передней поверхностях лопаток у покрывающего диска (нанесены линией) с расчетными значениями (нанесены точками)

Характерные скорости на задней и передней поверхностях лопаток: \bar{w}_{31} , \bar{w}_{32} и \bar{w}_{n2} , рассчитанные по программе невязкого обтекания ЗДМ.2ДС и

оказывающие наибольшее влияние на уровень потерь, сопоставлены с расчетами по аппроксимирующим формулам. Сопоставление скоростей на задней и передней поверхностях лопаток у покрывающего диска, рассчитанных по программе невязкого обтекания 3ДМ.2ДС, с расчетами по аппроксимирующим формулам представлено на рисунке 6.

Погрешности расчета по рекомендованным формулам (2), (3), (4), (5), (6) в среднем в пределах $\pm 3\%$ приемлемы для практического использования в новой версии программы Метода универсального моделирования для расчета газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней.

Заключение. Основные результаты

- 1) Знание скоростей в начале и конце поверхностей лопаток РК центробежной компрессорной ступени необходимо для расчёта потерь напора в проточной части в процессе расчета газодинамических характеристик центробежных ступеней. В существующих моделях широко применяемого с целью оптимального газодинамического проектирования Метода универсального моделирования параметры диаграммы безразмерных скоростей \bar{w}_{31} , \bar{w}_{32} , \bar{w}_{n1} , \bar{w}_{n2} определяются путем простейшей схематизации. Такая схематизация не всегда близка к реальной картине обтекания. Целью работы является создание метода схематизации диаграмм скоростей обтекания лопаток РК на основе анализа результатов расчета квазитрёхмерного невязкого течения для внедрения в компьютерные программы Метода универсального моделирования.
- 2) Для анализа обтекания лопаток спроектировано 98 рабочих колес в диапазоне параметров проектирования: условные коэффициенты расхода $\Phi_{расч} = 0,02 \dots 0,09$, коэффициенты теоретического напора $\psi_{Трасч} = 0,45 \dots 0,8$, втулочные отношения $\bar{D}_{вт} = 0,2 \dots 0,45$, что соответствует значениям у типичных ступеней промышленных компрессоров.
- 3) Для расчёта невязкого квазитрёхмерного потока была использована специальная модификация программы 3ДМ.023 – 3ДМ.2ДС,

разработанная на кафедре КВХТ и используемая при решении прямой задачи Методом универсального моделирования.

- 4) Для обобщения результатов численного эксперимента использованы безразмерные соотношения, связывающие искомые характерные скорости с определяющими параметрами:

$$K_{w31} = \frac{\bar{w}_{31} - \bar{w}_1'}{0,5\Delta\bar{w}_{cp}}, \quad K_{w32} = \frac{\bar{w}_{32} - \bar{w}_2'}{0,5\Delta\bar{w}_{cp}}, \quad K_{wn2} = \frac{\bar{w}_{n2} - \bar{w}_2'}{0,5\Delta\bar{w}_{cp}}. \quad \text{Для более}$$

точного учета пространственного характера обтекания лопаток объектами анализа выбраны диаграммы скоростей у покрывающего диска, где скорости обтекания и потери напора наибольшие.

- 5) В ходе выполнения численного эксперимента были сформулированы некоторые рекомендации по проектированию РК с помощью программ Метода универсального моделирования:

- Величина рационального замедления $\dot{w} = w_2' / w_1'$ связана с коэффициентом теоретического напора, который должно обеспечить рабочее колесо на расчетном режиме. От этого же параметра зависит рациональная величина средней нагрузки лопаток $\Delta\bar{w}_{cp} = (w_3 - w_n)_{cp} / u_2$.

- Минимальные значения местной скорости на периферии лопаток получаются при относительной величине радиуса закругления покрывающего диска, определяемой любым из двух эмпирических соотношений:

$$\left(\frac{Rs}{b_1} \right)_{opt} \approx 0,6$$

$$\left(\frac{Rs}{D_2} \right)_{opt} = 0,5\Phi_{расч} + 0,02$$

- При проектировании использован поправочный коэффициент $K_\mu = \Psi_{T3DM} / \Psi_{Texp} = 0,92$, одинаковый для всех объектов эксперимента. Выдаваемое программой ЗДМ.2ДС значение коэффициента теоретического напора невязкого потока должно быть больше желаемого на 8%.

