

УДК621.515

АППРОКСИМАЦИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

*В.П. Герасименко*¹, *д-р техн. наук*, *Ю.А. Анимов*², *канд. техн. наук*, *Т.М. Нурмухаметов*³¹ *Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»*,² *Казённое предприятие «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению»*,³ *УМГ «Черкасытрансгаз»*

Предложены аппроксимационные характеристики центробежных компрессоров в диапазоне чисел Маха до $M_{U_2} = 1,3$.

* * *

Запропоновано апроксимаційні характеристики відцентрових компресорів у діапазоні чисел Маха до $M_{U_2} = 1,3$.

* * *

Approximation characteristics of centrifugal compressors to Mach $M_{U_2} = 1,3$ are proposed.

Обладая рядом преимуществ по сравнению с осевыми компрессорами, всё более широкое применение находят центробежные компрессоры (ЦБК) в авиационных силовых установках, газотурбинном наддуве двигателей внутреннего сгорания (ДВС), газоперекачивающих агрегатах (ГПА), наземной энергетике, химической промышленности. Это, прежде всего, связано с более высокими их энергетическими возможностями при малых производительностях, конструктивной простотой и технологичностью, лучшими прочностными характеристиками лопаток, более широкими диапазонами устойчивой работы и др.

Существует большое разнообразие ЦБК, отличающихся формой лопаток рабочих колёс (РК) и количеством их ярусов [1], наличием и типом лопаточного диффузора, другими геометрическими параметрами. В зависимости от назначения компрессора используют тот или иной тип ЦБК. Однако по мере развития каждой из областей применения происходит совершенствование в разработке ЦБК с постепенным стиранием границ между указанными типами. Таким образом, ЦБК можно рассматривать как общий класс компрессоров. Такая общность подхода к ЦБК наблюдается как на этапах их созда-

ния [2,3], так и при обобщении их эксплуатационных характеристик [4].

Наличие обобщённых внешних характеристик ЦБК имеет важное значение на стадиях проектирования, доводки и эксплуатации машин [5]. Особое место занимают вопросы оптимизации ЦБК в гидравлических системах с учётом их согласования с газотурбинными приводами [6]. Для таких задач достаточно удобным является получение характеристик ЦБК в виде аппроксимационных зависимостей.

Целью данного исследования является разработка аппроксимационных характеристик ЦБК в широком диапазоне эксплуатационных режимов.

Согласно уравнению Эйлера для турбомашин теоретический напор ЦБК с бесконечным числом лопаток в РК может быть представлен выражением:

$$H_{T\infty} = U_2^2 \left[1 - \frac{Q}{2\pi r_2 b_2 U_2} \left(\operatorname{ctg} \beta_{2л} + \frac{b_2}{b_1} \operatorname{ctg} \alpha_1 \right) \right], \quad (1)$$

где Q – объёмный расход (производительность ЦБК); U_2 – окружная скорость на наружном радиусе r_2 колеса; b_1 и b_2 – высота лопатки на входе и выходе соответственно; α_1 – угол входа потока в абсолютном движении; $\beta_{2л}$ – угол направления выходной кромки лопаток РК.

Переходя к коэффициентам напора $\bar{H}_{T\infty} = H_{T\infty}/U_2^2$ и расхода $\bar{Q} = Q/2\pi r_2 b_2 U_2$, выражение (1) можно преобразовать к виду

$$\bar{H}_{T\infty} = 1 - \bar{Q} \left(\text{ctg}\beta_{2л} + \frac{b_2}{b_1} \text{ctg}\alpha_1 \right). \quad (2)$$

Это уравнение представляет собой зависимость $\bar{H}_{T\infty} = f(\bar{Q})$ - параметрическое семейство прямых линий с разными значениями углов α_1 и $\beta_{2л}$ в качестве параметров. При конечном числе лопаток данная зависимость записывают как

$$\bar{H}_T = \mu - \bar{Q} \left(\mu \text{ctg}\beta_{2л} + \frac{b_2}{b_1} \text{ctg}\alpha_1 \right), \quad (3)$$

где $\mu = C_{2U}/C_{2U\infty}$ - коэффициент учёта конечного числа лопаток (коэффициент мощности), характеризующий отставание потока по углу выхода из колеса. Согласно опубликованным исследованиям [1,7] коэффициент μ зависит главным образом от числа лопаток z в РК, относительного диаметра входа в колесо $\bar{D}_1 = D_1/D_2$, угла $\beta_{2л}$, закона изменения высоты лопатки от входа к выходу из колеса и расхода \bar{Q} . Причём анализ этих данных показывает, что при малых значениях $\bar{D}_1 < 0,5$ величина μ не зависит от \bar{D}_1 и возрастает с увеличением z . При значениях $\bar{D}_1 > 0,8$ коэффициент $\mu \rightarrow 0$ с ростом \bar{D}_1 до 1,0.

