

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПЕРВИЧНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ НА ПРИМЕРЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ ТУРБОДЕТАНДЕРНЫХ АГРЕГАТОВ

Научная статья

Рекстин А.Ф.^{1,*}, Галеркин Ю.Б.², Бабиченко И.А.³, Михайлов А.А.⁴, Соколов К.К.⁵, Семеновский В.Б.⁶

¹ ORCID : 0000-0001-5030-3091;

⁶ ORCID : 0000-0002-7467-699X;

^{1,2,6} Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация
^{3,4,5} АО «Турбохолд», Москва, Российская Федерация

* Корреспондирующий автор (rekstin2k7[at]mail.ru)

Аннотация

Цифровизация технологических процессов привела к тому, что заказчики турбодетандерных агрегатов с центробежными компрессорами требуют обеспечить расчет газодинамических характеристик компрессоров и требования технического задания к потребляемой мощности и отношению давлений на номинальном (проектном) режиме, и на нескольких (почти до двух десятков в некоторых случаях) дополнительных режимах. Разработчик и производитель турбодетандерных агрегатов (ТДА) для всех отраслей промышленности АО «Турбохолд» сотрудничает с научной школой компрессоростроения СПбПУ Петра Великого с 2000-х гг. Пакет ПК-программ – Метод универсального моделирования СПБ ПУ – решает эту задачу после выполнения проекта проточной части. Новый тренд – требование представить характеристики компрессора на многих режимах еще на стадии технико-коммерческого предложения, то есть до выполнения проекта. В ответ ученые-политехники провели исследования и повысили возможности метода первичного проектирования до уровня, когда газодинамические характеристики можно рассчитать с достаточной точностью без информации о конкретной форме лопаточных аппаратов рабочих колес и неподвижных элементов. В тексте изложены основы новой методики и решение проблем, вытекающих из отсутствия данных о конкретной форме и размерах лопаточных аппаратов. Заводские испытания турбодетандерных агрегатов показывают, что рассчитанные характеристики на номинальном и дополнительных режимах подтверждаются.

Ключевые слова: предварительное проектирование, центробежный компрессор, КПД, коэффициент напора, коэффициент расхода, отношение давлений, мощность компрессора.

CURRENT STATE OF PRIMARY DESIGN ON THE EXAMPLE OF CENTRIFUGAL COMPRESSORS OF TURBO-EXPANDING ASSEMBLY

Research article

Rekstin A.F.^{1,*}, Galerkin Y.B.², Babichenko I.A.³, Mikhailov A.A.⁴, Sokolov K.K.⁵, Semenovskiy V.B.⁶

¹ ORCID : 0000-0001-5030-3091;

⁶ ORCID : 0000-0002-7467-699X;

^{1,2,6} Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint-Petersburg, Russian Federation

^{3,4,5} JSC Turbokholod, Moscow, Russian Federation

* Corresponding author (rekstin2k7[at]mail.ru)

Abstract

Digitalization of technological processes has led to the fact that customers of turbo-expanding assemblies with centrifugal compressors demand to provide calculation of gas-dynamic characteristics of compressors and requirements of technical specification to power consumption and pressure ratio at nominal (design) mode, and at several (almost up to two dozens in some cases) additional modes. The developer and manufacturer of turbo-expanding assemblies (TEA) for all industries, JSC "Turbokholod" has been cooperating with the scientific school of compressor engineering of SPbPU of Peter the Great since 2000s. The PC software package – Method of Universal Modelling of SPbPU – solves this problem after the design of the flow part. A new trend is the requirement to present compressor characteristics in many modes at the stage of technical and commercial proposal, i.e. before the project is executed. In response, polytechnic scientists have researched and improved the capabilities of the initial design method to the point where the gas dynamic characteristics can be calculated with sufficient accuracy without information on the specific shape of the impeller blades and fixed elements. The text outlines the basics of the new methodology and the solution to the problems arising from the lack of data on the specific shape and dimensions of the impeller blades. Factory tests of turbo-expanding assemblies show that the calculated characteristics at nominal and additional modes are confirmed.

Keywords: preliminary design, centrifugal compressor, efficiency, head coefficient, flow coefficient, pressure ratio, compressor capacity.

Введение

По крайней мере, вплоть до середины 1990-х гг, а часто и в 2000-е гг, техническое задание (ТЗ) на проектирование центробежных компрессоров ограничивалось параметрами номинального режима. Пример ТЗ в 2000-е гг. на газодинамический проект центробежного компрессора турбодетандерного агрегата (ЦК ТДА) на рисунке 1.

| Наименование параметра | |
|------------------------|---|
| 1. | Производительность массовая, кг/с |
| 2. | Давление газа начальное, абсолютное, МПа |
| 3. | Температура начальная, К |
| 4. | Среднее значение коэффициента изэнтропы, k |
| 5. | Удельная газовая постоянная с учетом сжимаемости, zR. Дж/кг/К |
| 6. | Давление газа конечное, абсолютное, МПа |
| 7. | Политропный КПД – Стороны согласуют по результатам Этапа №1 |
| 8. | Мощность, передаваемая газу рабочими колесами, кВт |
| 9. | Номинальная частота вращения ротора, об/мин. |
| 10. | Минимальный диаметр вала, мм |
| 11. | Минимальная толщина лопаток РК, мм |
| 12. | Максимальный радиальный размер проточной части |
| 13. | Желательный диаметр рабочего колеса, мм |

Рисунок 1 - Пример ТЗ на центробежный компрессор ТДА, 2000-е гг.

