

**Галеркин Юрий Борисович**

д-р техн. наук, профессор

**Семеновский Василий Борисович**

канд. техн. наук, доцент

**Садовский Николай Иванович**

канд. техн. наук, доцент

**Маренина Любовь Николаевна**

канд. техн. наук, доцент

**Дроздов Александр Александрович**

д-р техн. наук, профессор

**Яблоков Алексей Михайлович**

старший преподаватель

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический

университет Петра Великого»

г. Санкт-Петербург

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРНОГО РАБОЧЕГО КОЛЕСА**

**Аннотация:** в статье анализируется вопрос напорных характеристик рабочих колес центробежных компрессоров семейства 20CE ( $Mu=0,47-0,87$ ) с безлопаточными диффузорами методом универсального моделирования. На основе испытаний установлена линейная зависимость коэффициента теоретического напора от расхода в пределах инженерной точности. Цель работы – создание максимально простой мат. модели напорной характеристики для применения на стадии первичного проектирования. Введен эмпирический коэффициент, величина которого связана с коэффициентом напора на расчетном режиме.

**Ключевые слова:** центробежный компрессор, рабочее колесо, коэффициент напора, коэффициент расхода, напорная характеристика.

Центробежный компрессор не всегда работает на расчетном режиме. При изменении параметров сети изменяется давление нагнетания, что ведет к изменению расхода газа. Зависимость изменения давления нагнетания от массового расхода является важной для оценки его взаимодействия с сетью.

Использование алгебраических уравнений термодинамики и газовой динамики в простой одномерной постановке решает задачу расчета газодинамических характеристик компрессора, если имеется способ расчета передаваемой рабочими колесами газу механической мощности (математическая модель напора), и то ее количестве, которое расходуется на преодоление сопротивления движения в самой проточной части компрессора (математическая модель КПД). При решении задачи в безразмерной постановке требуется расчет характеристик коэффициента теоретического напора  $\psi_T = c_{u2} / u_2$  и коэффициента полезного действия  $\eta$ , т. е. потерянного напора  $h_r$ .

Метод универсального моделирования – комплекс инженерных ПК-программ решения задач газодинамического проектирования промышленных центробежных компрессоров [1; 2; 9] – обеспечивает расчет газодинамических характеристик ЦК на основе математических моделей КПД и коэффициента теоретического напора. На ряду с математическими моделями для расчета центробежных компрессоров применяются CFD-расчеты [8].

Традиционно коэффициент теоретического напора на расчетном режиме определяется по соотношению  $\psi_T = 1 - \phi'_2 \text{ctg} \beta_{л2} - \Delta \bar{c}_{u2}$ . Последний член уравнения отражает величину отставания потока от направления лопаток. Для определения  $\Delta \bar{c}_{u2 \text{ расч}}$  в самом начале применения центробежных компрессоров и позже предложено много полуэмпирических формул зарубежных и российских исследователей [1; 2; 7]. Что касается всей характеристики теоретического напора, то еще в одной из первых отечественных монографий по центробежным компрессорам [7] указано, что внутренний напор ЦК меняется линейно в зависимости от



с  $\beta_{л2} < 90^0$  (слева), выходной треугольник скоростей реального рабочего колеса с  $\beta_{л2} < 90^0$  (справа) [4]

При такой форме выходного треугольника скоростей характеристика внутреннего напора представляется так:  $\psi_T = \psi_{T0} - \phi'_2 \text{ctg} \beta_T$ . Характеристика – прямая линия, определяемая двумя из перечисленных параметров: угол наклона характеристики  $\beta_T$ , коэффициент теоретического напора при нулевом расходе  $\psi_{T0}$ , максимальный коэффициент расхода  $\phi'_{2\max} = \psi_{T0} \text{tg} \beta_T$  (только при  $\beta_T < 90^0$ ), и коэффициент напора  $\psi_{T\text{расч}}$  при  $\phi'_{2\text{расч}}$ .