Параметр расхода \bar{Q} оказывает влияние на коэффициент μ согласно формуле

$$\mu = \frac{1 - \bar{Q} \text{ctg}\beta_{2л}}{1 - \bar{Q} \text{ctg}\beta_{2л}}. \quad (4)$$

При малых расходах ($\bar{Q} < 0,2$) коэффициент μ мало зависит от \bar{Q} , тогда как с увеличением $\bar{Q} > 0,2$ коэффициент μ уменьшается. Такое уменьшение μ с увеличением расхода объясняется сокращением времени пребывания частиц газа в колесе, в котором им сообщается закрутка. Эта закрутка уменьшается с сокращением указанного времени пребывания

вследствие проявления инерционных свойств газа, что в конечном итоге приводит к увеличению углов отставания потока на выходе из РК.

Увеличение угла выходной кромки лопаток РК- $\beta_{2л}$ (уменьшение реактивности) приводит к снижению коэффициента μ . Однако в диапазоне углов $\beta_{2л} = 75^\circ \dots 125^\circ$ это влияние минимально.

Входной угол лопатки в диапазоне $\beta_{1л} = 20^\circ \dots 30^\circ$ при достаточных густотах решеток колеса практически не влияет на выходные условия из колеса, а следовательно, и на угол отставания потока δ и на коэффициент μ .

Представленный анализ зависимости коэффициента μ в выражении (3) от геометрических и аэродинамических параметров свидетельствует о незначительном его изменении в рабочем диапазоне напорной характеристики при обычно принимаемых в ЦБК значениях \bar{D}_1 . Следовательно, зависимость $\bar{H}_T = f(\bar{Q})$ носит линейный характер, а при осевом входе потока в рабочее колесо ($\alpha_1 = 90^\circ$) приобретает вид

$$\bar{H}_T = \mu(1 - \bar{Q} \text{ctg}\beta_{2л}). \quad (5)$$

Исключения составляют сравнительно большие расходы, где напорная теоретическая характеристика искривляется в сторону уменьшения напора из-за снижения коэффициента μ .

Линейный характер зависимости $\bar{H}_T = f(\bar{Q})$ подтверждается статистическими обобщениями характеристик более 100 ЦБК с углами выхода потока $\beta_{2л} = 21 \dots 90^\circ$ и КПД $\eta_{\max} = 0,74 \dots 0,86$ [4]. В частности, предложено выражение для обобщения в виде

$$K_1 = \bar{H}_T - \bar{Q} \bar{H}_{T0}, \quad (6)$$

где $\bar{Q} = \bar{Q}/\bar{Q}_0$; \bar{Q}_0 и \bar{H}_{T0} - параметры оптимального режима, соответствующие максимуму КПД при разных частотах вращения.

Согласно этим обобщениям при числах Маха $M_{U_2} \leq 0,6$ получена прямолинейная зависимость

$$K_1 = A(1 - \tilde{Q}), \quad (7)$$

где эмпирический коэффициент A определён как $A = 1,8 - \eta_{\max}$.

Для обобщения действительных напорных характеристик в работе [4] предложено использовать второй критерий:

$$K_2 = \bar{H} - \tilde{Q}\bar{H}_0, \quad (8)$$

сведенный к параболическому выражению.

Однако, как показала проверка полученной обобщенной зависимости $K_2 = f(\tilde{Q})$ в виде квадратичной параболы, необходимы уточнения её коэффициентов. С этой целью дополнительно к статистическим данным работы [4] проведены испытания трёх ЦБК газотурбинного наддува дизелей наземных транспортных машин [8] в широком диапазоне частот вращения рабочих колёс, соответствующих числам Маха до $M_{U_2} = 1,3$. Компрессоры отличались углами $\beta_{2,n} = 52,5 \dots 90^\circ$ и наружными диаметрами $D_2 = 170 \dots 215$ мм. По результатам испытаний при частотах вращения, соответствующих малым числам Маха ($M_{U_2} < 0,6$), получены обобщающие уточнённые зависимости:

$$K_1 = 0,95(1 - \tilde{Q}), \quad (9)$$

$$K_2 = -0,3\tilde{Q}^2 - 0,15\tilde{Q} + 0,45. \quad (10)$$

Наличие этих зависимостей, отражающих протекание теоретической и действительной напорных характеристик, позволяет определить и характеристику КПД $\eta_k = f(\tilde{Q})$:

$$\eta_k = (\tilde{Q}\bar{H}_0 + K_2) / (\tilde{Q}\bar{H}_{T0} + K_1). \quad (11)$$

Проверка зависимостей (9), (10) на графических экспериментальных данных, представленных в работе [4] для указанной выше большой группы ЦБК, подтвердила их удовлетворительную точность в качестве аппроксимационных обобщённых уравне-

ний для чисел Маха $M_{U_2} < 0,6$.