Большинство проектировщиков снабжали заказчиков рассчитанными газодинамическими характеристиками – зависимость отношения давлений π , КПД η , мощности N (кВт) от массового расхода \bar{m} (кг/с) и характеристиками при разных оборотах ротора. Задача расчета газодинамических характеристик решается сравнительно просто, если новый компрессор спроектирован на базе экспериментов с ранее разработанными модельными ступенями. В других случаях задача усложняется. Движение газа в проточной части описывается дифференциальными уравнениями 2-го порядка и аналитического решения не имеет, поэтому абсолютно точно рассчитать характеристики ЦК нельзя ни численно (CFD-методы), ни аналитически алгебраическими уравнениями. В основе всех расчетов лежат разного рода обобщения экспериментальных данных.

Задача аналитического расчета не имеющего аналога компрессора начала решаться в 1980-1990-е гг. В Ленинградском политехническом институте системы алгебраических уравнений для расчета газодинамических характеристик – математические модели – базируются на уникальных экспериментах Проблемной лаборатории ЛПИ [1]. В отечественной практике компьютерные ПК-программы на базе эмпирических математических моделей получили широкое применение и признание в середине 1990-х гг. [2]. Совокупность этих ПК-программ носит название Метод универсального моделирования (далее – Метод). Его современное состояние представлено в работе Ю. С. Васильева [3]. Метод фактически выполняет функции цифрового двойника проточной части центробежного компрессора.

В последнее десятилетие цифровизация технологических процессов существенно повлияла на процесс газодинамического проектирования центробежных компрессоров. Особенно это касается начального этапа – вариантного расчета и первичного проектирования. Большие промышленные центробежные компрессоры, в том числе в составе турбодетандерных агрегатов, эксплуатируются в течение десятилетий. Предприятия, эксплуатирующие компрессорные установки, научились предвидеть и рассчитывать технологические параметры будущего – состав газа, начальные температуру и давление, нужное конечное давление и производительность. Пример современного ТЗ на газодинамическое проектирование ЦК показан на рисунке 2.

Параметры режимов

| № п/п | Режим | Ед. изм. | 2028 ЛЕТО | 2028 ЖАРА | 2031 ЛЕТО | 2038 ЗИМА | 2040 ЖАРА |
|-------|---|----------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | Номер режима работы ТДА: | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 1 | Производительность | ст.м ³ /ч | | | | | |
| 2 | Стандартная плотность | кг/м ³ | | | | | |
| 3 | Массовый расход | кг/с | | | | | |
| 4 | Температура на входе | °С | | | | | |
| 5 | Давление на входе | абс. МПа | | | | | |
| 6 | Температура на выходе (при действ. процессе сжатия) | °С | | | | | |
| 7 | Температура на выходе (при изотр. процессе сжатия) | °С | | | | | |
| 8 | Давление на выходе | абс. МПа | | | | | |
| 9 | Адиабатический КПД | % | | | | | |
| 10 | Политропический КПД | % | | | | | |
| 11 | Степень сжатия | – | | | | | |
| 12 | Изотропный перепад | кДж/кг | | | | | |
| 13 | Действительный перепад | кДж/кг | | | | | |
| 14 | Мощность* | кВт | | | | | |
| 15 | Плотность на входе | кг/м ³ | | | | | |
| 16 | Плотность на выходе* | кг/м ³ | | | | | |
| 17 | Молекулярный вес | – | | | | | |
| 18 | Показатель адиабаты на входе квх | – | | | | | |
| 19 | Показатель адиабаты на выходе квых* | – | | | | | |
| 20 | Фактор сжимаемости на входе звх | – | | | | | |
| 21 | Фактор сжимаемости на выходе звых* | – | | | | | |

Рисунок 2 - Пример современного ТЗ на центробежный компрессор ТДА

В практике проектирования и производства ООО «Турбохолод» есть ТДА с ТЗ, предусматривающими расчет характеристик и с большим количеством режимов (до восемнадцати).

Расчет любого количества режимов спроектированного компрессора ПК-программами Метода требует определенных трудозатрат, но не вызывает принципиальных трудностей. Однако теперь заказчики ТДА требуют от участников тендера представить характеристики ЦК на все заявленные режимы, т.е. до того, как компрессор спроектирован. Параметры задаваемых дополнительных режимов могут быть очень далеки от параметров номинального режима, на который проектируется компрессор. Дополнительные режимы никогда не могут быть обеспечены при номинальных оборотах ротора. Для каждого из режимов требуется найти такие обороты, при которых обеспечиваются заданные расход, отношение давлений, мощность и КПД. При этом дополнительные режимы могут оказаться вблизи, или на границе помпажа.

Задача предварительного проектирования при этом усложняется. Ранее после вариантного расчета и выбора нужного варианта было достаточно использовать известные расплывчатые рекомендации для выбора размеров проточной части. На этапе окончательного проектирования размеры многократно уточнялись. Теперь требуются такие рекомендации-формулы, при которых рассчитанные газодинамические характеристики первичного проекта максимально близки к окончательным. Ряд исследований в этом направлении был проведен и обобщен в работе А. Ф. Рекстина [4]. Проблема достоверной оценки газодинамических характеристик ЦК на стадии предварительного проектирования решена.

Статистическая модель КПД

Главные параметры проектирования ступени ЦК Методом универсального моделирования это коэффициент расхода, коэффициент теоретического напора и критерии сжимаемости. Показатель энтропии и условное число Маха (все параметры на номинальном режиме):

$$\Phi = 0785 \frac{\bar{m}}{\rho_{inl}^* D_2^2 u_2}, \quad \psi_T = c_{u2}/u_2, \quad k = c_p/c_v, \quad M_u = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_{inl}^*}} \quad (1)$$

В уравнениях (1) представлены плотность газа на входе, диаметр рабочего колеса, окружная составляющая скорости на выходе из рабочего колеса, газовая постоянная, температура газа на входе. Надстрочной звездочкой отмечены параметры торможения.