*Методика численного исследования предлагаемый способ моделирования коэффициента напора при нулевом расходе.* По рекомендации автора [7] у отечественных инженеров была популярна известная формула А. Стодолы – коэффициент напора равен

$$\psi_{T\text{расч}} = 1 - \phi'_{2\text{расч}} \text{ctg} \beta_{л2} - \frac{\pi}{Z} \sin \beta_{л2} \quad \text{Член} \quad 1 - \phi'_{2\text{расч}} \text{ctg} \beta_{л2} =$$

$\psi_{T\infty}$  – коэффициент напора рабочего колеса с бесконечным числом лопаток.

$$\text{Член} \quad \frac{\pi}{Z} \sin \beta_{л2} = \Delta \bar{w}_{u2OB} \quad \text{– безразмерная составляющая относительного вихря}$$

$\Delta \bar{w}_{u2OB}$ , рассчитанная А. Стодолой для идеального рабочего колеса [5]. Для учета реального характера движения газа авторы ввели эмпирический коэффициент, зависимость которого от других параметров рабочего колеса предстоит выяснить анализом измеренных напорных характеристик:

$$\psi_{T0} = 1 - X_{T0} \frac{\pi}{Z} \sin \beta_{л2} \quad (3)$$

*Методика численного исследования. объекты анализа напорных характеристик.* Анализируются напорные характеристики РК модельных ступеней семейства 20СЕ, спроектированных в середине 1990-е – начале 2000 гг. на кафедре ком-

прессорной, вакуумной и холодильной техники СПбПУ [1]. Ступени с непространственными рабочими колесами, осевым входом, безлопаточными (БЛД) и лопаточными (ЛД) диффузорами, обратно-направляющими аппаратами. Испыта-

ния проводились в диапазоне чисел Маха  $M_u = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_0}} = 0.47 - 0.87$ . Испытаны варианты ступеней с безлопаточными и лопаточными диффузорами разных размеров и разными ОНА. Большинство измеренных характеристик  $\psi_i = f(\Phi)$  – практически линейные. Для построения математической модели их удобно аппроксимировать линейными зависимостями  $\psi_T = f(\varphi'_2)$ .

При изменении формы кромки напорная характеристика не меняет наклон, хотя при заострении со стороны задней поверхности фактический угол выхода лопаток увеличивается (что и приводит к увеличению напора). При симметричной кромке чуть больше напор и КПД, чем у тупой. Разница в пределах точности измерений. Имеет место сильное влияние заострения выходной кромки со стороны задней поверхности. В этом случае в самом конце лопатки происходит увеличение их выходного угла. При  $\Phi_{расч} = 0,048$  коэффициент теоретического напора увеличивается на 6,3%. При этом заметного снижения КПД нет.

*Результаты.* Математическая модель напорной характеристики. Математическая модель – алгебраические уравнения для расчета  $\psi_T = f(\varphi'_2)$ , которые аппроксимируют экспериментальные данные. При проектировании ЦК Методом универсального моделирования на основании вариантного расчета проектировщик выбирает значения двух главных параметров проектирования ступени центробежного компрессора  $\Phi_{расч}$  и  $\psi_{T\ расч}$ . По алгоритму из работы [6] предварительно рассчитываются основные размеры проточной части, достаточные для расчета характеристик ЦК по математическим моделям КПД и напора. В расчетной точке  $\psi_{T\ расч}$  – заданная величина, что позволяет рассчитать коэффициент

расхода  $\varphi'_{2\text{расч}}$ . То есть одна точка на линейной напорной характеристик определена. Для моделирования  $\psi_T = f(\varphi'_2)$  требуется определение еще одной точки. Для создания математической модели нужны формулы для расчета либо угла наклона характеристики  $\beta_T$ , либо коэффициента теоретического напора при нулевом расходе  $\psi_{T0}$ , либо максимального коэффициент расхода  $\varphi'_{2\text{max}} = \psi_{T0} \text{tg} \beta_T$ , но только при  $\beta_T < 900$ , поэтому последний параметр менее интересен.

Для построения модели использованы характеристики модельных ступеней семейства 20СЕ с безлопаточными диффузорами, симметричными или тупыми выходными кромками, испытанными при проектных числах  $M$ .