Исследования ЦБК, проведенные при частотах вращения, соответствующих более высоким числам Маха $0,6 < M_{U_2} \leq 1,3$, показали, что на участке этой характеристики при $\tilde{Q} \leq 1,0$ влияние M_{U_2} в данном его диапазоне практически отсутствует. Однако на участке правой ветви характеристики $\tilde{Q} > 1,0$ появляется необходимость ввода коррекции в уравнение (10) по учёту влияния чисел M_{U_2} на ниспадающую ветвь характеристики, на что указывалось в работе [4]. Это влияние на величину действительного напора происходит главным образом за счёт потерь на трение об ограничивающие межлопаточные поверхности в рабочем колесе, безлопаточном и лопаточном диффузорах. Очевидно, что вклад каждого из этих элементов проточной части в долю потерь зависит от степени реактивности (угла $\beta_{2л}$).

Несмотря на существование математических моделей поэлементного учёта потерь в ЦБК при определении КПД компрессора [2] как на номинальном режиме, так и при изменении режимов его работы, их использование затруднено из-за большого объёма потребной исходной информации. Эта исходная информация представляется в виде коэффициентов идентификации и поэлементных геометрических и гидродинамических параметров. Такой индивидуальный характер влияния чисел M_{U_2} на величину потерь в зависимости от конкретного ЦБК объясняется следующими причинами:

Влияние M_{U_2} на суммарные характеристики ЦБК определяется уровнями скоростей потока в РК, безлопаточном и лопаточном диффузорах, а следовательно, характер этого влияния зависит от соотношения соответствующих гидравлических потерь. При больших числах M_{U_2} наблюдается двойная природа этого влияния, а именно: как за счёт волновых потерь на уровень КПД, так и за счет эффекта запаривания на величину расхода, что в конечном ито-

ге определяет крутизну ниспадающей ветви действительной характеристики. Коэффициент расхода \tilde{Q} и число M_{U_2} как режимные параметры не являются независимыми переменными с точки зрения их влияния на форму суммарных характеристик ЦБК посредством гидродинамических потерь. Форма суммарных характеристик зависит также от режимов течения в подводящих и отводящих патрубках.

Таким образом, влияние M_{U_2} на суммарные характеристики ЦБК по-разному проявляется в зависимости от индивидуальных особенностей компрессора, а поэтому M_{U_2} нельзя принять в виде простой переменной, охватывая все типы ЦБК. Однако для отдельно взятого ЦБК или для группы компрессоров с близкими геометрическими параметрами, например углами $\beta_{2л}$, выделение числа M_{U_2} в качестве простой переменной возможно. Если ограничиться рассмотрением компрессоров с $\beta_{2л} = 90^\circ$, которые, как правило, применяют в авиационных силовых установках или в качестве высоконапорных ЦБК в агрегатах турбонадува ДВС [8], то возможно получение аппроксимационной зависимости $\bar{\eta} = f(\tilde{Q}, M_{U_2})$ и соответственно $K_2 = f(\tilde{Q}, M_{U_2})$ по экспериментальным суммарным характеристикам.

Так, например, на основе статистического обобщения результатов испытаний высоконапорных одноступенчатых ЦБК [1], для которых получено удовлетворительное согласование данных с аппроксимационными зависимостями (9) и (10) при числах $M_{U_2} \leq 0,6$, выявлено влияние числа M_{U_2} в диапазоне $M_{U_2} = 0,8 \dots 1,3$ на правую ветвь КПД ($\tilde{Q} > 1$) в виде зависимости

$$\tilde{\eta}_k = 1 - B(\tilde{Q} - 1)^2 (M_{U_2} - 0,6)^2, \quad (12)$$

где $\tilde{\eta}_k = \eta_k / \eta_{kmax}$; η_{kmax} - максимальное значение КПД при соответствующем M_{U_2} ; коэффициент B для испытанных компрессоров получен равным 40.

Как видно из данной формулы, для ее использования необходимы сведения об изменении максимальных значений КПД в зависимости от чисел M_{U_2} в указанном диапазоне $M_{U_2} = 0,8 \dots 1,3$. В частности, для испытанных ЦБК максимальные значения КПД мало зависят от M_{U_2} в указанных пределах. В этом случае формулу (12) можно записать в виде

$$\eta_k = \eta_{kmax} \left[1 - 40(\tilde{Q} - 1)^2 (M_{U_2} - 0,6)^2 \right], \quad (13)$$

где $\eta_{kmax} \approx const$.