Одно из достижений Метода – это разработка статистической модели КПД в виде системы алгебраических уравнений для расчета КПД номинального режима в зависимости от параметров проектирования. Задача была решена еще в работе Е. Ю. Поповой [5]. Оптимальному проектированию были подвержены 2000 ступеней ЦК в практически важном диапазоне параметров проектирования, и рассчитанные КПД были аппроксимированы системой алгебраических уравнений. Современная версия статистической модели КПД [4]:

$$\eta_{расч}^* = 1 - X_1 K_\Phi K_{\psi_T} K_{D_{BT}} K_{M_u} + \Delta\eta_{лд} - \Delta\eta_{ВП} \quad (2)$$

Для каждого из коэффициентов «К» есть собственные уравнения с эмпирическими коэффициентами. На основе статистической модели работают ПК- программы для вариантного расчета одновальных ЦК без охлаждения и

многовальных ЦК с промежуточными охлаждениями. Графически результаты сравнения вариантов одноступенчатых ЦК ТДА и основные параметры выбранного варианта показаны на рисунке 3.

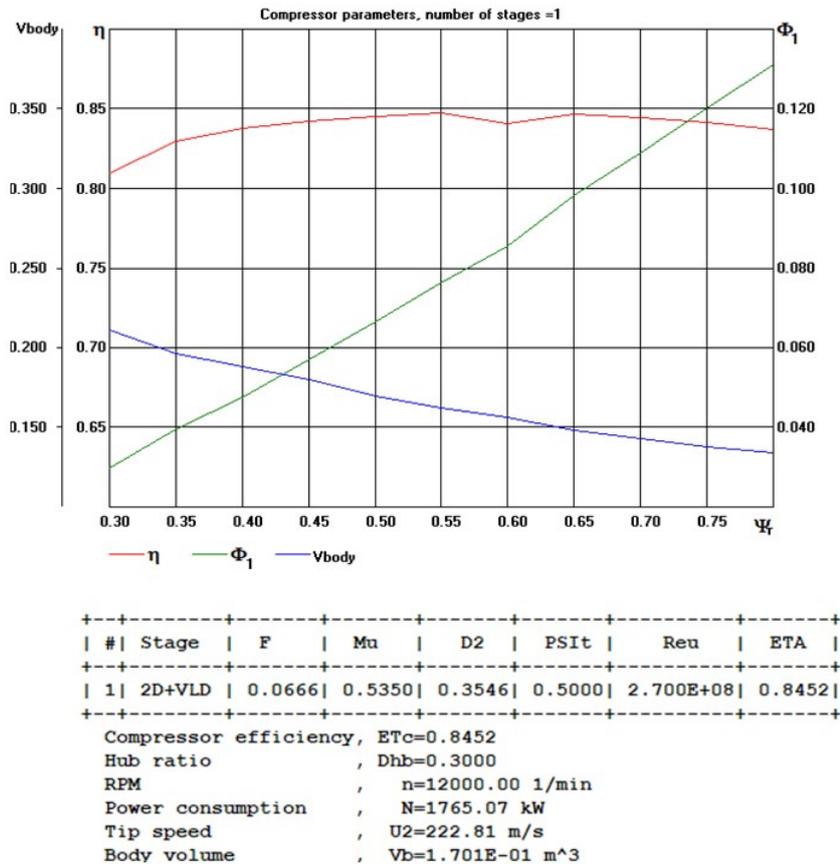


Рисунок 3 - Пример вариантного расчета одноступенчатого компрессора с заданным числом оборотов и параметры выбранного варианта

На рисунке 3 сопоставлены варианты с разной комбинацией параметров проектирования коэффициент напора/коэффициент расхода. Чем больше коэффициент напора при заданном отношении давлений, тем меньше диаметр рабочего колеса и больше коэффициент напора. Для расчета объема, занимаемого проточной частью $V_b = 0.785D_{max}^2 L_{max}$ есть эмпирическая формула.

Дальнейшая задача первичного проектирования – по параметрам проектирования $\Phi_{расч}$, $\psi_{Т расч}$, $M_{ц расч}$ найти максимально близкие к окончательным размеры проточной части.

Размеры проточной части по первичному проектированию

Нужные для расчета газодинамических характеристик размеры показаны в меню ПК-программы Метода и проиллюстрированы на примере осерадального (ОРК) и радиального (РРК) рабочих колес на рисунке 4.

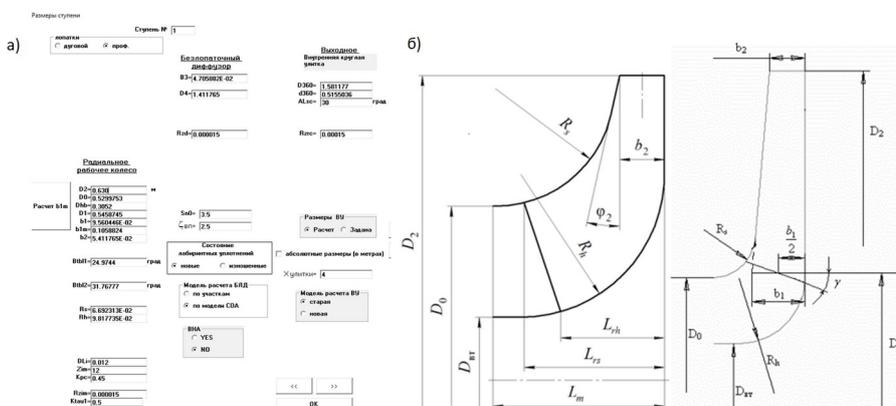


Рисунок 4 - Размеры ступени ЦК для расчета газодинамических характеристик: а) меню ПК-программы; б) расшифровка размеров на примере ОРК и РРК