Можно предположить, что наиболее важным, определяющим параметром для напорной характеристики является коэффициент теоретического напора на расчетном режиме  $\psi_{T\text{расч}}$ . От него зависят выходные углы лопаток, их количество, с оглядкой на  $\psi_{T\text{расч}}$  выбираются газодинамические параметры для расчета размеров проточной части.

На рисунке 2 приведены зависимости, которые можно было бы аппроксимировать алгебраической формулой математической модели. Точки на графиках соответствуют модельным ступеням с разными коэффициентами напора на расчетном режиме. На рисунке 2 имеется явно выпадает точка ступени 028.

Зависимость  $\frac{\beta_T}{\beta_{л2}} = f(\psi_{T\text{расч}})$  показывает взаимосвязь соотношения углов от расчетного коэффициента напора, но на ней выпадают уже три точки. Закономерности отличия от монотонной зависимости в этом случая не выявлены.

Если исключить выпадающую точку с нетипичными параметрами проектирования, аппроксимация зависимости  $X_{\psi_{T0}} = f(\psi_{T\text{расч}})$  выглядит, как представлено на рис. 3.

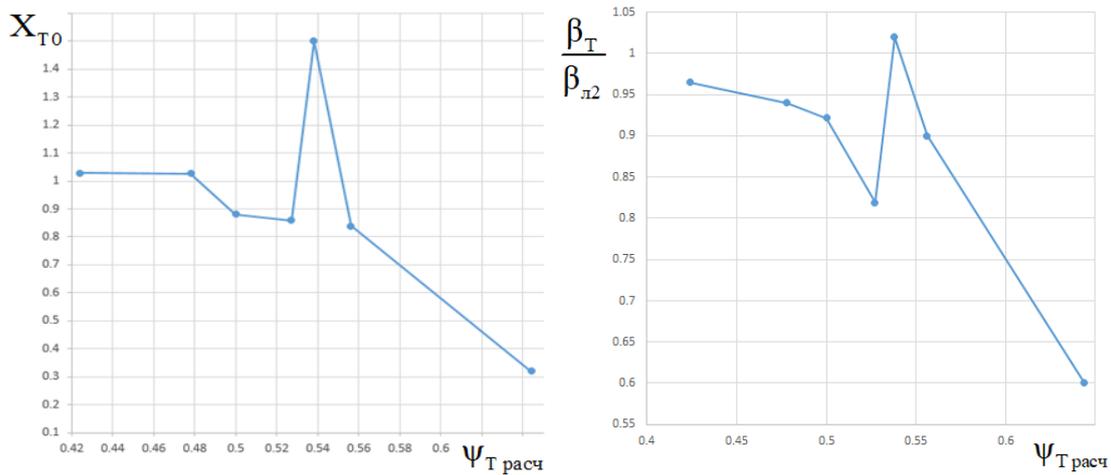


Рис. 2. Зависимость эмпирического коэффициента для расчета коэффициента напора при нулевом расходе от коэффициента напора на расчетном режиме (слева), и отношения угла наклона напорной характеристики к выходному углу лопаток (справа)

Приближенная аппроксимация эмпирического коэффициента  $X_{\Psi_{Г0}}$  практически не повлияла на точность моделирования напорной характеристики ступеней. Ее напорная характеристика практически линейная. При расчете по аппроксимации практически точно моделируется часть характеристики от расчетного режима в сторону границы помпажа. Для промышленного компрессора это наиболее важная часть характеристики.

#### *Заключение.*

Анализ напорных характеристик по более 120 испытаниям модельных ступеней с широким диапазоном параметров проектирования показал линейную зависимость коэффициента теоретического напора от коэффициента расхода в большинстве случаев. Отклонение от линейности у некоторых вариантов не выходит за пределы допустимой погрешности для инженерных расчетов.

