

Д. В. А р х и п о в

ОСОБЕННОСТИ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЫСОКОНАПОРНЫХ СТУПЕНЕЙ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Рассмотрено влияние приведенной окружной скорости в диапазоне значений $\lambda_U = 0,5 \dots 1,25$, коэффициента теоретической работы $\bar{H}_m = 0,2 \dots 0,6$, а также густоты решетки на напор осевого компрессора. Приведена верификация программного комплекса ANSYS CFX 11.0, иллюстрирующая применение трехмерного метода расчета при проектировании ступеней осевых компрессоров.

E-mail: d.v.arkhipov@bmstu.ru

Ключевые слова: осевой компрессор, теоретическая работа, приведенная скорость, диффузорность, вычислительная гидродинамика.

Аэродинамическое совершенствование компрессоров — одна из возможностей повышения эффективности стационарных газотурбинных установок, транспортных и авиационных двигателей.

Одним из основных способов снижения массы компрессорного узла и стоимости его изготовления является уменьшение числа ступеней многоступенчатого осевого компрессора. Этот подход сопровождается необходимостью решения ряда задач таких, как оптимальное распределение повышения давления рабочего тела между ступенями компрессора, рациональное изменение по высоте лопаток подводимой работы для получения оптимальных параметров ступеней на этапе проектирования, а также условием достижения заданного запаса газодинамической устойчивости [1–3].

Повышение давления в ступени компрессора определяется окружными скоростями лопаток и аэродинамической нагруженностью лопаточных венцов, которую можно оценивать различными способами.

Принимая в первом приближении течение газа по цилиндрическим поверхностям, теоретическую работу элементарной ступени можно записать в виде

$$H_T = C_P T_1^* \left(\pi_{p.k}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{p.k}^*} = UC_{1a} \left(\operatorname{ctg} \beta_1 - \frac{C_{2a}}{C_{1a}} \operatorname{ctg} \beta_2 \right). \quad (1)$$

Тогда степень повышения давления определяется как (рис. 1)

$$\pi_{p.k}^* = \frac{p_2^*}{p_1^*} = \left(1 + 2 \frac{k-1}{k+1} \lambda_U^2 \bar{H}_T \eta_{p.k}^* \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (2)$$

где $\lambda_U = U/a_{кр1}$ — приведенная окружная скорость; $\bar{H}_T = H_T/U^2$ — коэффициент теоретического напора; U — окружная скорость рабочих лопаток элементарной ступени.

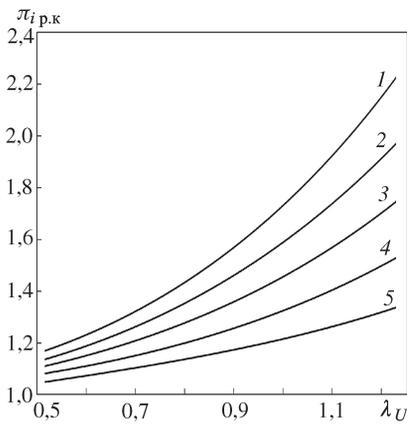


Рис. 1. Графики зависимости $\pi_{р.к}^* = f(\lambda_U, \bar{H}_T, \eta_{р.к}^*)$ при постоянном значении КПД и значениях $H_T = 0,6; 0,5; 0,4; 0,3; 0,2$ (кривые 1–5)

Прологарифмировав правую и левую части уравнения (2) и продифференцировав полученное выражение, можно определить степень влияния коэффициента теоретического напора \bar{H}_T , приведенной окружной скорости λ_U и КПД рабочего колеса элементарной ступени на повышение давления. Отметим, что изменение $\pi_{р.к}^*$ наиболее сильно связано с окружной скоростью рабочих лопаток:

$$\frac{d\pi_{р.к}^*}{\pi_{р.к}^*} = \frac{2k}{k+1} \frac{\lambda_U^2 \cdot \bar{H}_T \eta_{р.к}^*}{1 + 2 \frac{k-1}{k+1} \bar{H}_T \lambda_U^2 \eta_{р.к}^*} \left(\frac{d\bar{H}_T}{\bar{H}_T} + 2 \frac{d\lambda_U}{\lambda_U} + \frac{d\eta_{р.к}^*}{\eta_{р.к}^*} \right). \quad (3)$$

Для наглядного представления зависимости работы венца от окружной скорости и диффузорности течения в уравнение Эйлера можно ввести коэффициент диффузорности. Тогда уравнение Эйлера примет следующий вид:

$$H_T = 2 \left(\frac{b}{t} \right)_R U w_1 \left(D_{LR} - 1 + \frac{w_2}{w_1} \right). \quad (4)$$