- 6) Для расчета коэффициентов $K_{w_{з1}}$, $K_{w_{з2}}$, $K_{w_{п2}}$, определяющих скорости потока на поверхностях лопаток получены аппроксимирующих выражения – формулы (2), (3), (4), (5), (6).
- 7) Безразмерная скорость \bar{w}_{n1} практически не отличается от скорости на входе \bar{w}_1' , известной из одномерного расчета, потому в предложенной схематизации использовано равенство $\bar{w}_{n1} = \bar{w}_1'$.
- 8) Для проверки достоверности аппроксимирующих формул были спрофилированы рабочие колеса разных параметров. Характерные скорости на задней и передней поверхностях лопаток: $\bar{w}_{з1}$, $\bar{w}_{з2}$ и $\bar{w}_{п2}$, рассчитанные по программе невязкого обтекания ЗДМ.2ДС сопоставлены с расчетами по аппроксимирующим формулам, Погрешность расчетов по формулам в среднем составляет $\pm 3\%$, что приемлемо для применения в расчетной практике.
- 9) Разработанные аппроксимирующие зависимости использованы в новой версии программы Метода универсального моделирования для расчета газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. **Галеркин Ю.Б.** Анализ и обобщение диаграмм поверхностных скоростей рабочих колес центробежных компрессоров. Часть 1 [Текст]/ Ю.Б. Галеркин, А.А. Лысякова // Компрессорная техника и пневматика. – 2010.№6 – С.29-36.
2. **Галеркин Ю.Б.** Анализ и обобщение диаграмм поверхностных скоростей рабочих колес центробежных компрессоров. Часть 2 [Текст]/ Ю.Б. Галеркин, А.А. Лысякова // Компрессорная техника и пневматика. – 2010.№7 – С.28-35.
3. **Лысякова А.А.** Совершенствование программ расчета характеристик центробежных компрессорных ступеней с помощью обобщенных диаграмм скоростей обтекания лопаток [Текст]/ А.А. Лысякова, Ю.Б. Галеркин // XXXVIII Неделя науки СПбГПУ: Материалы Всероссийской межвузовской научно-технической

- конференции студентов и аспирантов. Ч. III. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та – 2009. – 143 с. – С. 84-85.
4. **Лысякова А.А.** Совершенствование программ расчета характеристик центробежных компрессорных ступеней с помощью обобщенных диаграмм скоростей обтекания лопаток [Текст]/ А.А. Лысякова, Ю.Б. Галеркин // Наука и инновации в технических университетах: материалы Третьего Всероссийского форума студентов, аспирантов и молодых ученых. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. – 171 с. – С. 22-23.
 5. **Лысякова А.А.** Совершенствование программ расчета характеристик центробежных компрессорных ступеней с помощью обобщенных диаграмм скоростей обтекания лопаток [Текст]/ А.А. Лысякова, Ю.Б. Галеркин // Молодые ученые - промышленности Северо-Западного региона : материалы конференций Политехнического симпозиума, 22 мая 2009 года – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. – 223 с. – С.202-205.
 6. **Лысякова А.А.** Анализ и обобщение диаграмм скоростей невязкого обтекания лопаток рабочих колес центробежных компрессоров [Текст]/ А.А. Лысякова, Ю.Б. Галеркин // Сборник трудов I Всероссийской студенческой научно-практической конференции «Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты» 17 апреля 2008 г. МГТУ им. Н.Э. Баумана, М: МГТУ, 2008. – 188 с. – С. 5-18.
 7. **Лысякова А.А.** Анализ и обобщение диаграмм скоростей невязкого обтекания лопаток рабочих колес центробежных компрессоров [Текст]/ А.А. Лысякова, Ю.Б. Галеркин // XXXVI Неделя науки СПбГПУ: Материалы Всероссийской межвузовской научно-технической конференции студентов и аспирантов. Ч. II. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та – 2007. – 180 с. – С. 125-127.