

УДК 621.515.001

Ю.В.Кожухов (5 курс, каф. КВХТ), Ю.Б.Галеркин, д.т.н., проф., А.Ю.Прокофьев, к.т.н., асс.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ПУТЁМ УТОЧНЕНИЯ ПОТЕРЬ ТРЕНИЯ

Центробежные компрессоры относятся к машинам, получившим очень широкое применение в современной технике. Они используются в химической, газовой и нефтяной промышленности, на магистральных газопроводах, в энергетике, машиностроении, металлургической и горнорудной промышленности, на строительстве, на железных дорогах и судах, в автомобильном и воздушном транспорте, для трубопроводного транспорта, в пищевой промышленности, холодильниках, установках глубокого холода и т. д. Таким образом, проблема оптимального проектирования центробежного компрессора имеет очень большое значение.

Для экспериментального определения характеристик компрессора необходимо сооружать дорогостоящие стенды, иметь высококвалифицированный персонал для их обслуживания. При современных темпах производства может просто не оказаться достаточного количества времени и денег на постройку стенда и обучение персонала. И в этом случае приходит на помощь современная ЭВМ, новейшие теоретические разработки в области газодинамики и математическая модель. Из уравнения Бернулли следует, что подведенная к газу лопатками рабочего колеса удельная механическая работа (так называемый теоретический напор h_T) расходуется на повышение давления и перемещение газа (политропный напор h_p), изменение кинетической энергии (динамический напор h_d) и преодоление сопротивления движения (потерянный напор h_w):

$$h_T = h_p + h_d + h_w.$$

Основная проблема расчёта характеристик заключается в определении потерь напора h_w . Одними из основных потерь напора в компрессоре являются потери трения. При расчёте потерь трения за основу взята формула для коэффициента трения при обтекании плоской пластины

$$c_f = 0,0307 \operatorname{Re}^{-\frac{1}{7}}.$$

При расчёте потерь трения в проточной части центробежного компрессора численные значения коэффициентов, стоящих при числе Рейнольдса в вышеуказанной формуле, могут быть другими. Кроме того необходимо учитывать влияние диффузорности потока. С учётом сказанного коэффициент трения при расчёте потерь в центробежной ступени рассчитывается по формуле:

$$c'_f = c_f (1 + x_3 (1 - \dot{w})^{x_4}) = x_1 \operatorname{Re}^{x_2} (1 + x_3 (1 - \dot{w})^{x_4}),$$

где $c_f = x_1 \operatorname{Re}^{x_2}$ — коэффициент трения без учёта изменения скорости потока по длине лопатки компрессора; $x_1 \dots x_4$ — эмпирические коэффициенты; $\dot{w} = w_2/w_1$, где w_1 — скорость газа при входе на лопатку, а w_2 — скорость газа при выходе с лопатки компрессора.

Число Рейнольдса определяется по формуле:

$$\text{Re} = \frac{w_{cp}L}{\nu},$$

где w_{cp} — среднеинтегральная скорость газа на поверхности лопатки, L — длина лопатки, ν — коэффициент динамической вязкости газа.

Потери мощности на трение определяются по формуле:

$$N_{\text{тр}} = c'_f \frac{\rho_{cp} w_{cp}^3}{2} \cdot F,$$

где ρ_{cp} — среднеинтегральная плотность газа на поверхности лопатки; F — площадь поверхности лопатки.

Для использования уравнений математической модели нужно знать численные значения эмпирических коэффициентов. Специально разработанная программа определяет такие значения эмпирических коэффициентов, при которых различие между рассчитанными и экспериментальными значениями КПД получается минимальным. В идентификации участвуют экспериментальные данные по многим десяткам центробежных ступеней, испытанных в СПбГПУ за многие годы проведения экспериментов. В настоящее время для практических расчётов используется выборка из характеристик полусотни разнообразных ступеней.

До сих пор w при определении числа Рейнольдса и потерь принималась равной среднеинтегральной скорости газа по длине лопатки L . Но такой метод определения потерь в компрессоре является некорректным, поскольку начальный участок лопатки оказывает гораздо большее влияние на характер обтекания лопатки, чем срединный и конечный участки. Это следует из формулы, выражающей зависимость местного значения коэффициента трения при обтекании плоской пластины от координаты ℓ :

$$c_f(\ell) = 0,0263 \cdot \text{Re}_\ell^{-\frac{1}{7}},$$

где число Рейнольдса по координате ℓ равно:

$$\text{Re}_\ell = \frac{w \cdot \ell}{\nu}.$$

При современном развитии газодинамики и ЭВМ расчёт потерь в компрессоре по среднеинтегральной скорости по длине всей лопатки уже не годится, поскольку он даёт существенную погрешность. Поэтому для более точного расчёта потерь в компрессоре необходимо отказаться от использования в расчётах среднеинтегральных значений скорости, а применять местные значения скорости газа на отдельных участках лопатки, интегрируя потери по её длине. Потеря мощности на трение по координате ℓ определяется по формуле:

$$dN_{\text{тр}}(\ell) = c'_f(\ell) \frac{\rho(\ell) w^3(\ell)}{2} \cdot dF = x_1 \text{Re}_\ell^{x_2} \left(1 + x_3 (1 - \dot{w}(\ell))^{x_4} \right) \frac{\rho(\ell) w^3(\ell)}{2} \cdot dF.$$

Так же в приведённой формуле учитывается, хотя достаточно приближённо, влияние диффузорности канала величиной \dot{w} . Но, поскольку расчётные формулы для более точного учета диффузорности канала [1] достаточно громоздки и значительно усложняют и замедляют расчёт, то их использование в математической модели, предназначенной для проектировочных расчётов, неоправданно.

При дальнейшем совершенствовании математической модели компрессора нужно учитывать последние достижения в области газодинамики, программном обеспечении и компьютерной технике. Для дальнейшего развития математической модели и её универсализации можно указать на необходимость дальнейшего совершенствования

изложенного подхода при расчёте потерь трения в проточной части компрессора, что позволит значительно повысить точность расчёта характеристик центробежной ступени.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Гл. ред. физ.-мат. лит. изд-ва «Наука», 1974.