Коэффициент диффузорности для решетки рабочего колеса элементарной ступени выражается как

$$D_{LR} = 1 - \frac{C_{2a} \sin \beta_1}{C_{1a} \sin \beta_2} + \frac{\sin \beta_1}{2 \left(\frac{b}{t} \right)_R} \left(\text{ctg} \beta_1 - \frac{C_{2a}}{C_{1a}} \text{ctg} \beta_2 \right). \quad (5)$$

Из выражения (4) следует, что работа определяется значениями окружной (U) и относительной (w_1) скоростей, коэффициентом диффузорности D_{LR} и плотностью решетки b/t . С увеличением напорности ступени эти параметры возрастают, что сопровождается возникновением сверхзвуковых течений в проточной части компрессора, т.е. $M_{w_1} > 1$. При переходе к полноразмерному венцу необходимо оптимизировать распределение работы по длине лопатки в целях получения

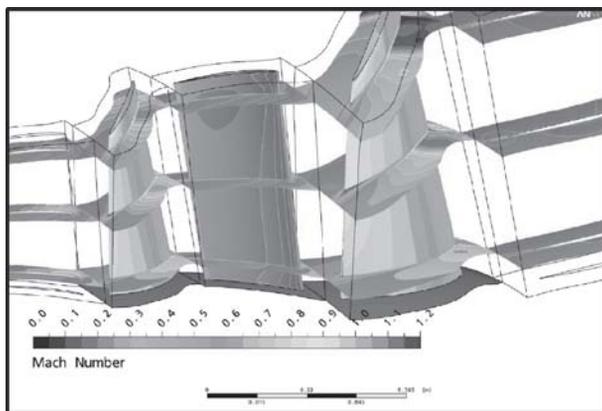


Рис. 2. Распределение чисел Маха вдоль проточной части многоступенчатого осевого компрессора в программе CFD-анализа

максимальной эффективности ступени в составе многоступенчатого осевого компрессора.

Однако существует ряд практических ограничений, определяемых ростом профильных (в том числе волновых) и концевых потерь, а также снижением максимального расхода воздуха из-за загромождения потока лопатками при увеличении напора и сокращении числа ступеней в компрессоре [4, 5].

Современный уровень развития вычислительной гидродинамики (CFD – Computational Fluid Dynamics) позволяет с высокой степенью точности моделировать сложные трехмерные нестационарные газодинамические процессы в проточной части лопаточных машин, исходя из решения общих уравнений термогазодинамики [6]. На рис. 2 приведены результаты пространственного расчета многоступенчатого осевого компрессора, выполненного автором настоящей статьи с использованием программного комплекса ANSYS CFX 11.0. На рис. 3 представлено сопоставление характеристик одноступенчатого осевого

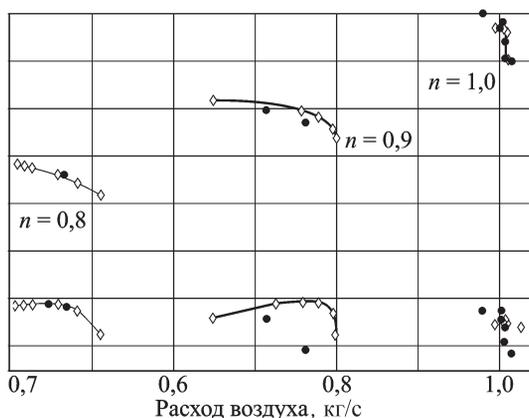


Рис. 3. Сравнение расчетных (\diamond) характеристик одноступенчатого осевого компрессора в программе CFD-анализа и экспериментальных (\bullet) данных

компрессора, рассчитанных на основе использования двухпараметрической модели турбулентности SST Ментера и полученных экспериментально.

Результаты численного расчета хорошо согласуются с экспериментальными данными.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. И в а н о в Е. С., П а н к о в а С. И., П р а х о в В. П. Обобщенные зависимости для некоторых газодинамических параметров осевых многоступенчатых компрессоров // Труды ЦИАМ № 576, 1973.
2. К а м п с т и Н. Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
3. Ц и А М. Научный вклад в создание авиационных двигателей. – М.: Машиностроение, 2000. – 616 с.
4. Д о н г, Г а л и м о р, Х о д с о н. Трехмерные течения и снижение потерь в осевых компрессорах // Энергетические машины. – 1988. – № 3.
5. J o s l y n Н. D., D r i n g R. P. Axial compressor stator aerodynamics // ASME. – 1985.
6. С и р о т к и н Я. А. Аэродинамический расчет лопаток осевых турбомашин. – М.: Машиностроение, 1972. – 448 с.

Статья поступила в редакцию 25.03.2010

Дмитрий Валерьевич Архипов родился в 1984 г., окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2007 г. Ассистент, аспирант кафедры “Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор восьми научных работ в области авиационной и космической техники, энергетики.

D.V. Arkhipov (b. 1984) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 2007. Assistant lecturer, post-graduate of “Gas-Turbine and Non-traditional Energy Sources” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of 8 publications in the field of aviation and space technology, power engineering.