Автор работы [4] выполнил оптимизированные проекты 124 рабочих колес радиального и осерадиального типа и подобрал к ним соответствующие неподвижные элементы ступени. Проекты и подтверждающие эффективность расчеты выполнены в диапазоне практически важных значений параметров проектирования $\Phi_{расч} = 0,015 - 0,15$, $\psi_{Т расч} = 0,40 - 0,70$. Учтена важная роль главного конструктивного параметра – втулочного отношения. Геометрические размеры оптимизированных проточных частей аппроксимированы алгебраическими зависимостями. Например, для ОРК аппроксимирующие формулы для некоторых размеров выглядят так:

$$\begin{aligned} \bar{b}_2 &= 0,1517 \cdot \Phi_{расч} + 0,0624, \bar{L}_m = 0,6206 \cdot \Phi_{расч} + 0,209, \bar{R}_s = 0,5646 \cdot \Phi_{расч} + 0,0775, \\ \bar{R}_h &= 0,25 + 0,615 (\Phi_{расч} - 0,085), \beta_{л1h}^0 - \beta_{л1s}^0 = 270 \cdot (\Phi_{расч} - 0,08)^{1.58} + 16. \end{aligned} \quad (3)$$

Последняя из формул (3) рассчитывает величину входного угла лопаток по высоте входной кромки. Точность аппроксимации результатов расчетного эксперимента показывает рисунок 5.

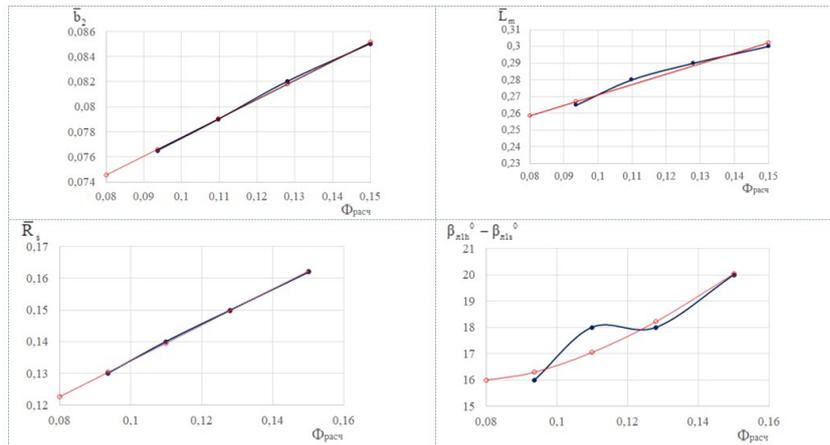


Рисунок 5 - Дискретные значения геометрических параметров ОРК (синий цвет) и аппроксимирующие зависимости (красный цвет)

Набор формул (3) – это пример простейшей аппроксимации, когда размер зависит от одного параметра. Формула (4) – это пример более сложной аппроксимации.

$$\beta_{л2} = a \cdot \psi_{Трасч}^2 + b \cdot \psi_{Трасч} + c, \quad (4)$$

В формуле (4) коэффициенты a , b , c – это алгебраические уравнения с коэффициентом расхода в качестве аргумента.

Корректировка первичного проекта для расчета газодинамических характеристик

Газодинамическое проектирование Методом универсального моделирования обеспечивает заданный ТЗ массовый расход при безударном обтекании лопаток рабочего колеса и неподвижных лопаточных аппаратов, и потребление рабочим колесом заданной ТЗ мощности при максимально возможном КПД. При выполнении газодинамического проекта цель достигается применением соответствующих процедур, включающих расчеты вспомогательными программами. Программа ЗДМ.023 рассчитывает невязкое течение в рабочем колесе в квазитрехмерной постановке методом интегральных уравнений. При этом программа автоматически обеспечивает выполнение постулата Жуковского – Чаплыгина. Пример рассчитанных диаграмм скоростей на рисунке 6.

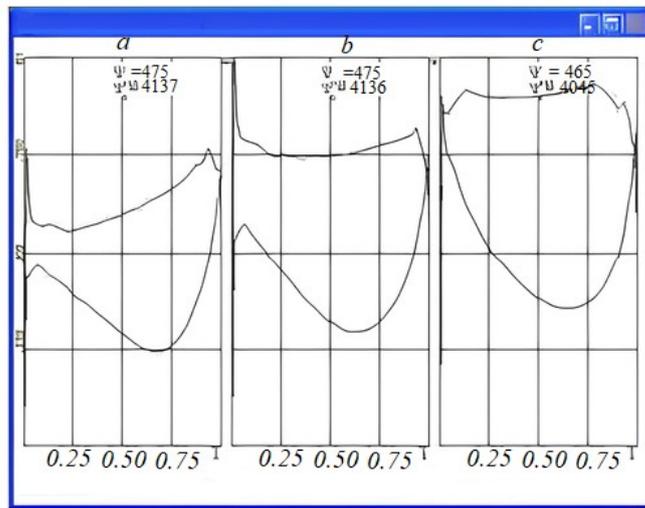


Рисунок 6 - Программа ЗДМ.023. Диаграммы скоростей невязкого потока в высокорасходном ОРК:
 а – втулочная; б – средняя; с – периферийная осесимметричные поверхности тока

Уникальные эксперименты Проблемной лаборатории компрессоростроения [6] с измерением параметров потока в рабочих колесах при испытаниях на модельных стендах показали, что измеренные диаграммы скоростей на режиме безударного обтекания достаточно близки к рассчитанным диаграммам, пример которых показан на рисунке 6. При «доводке» проточной части на стадии первичного проектирования можно обойтись без выполнения окончательного этапа проектирования рабочего колеса с многочисленными и требующими квалификации расчетами по программе ЗДМ.023. Примеры приведены ниже.