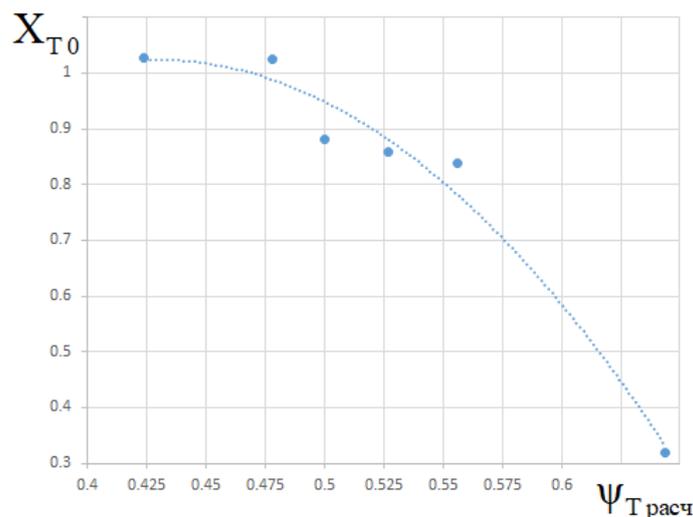


Рис. 3. Аппроксимация зависимости эмпирического коэффициента для расчета коэффициента напора при нулевом расходе от коэффициента напора на расчетном режиме

В основание предложенной математической модели напорной характеристики положена физически обоснованная модель: отрицательная закрутка потока относительного вихря, зависящая от выходного угла и количества лопаток рабочего колеса, определяет величину коэффициента напора идеального рабочего колеса при нулевом расходе. Эмпирический коэффициент для расчета коэффициента напора реального рабочего колеса при нулевом расходе оказался однозначно связанным с параметром проектирования – коэффициентом теоретического напора на расчетном режиме. Это решает задачу создания достаточно простой математической модели для напорной характеристики на стадии первичного проектирования центробежного компрессора.

### ***Список литературы***

1. Васильев Ю.С. Труды политехнической научной школы турбокомпрессоростроения 21 века. К 90-летию Ю.Б. Галеркина / Ю.С. Васильев. – СПб.: Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2023. EDN IPZPYO

2. Галеркин Ю.Б. Осевые и центробежные компрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части / Ю.Б. Галеркин // Химическая техника. – 2023. – URL: <https://chemtech.ru/osevye-i-centrobezhnye-kompressory-kniga-dostupna-dlja-skachivaniya/> (дата обращения: 12.02.2026).

3. Альтернативный способ расчета характеристики коэффициента теоретического напора центробежного компрессорного колеса / Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // Компрессорная техника и пневматика. – 2016. – №6. – С. 11–19. EDN XAFNMV

4. Карпов А.Н. Методика моделирования напорной характеристики центробежного компрессорного колеса по результатам испытаний модельных ступеней: дис. ... канд. техн. наук / А.Н. Карпов. – СПб.: СПбГПУ, 2011. – 137 с. EDN QFSITD

5. Подобуев Ю.С. Теория и расчет осевых и центробежных компрессоров / Ю.С. Подобуев, К.П. Селезнев. – М.: Машгиз, 1957. – 390 с.

6. Рекстин А.Ф. Научные основы и реализация метода первичного проектирования проточной части центробежных компрессоров: дис. ... д-ра техн. наук / А.Ф. Рекстин. – СПб.: СПбПУ, 2021. – 342 с. EDN ANEYLG

7. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины / В.Ф. Рис. – М.; Машиностроение, 1964. – 335 с.

8. Штаничев Р.А. Верификации результатов численного моделирования малорасходной ступени центробежного компрессора с экспериментальными данными с помощью программных комплексов Numeca FineTurbo и Ansys CFX / Р.А. Штаничев, А.М. Яблоков, Н.И. Садовский // Вестник Международной академии холода. – 2021. – №3. – С. 32–38. DOI 10.17586/1606-4313-2021-20-3-32-38. EDN QHDJZJ

9. Математическая модель метода универсального моделирования девятой версии для расчета и проектирования центробежных компрессоров: идентификация и верификация по экспериментальным данным / Ю.Б. Галеркин, А.А. Дроздов, А.Ф. Рекстин [и др.] // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2022.