Тогда влияние числа M_{U_2} на правую ветвь действительной напорной характеристики ($\tilde{Q} > 1,0$) посредством формулы (13) и коэффициента K_2 вместо выражения (10) можно представить зависимостью

$$K_2 = (\bar{H}_{T0} \tilde{Q} + K_1) \eta_k - \bar{H}_0 \tilde{Q}, \quad (14)$$

где \bar{H}_{T0} и \bar{H}_0 - коэффициенты теоретического и действительного напоров в оптимальных точках связаны соотношением $\bar{H}_0 = \bar{H}_{T0} \cdot \eta_{kmax}$.

С другой стороны, если представить коэффициент действительного напора для компрессоров с осевым входом потока в РК в виде произведения [9]:

$$\bar{H} = \eta \left(\mu + \frac{\alpha}{2} \right), \quad (15)$$

где $\alpha = L_{тр} / U_2^2$ - коэффициент трения диска; $L_{тр}$ - работа трения с двух сторон диска, а сумма $(\mu + \alpha/2)$ в рабочем диапазоне характеристик ЦБК с $\beta_{2л} = 90^\circ$ согласно многочисленным публикациям [10,11,12,13] почти не изменяется, то правую ветвь действительной напорной характеристики можно свести к уравнению, аналогичному (13):

$$\bar{H} = \bar{H}_0 \left[1 - B(\tilde{Q} - 1)^2 (M_{U_2} - 0,6)^2 \right]. \quad (16)$$

При этом степень повышения давления в компрессоре определяется выражением

$$\pi_k = \left\{ 1 + \left(\pi_{k0}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \left[1 - B(\bar{Q} - 1)^2 (M_{U_2} - 0,6)^2 \right] \right\}^{\frac{k}{k-1}} \quad (17)$$

Таким образом, предложены аппроксимационные характеристики высоконапорных ЦБК с радикальными лопатками. Аппроксимации учитывают влияние чисел M_{U_2} в сверхзвуковой области.

Заключение

Получены аппроксимационные зависимости, позволяющие рассчитывать суммарные характеристики центробежных компрессоров с учётом влияния чисел Маха вплоть до значений $M_{U_2} = 1,3$ при углах лопаток РК $\beta_{2л} = 90^\circ$. Дальнейшие исследования целесообразно проводить по распространению метода на высоконапорные ЦБК с углами лопаток $\beta_{2л} < 90^\circ$.

Литература

1. О коэффициенте мощности многоярусного рабочего колеса центробежного компрессора/ В.П. Герасименко, Н.К. Рязанцев, Ю.А. Анимов, В.В. Белоус// Авіаційно - космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць. - Харків: ХАІ, 2000.- Вип. 26.- С. 75-78.

2. Селезнёв К.П., Галёркин Ю.Б. Центробежные компрессоры.- Л.: Машиностроение, 1982.- 271 с.

3. Ден Г.Н. Проектирование проточной части ЦБК. Термогазодинамические расчёты.- Л.: Машиностроение, 1980.- 232 с.

4. Биков Г.А. Математична модель роботи відцентрового нагнітача на нерозрахункових режимах// Нафт. і газова пром-сть. - 2002.- № 3.- С. 27-29.

5. Гордійчук М.І., Когутяк М.І., Ковалів Є.О. Нейрообчислювачі параметрів нагнітачів природно-

го газу // Нафт. і газова пром-сть. - 2002. - № 5. - С.39-41.

6. Блаузер, Джулати. Выбор характеристик газовых турбин, применяемых для привода ЦБК// Тр. америк. общ. инж.- мех. Сер.: Энергетические машины и установки.- 1984.-Т.106. № 4.- С. 177-185.

7. Вейснер. Обзор методов учета конечного числа лопастей в рабочих колесах центробежных насосов// Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. - 1967.-Т.89. № 4.- С.123-138.

8. Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин. Ч.2.Учеб. пособие. - Харьков: ХГПУ, 1996.- 388 с.

9. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин.- М.: Машиностроение, 1970.- 610 с.

10. Диксон С.Л. Механика жидкостей и газов. Термодинамика турбомашин: Пер. с англ.-М.: Машиностроение, 1981.-213 с.

11. Лившиц С.П. Аэродинамика проточной части центробежных компрессоров. – М.-Л.: Машиностроение, 1966.- 340 с.

12. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. – М.- Л.: Машиностроение, 1964.- 335 с.

13. Центробежные компрессорные машины/ Ф. М. Чистяков, В. В. Романенко и др.-М.: Машиностроение, 1969.- 380 с.

Поступила в редакцию 25.04.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Доценко В.Н., Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; д-р техн. наук, профессор Шубенко А.Л., Институт проблем машиностроения НАНУ, г. Харьков.