Обеспечение условия безударного входа в рабочее колесо. В Методе реализован предложенный Ю. Галеркиным принцип: безударное обтекание имеет место при условии, что направление критической струйки тока совпадает с входным лопаточным углом. На рисунке 7 представлена схема, поясняющая воздействие нагрузки лопатки на поток, приближающийся к входу в рабочее колесо.

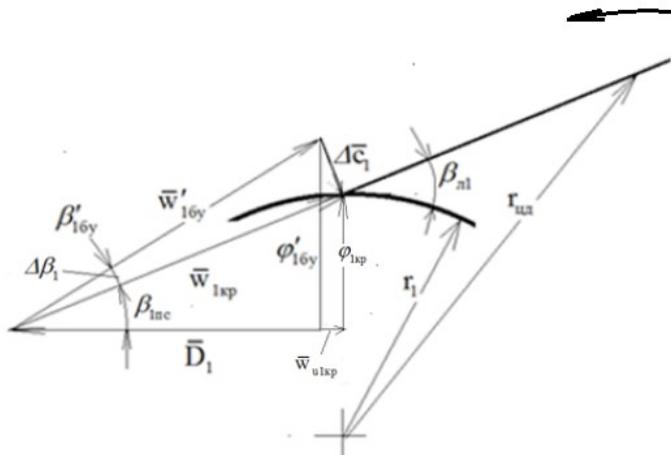


Рисунок 7 - Схема воздействия нагрузки лопаток на критическую струйку тока на входе в рабочее колесо

При вращении рабочего колеса на передней стороне лопатки давление повышенное, на задней – пониженное. Разность давлений – нагрузка лопаток. Треугольники скоростей на рисунке соответствуют условию безударного входа. В обозначении скорости критической струйки тока $\bar{w}'_{16y} = w'_{16y}/u_2$, надстрочный штрих указывает, что поток ускорился из-за уменьшения проходного сечения лопатками конечной толщины. Вблизи входной кромки струйка тока поворачивает на угол $\Delta\beta_1$ и приобретает направление, соответствующее входному углу лопатки. Струйка тока меняет направление в сторону задней поверхности лопатки, где пониженное давление.

Для расчета угла поворота струйки тока $\Delta\beta_1$ по схеме Ю. Галеркина еще в монографии [1] воздействие поля давления на поток было заменено воздействием вихря с циркуляцией скорости на лопатке $\Gamma = 2\pi r_2 \frac{c_{u2}}{z}$. Вихрь создает около входной кромки составляющую скорости $\bar{\Delta c}_{u1}$, которая заставляет повернуть критическую струйку. Эта составляющая скорости пропорциональна циркуляции и обратно пропорциональна расстоянию от вихря до входной кромки:

$$\bar{\Delta}c_{u1} = X_1 \frac{2\pi}{z} \psi_T \frac{\sin \beta_{л1}}{(1 - K_{цд}) (1 - \bar{D}_1)} \quad (5)$$

Здесь X – эмпирический коэффициент, z – число лопаток, $K_{цд}$ – эмпирический коэффициент удаленности вихря от входной кромки (зависит от распределения нагрузки по длине лопатки), $\bar{D}_1 = D_1/D_2$ – относительный диаметр входа.

При окончательном проектировании безударный входной угол определяется из условия отсутствия пика скорости на диаграмме скоростей – как на рисунке 6 на периферийной осесимметричной поверхности тока. При первичном проектировании по аппроксимирующим формулам входной угол лопаток только примерно равен этому углу. При расчете газодинамических характеристик по предварительному проекту нужно, чтобы безударный режим соответствовал заданному ТЗ расходу. Это можно обеспечить корректировкой входного угла лопаток, или эмпирического коэффициента X_1 в формуле (5) в серии последовательных расчетов. Аналогичным образом корректируются входные лопаточные углы лопаточного диффузора и обратно-направляющего аппарата у ступеней, где эти элементы проточной части применяются.

Мощность компрессора. Компрессор ТДА использует в точности оговоренную ТЗ мощность турбины, если рабочее колесо имеет выбранный при вариантном расчете коэффициент теоретического напора $\psi_{Т\text{ расч}} = c_{u2}/u_2$. Пример параметров выбранного варианта для первичного проектирования показан выше на рисунке 3. По эмпирическим формулам первичного проектирования выбираются такие размеры выхода из рабочего колеса, при которых коэффициент расхода φ_2 и угол выхода потока β_2 обеспечивают нужных коэффициент напора: $\psi_{Т\text{ расч}} = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_2$.

Причина отставания угла потока от выходного угла лопаток та же, что и изменение направления критической струйки тока на входе на рисунке 7. В соответствии с постулатом Жуковского – Чаплыгина критическая струйка тока покидает рабочее колесо в направлении выходного угла лопаток, но угол выхода струек тока в середине межлопаточных каналов меньше. Угол отставания $\Delta\beta_2 = \beta_{л2} - \beta_2$ рассчитывается по аналогии с углом $\Delta\beta_1$ на рисунке 7. Формула (6), по сути аналогичная формуле (5), но имеет другой эмпирический коэффициент:

$$\bar{\Delta}c_{u2} = X_2 \frac{2\pi}{z} \psi_T \frac{\sin \beta_{л1}}{K_{цд} (1 - \bar{D}_1)} \quad (6)$$

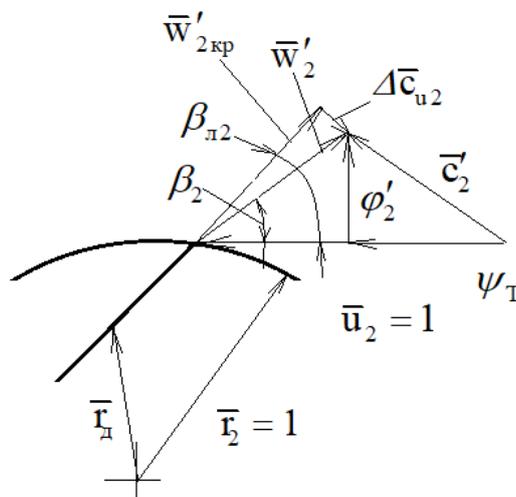


Рисунок 8 - Выходной треугольник скоростей для расчета коэффициента теоретического напора

Формула коэффициента теоретического напора (7) формально пригодна для любого режима, но в Методе она применяется для проектного режима с безударным входом. Значения эмпирических коэффициентов $K_{цд}$ и X_2 известны только для этих режимов:

$$\psi_{Т\text{ расч}} = 1 - \varphi_2' \operatorname{ctg} \beta_{л2} - X_2 \frac{2\pi}{z} \psi_{Т\text{ расч}} \frac{\sin \beta_{л1} \sin \beta_{л2}}{K_{цд} (1 - \bar{D}_1)} \quad (7)$$

В формуле (7) две неизвестных взаимозависимых величины: $\psi_{Т\text{ расч}}$ и φ_2' . Это демонстрирует необходимость итерационных процессов при решении «прямой» задачи газовой динамики – в данном случае расчета газодинамических характеристик центробежного компрессора. В алгоритме ПК-программ Метода итерационных процессов десятки.

При окончательном проектировании коэффициент теоретического напора рассчитывает программа ЗДМ.023 на основании диаграмм скоростей. Программа рассчитывает коэффициент напора при невязком течении $\psi_{Тид}$. Есть

надежное эмпирическое соотношение с реальным коэффициентом напора $\psi_{T \text{ расч}} = K_{\mu} \psi_{T \text{ ид}}$. Здесь $K_{\mu} < 1$ – эмпирический коэффициент. Серией расчетов по ЗДМ.023 подбирается выходной угол лопаток рабочего колеса в окончательном проекте. По предварительному проекту выходной угол немного отличается от окончательно рассчитанного. Чтобы получить близкие к действительным газодинамические характеристики при предварительном расчете, корректируется эмпирический коэффициент X_2 в уравнении (7).

Оптимизация основных размеров. Опыт проектной работы показывает, что основные размеры проточной части эмпирические формулы первичного проектирования рассчитывают близко к оптимальным. Информация о параметрах потока на номинальном режиме при окончательном проектировании тщательно анализируется, на основании чего могут вноситься небольшие корректировки. При расчете на стадии предварительного проекта такие незначительные корректировки не нужны. Исключение составляет предварительный выбор ширины безлопаточного диффузора. По предварительному проекту в [4] ширина выбирается из условия: течение в безлопаточном диффузоре должно оставаться безотрывным вплоть до границы помпажа. Формулы для расчета выведены при не вполне обоснованных упрощающих допущениях. В результате иногда диффузор получается неоправданно узким. Это снижает КПД на расчетном режиме, и ширина корректируется. Описанное иллюстрирует рисунок 9.

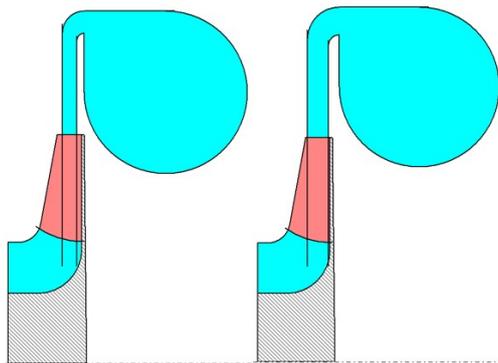


Рисунок 9 - Форма проточной части сразу после первичного проектирования (слева) и после корректировки ширины диффузора (справа)

При корректировке ширины контролируется угол потока в безлопаточном диффузоре на расчетном режиме с учетом информации об эффективных реализованных проектах.

Моделирование напорной характеристики. После уточнения необходимых размеров программа расчета газодинамических характеристик может надежно рассчитать КПД, отношение давлений и мощность на номинальном (проектном, расчетном) режиме. Для расчета характеристик в диапазоне расходов нужна модель напорной характеристики в форме $\psi_T = f(\varphi_2)$. Задачу облегчает многократно экспериментально подтвержденный факт линейной зависимости коэффициента теоретического напора от коэффициента расхода. В современной версии Метода линейная зависимость строится на основании схемы напорной характеристики, показанной на рисунке 10.

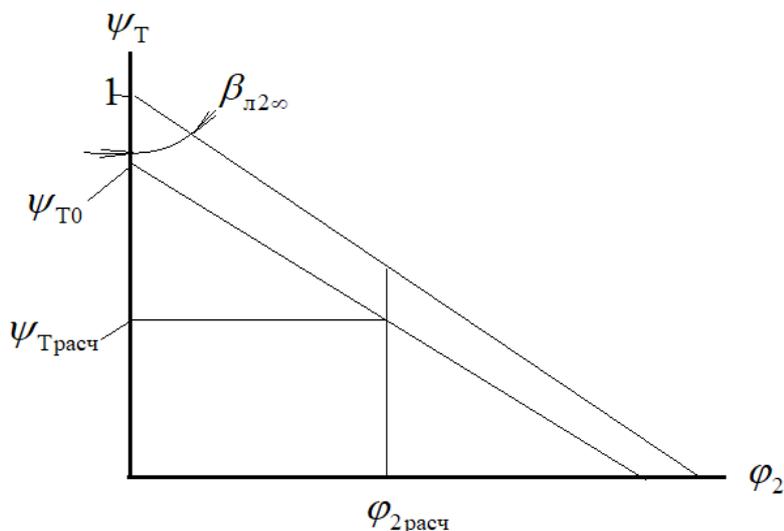


Рисунок 10 - Схема линейной напорной характеристики

Для наглядности на рисунке 10 показана напорная характеристика того же рабочего колеса при условии бесконечного количества бесконечно тонких лопаток. В этом случае нагрузка на лопатки бесконечно мала, отставания

потока нет, и напорная характеристика $\psi_{T\infty} = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{л2}$ линейная. Она наклонена по отношению к си ординат под углом, равным выходному углу лопаток $\beta_{л2}$. При нулевом расходе коэффициент напора при бесконечном числе лопаток $\psi_{T\infty} = 1$.

Линейная напорная характеристика реального рабочего колеса проходит ниже. При нулевом расходе коэффициент напора меньше единицы $\psi_{T0} < 1$. Линейная напорная характеристика проходит через точки $\psi_T = \psi_{T \text{ расч}}$, $\varphi_2 = \varphi_{2 \text{ расч}}$ и $\psi_T = \psi_{T0}$, $\varphi_2 = 0$. На стадии окончательного проектирования используется некоторая процедура определения напорной характеристики на основе расчетов по программе ЗДМ.023. На стадии первичного проектирования используется простое эмпирическое соотношение, обеспечивающее приемлемые результаты:

$$\psi_{T0} = 1 - X/\psi_{T \text{ расч}}. \quad (8)$$

Демонстрация результатов первичного проектирования. Изложенные выше результаты развития способа первичного проектирования имели целью сделать возможным достаточно надежный расчет газодинамических характеристик еще не спроектированного компрессора на всех возможных режимах эксплуатации, которые оговорены ТЗ и могут потребоваться в будущем. На рисунке 11 показаны характеристики компрессора ТДА АДКГ-8-40/11-УХЛ4 на 15 режимах, оговоренных ТЗ.

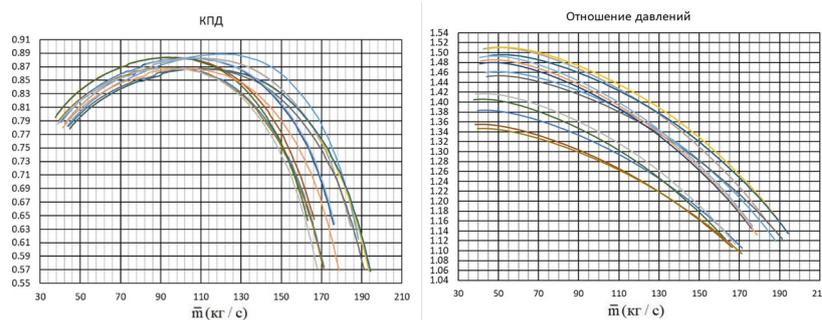


Рисунок 11 - Характеристики КПД и отношения давлений компрессора ТДА АДКГ-8-40/11-УХЛ4 при работе на 15 режимах, оговоренных ТЗ

Характеристики пересчитаны по результатам заводских испытаний компрессора ТДА и подтверждают характеристики по первичному проектированию с превышением КПД. Такое получилось у всех компрессоров ТДА, спроектированных Методом универсального моделирования, разработанных и построенных ООО «Турбохолд».

Заключение

В текущем столетии ООО «Турбохолд», в сотрудничестве с учеными – компрессорщиками Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, разработал и построил 210 ТДА и общей мощностью 760 000 кВт с центробежными компрессорами по 34 проектам. За это время ООО «Турбохолд» освоил новые конструктивные схемы ТДА, ТДА переведены на отечественные магнитные подшипники ротора, осерадиальные и традиционные радиальные рабочие колеса изготавливаются на станках с ЧПУ. Ученые-политехники также совершенствуют свои методы проектирования и расчета. Новые возможности метода первичного проектирования достаточно точно рассчитать характеристики еще не спроектированного компрессора на номинальном и дополнительном режимах создали конкурентные преимущества для турбодетандерных агрегатов ООО «Турбохолд» и обеспечили перспективу дальнейшего сотрудничества.

Финансирование

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 24-29-00282, <https://rscf.ru/project/24-29-00282/>.

Конфликт интересов

Не указан.

Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

Funding

The research was carried out at the expense of a grant from the Russian Science Foundation No. 24-29-00282, <https://rscf.ru/project/24-29-00282/>.

Conflict of Interest

None declared.

Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

Список литературы / References

1. Селезнев К. П. Центробежные компрессоры / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин. — Ленинград : Машиностроение, 1982. — 271 с.

2. Васильев Ю. С. Высокоэффективные центробежные компрессоры нового поколения. Научные основы расчета, разработка методов оптимального проектирования и освоение производства / Ю. С. Васильев, П. И. Родионов, М. И. Соколовский // Промышленность России. — 2000. — № 10-11. — С. 78–85.
3. Васильев Ю. С. Труды политехнической научной школы турбокомпрессоростроения 21 века / Ю. С. Васильев, Ю. К. Петреня, К. В. Солдатова [и др.]. — Санкт-Петербург : ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023. — 384 с.
4. Рекстин А. Ф. Научные основы и реализация метода первичного проектирования проточной части центробежных компрессоров : дис. ...д-ра : 05.04.06 : защищена 2021-12-28 : утв. 2022-07-07 / А. Ф. Рекстин. — Санкт-Петербург, 2022. — 342 с.
5. Попова Е. Ю. Оптимизация основных параметров ступеней турбомашин на основе математического моделирования : дис. ...канд. : 05.04.06 : защищена 1991-02-27 : утв. 1991-02-27 / Е. Ю. Попова. — Санкт-Петербург, 1991. — 234 с.
6. Галеркин Ю. Б. Труды научной школы компрессоростроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого / Ю. Б. Галеркин. — Санкт-Петербург : ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2021. — 332 с.
7. Рекстин А. Ф. Особенности моделирования газодинамических характеристик центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов / А. Ф. Рекстин, В. Б. Семеновский, Ю. Б. Галеркин [и др.] // Компрессорная техника и пневматика. — 2018. — № 1. — С. 13–20.
8. Дроздов А. А. Анализ диаграмм скоростей рабочих колес центробежных компрессорных ступеней после первичного проектирования / А. А. Дроздов, А. Ф. Рекстин // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные инженерные науки. — 2019. — № 25. — С. 79–91. DOI: 10.18721/JEST.25108
9. Рекстин А. Ф. Верификация упрощенной математической модели центробежных компрессорных ступеней / А. Ф. Рекстин, К. В. Солдатова, Ю. Б. Галеркин // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. — 2018. — № 9(702). — С. 44–56. DOI: 10.18698/0536-1044-2018-9-44-56

Список литературы на английском языке / References in English

1. Seleznev K. P. Centrobezhnye kompressory [Centrifugal compressors] / K. P. Seleznev, Yu. B. Galerkin. — Leningrad : Mashinostroenie, 1982. — 271 p. [in Russian]
2. Vasil'ev Ju. S. Vysokoeffektivnye tsentrobezhnye kompressory novogo pokolenija. Nauchnye osnovy rascheta, razrabotka metodov optimal'nogo proektirovanija i osvoenie proizvodstva [Highly efficient centrifugal compressors of the new generation. Scientific principles of calculation, development of optimal design methods and development of production] / Ju. S. Vasil'ev, P. I. Rodionov, M. I. Sokolovskij // Promyshlennost' Rossii [Industry of Russia]. — 2000. — № 10-11. — P. 78–85. [in Russian]
3. Vasiliev Yu. S. Trudy politehnicheskoy nauchnoj shkoly turbokompressorostroenija 21 veka [Proceedings of the Polytechnic scientific School of turbocharging of the 21st century] / Yu. S. Vasiliev, Yu. K. Petrenya, K. V. Soldatova [et al.]. — St. Petersburg : POLYTECH PRESS, 2023. — 384 p. [in Russian]
4. Rekstin A. F. Nauchnye osnovy i realizatsija metoda pervichnogo proektirovanija protochnoj chasti tsentrobezhnyh kompressorov [Scientific foundations and implementation of the method of primary design of the flow path of centrifugal compressors] : dis...of PhD in Engineering : 05.04.06 : defense of the thesis 2021-12-28 : approved 2022-07-07 / A. F. Rekstin. — St. Petersburg, 2022. — 342 p. [in Russian]
5. Popova E. Ju. Optimizatsija osnovnyh parametrov stupenej turbomashin na osnove matematicheskogo modelirovanija [Optimization of the main parameters of turbomachinery stages based on mathematical modeling] : dis...of PhD in Engineering : 05.04.06 : defense of the thesis 1991-02-27 : approved 1991-02-27 / E. Ju. Popova. — St. Petersburg, 1991. — 234 p. [in Russian]
6. Galerkin Ju. B. Trudy nauchnoj shkoly kompressorostroenija Sankt-Peterburgskogo politehnicheskogo universiteta Petra Velikogo [Proceedings of the scientific school of compressor engineering of Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University] / Ju. B. Galerkin. — St. Petersburg : POLITEH-PRESS, 2021. — 332 p. [in Russian]
7. Rekstin A.F. Osobennosti modelirovanija gazodinamicheskikh harakteristik tsentrobezhnyh kompressorov turbodetandernyh agregatov [The Simulation Features of Gas-Dynamic Characteristics of Centrifugal Compressors in Turbo-Expander Packaged Units] / A. F. Rekstin, V. B. Semenovskij, Ju. B. Galerkin [et al.] // Kompessornaja tehnika i pnevmatika [Compressors & Pneumatics]. — 2018. — № 1. — P. 13–20. [in Russian]
8. Drozdov A. A. Analiz diagramm skorostej rabochih koles tsentrobezhnyh kompressornyh stupenej posle pervichnogo proektirovanija [Analysis of the velocity diagrams of the impellers of centrifugal compressor stages after the initial design] / A. A. Drozdov, A. F. Rekstin // Nauchno-tehnicheskie vedomosti SPbPU. Estestvennye inzhenernye nauki [St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology]. — 2019. — № 25. — P. 79–91. DOI: 10.18721/JEST.25108 [in Russian]
9. Rekstin A. F. Verifikatsija uproschennoj matematicheskoy modeli tsentrobezhnyh kompressornyh stupenej [The Verification of a Simplified Mathematical Model of the Centrifugal Compressor Stages] / A. F. Rekstin, K. V. Soldatova, Ju. B. Galerkin // Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroenie [BMSTU Journal of Mechanical Engineering]. — 2018. — № 9(702). — P. 44–56. DOI: 10.18698/0536-1044-2018-9-44-56 [in Russian]