

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Г. Н. ДЕН, Р. Е. ЕНРЕМЯН

К ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКОМУ РАСЧЕТУ ПРОТОЧНОЙ
 ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ДЛЯ
 СЖАТИЯ РЕАЛЬНОГО ГАЗА

При расчете центробежных компрессорных машин обычно принимается, что в теплоизолированной проточной части процесс политропический [1]. В настоящее время хорошо разработаны инженерные методы расчета центробежных ступеней для сжатия рабочих тел, близких к идеальному газу с постоянной теплоемкостью c_p . При расчете проточной части для сжатия рабочих тел, которые уже нельзя рассматривать как идеальные газы, приходится использовать крупномасштабные тепловые диаграммы или приближенные методики, позволяющие за счет введения дополнительных упрощающих допущений, справедливых в сравнительно узкой области изменения термических параметров состояния p и T , придать ряду расчетных зависимостей такой же вид, как для идеального газа [2, 3]. При этом приходится вводить средний для рассматриваемого интервала термических параметров показатель изэнтропии k «условного» газа, заменяющего реальное рабочее тело, или же использовать различные показатели степени k_T и k_s в уравнениях, связывающих термические параметры p , ρ и T на линии процесса.

Использование определения политропического процесса в реальном газе, как процесса, происходящего с постоянной теплоемкостью c_p [4], позволяет отказаться от введения дополнительных допущений о свойствах рабочего тела в рассматриваемой области или различных показателей степени на линии процесса и вести расчет непосредственно по зависимостям $p = p(\rho, T)$, $i = i(\rho, T)$ и $s = s(\rho, T)$ для данного вещества с привлечением опытных данных о коэффициентах потерь элементов проточной части или ее политропическом КПД η_{pt} .

Согласно [4] при политропическом процессе

$$s - s_0 = c_p \ln (T_i / T_0),$$

здесь и далее индекс «0» указывает параметры, соответствующие начальной точке процесса.

Потери напора, вызванные необратимым переходом механической энергии в тепловую, равны

$$l_r = c_p (T - T_0).$$

Связь между коэффициентом потерь энергии [5] в элементе проточной части ζ , скоростью потока в контрольном сечении этого элемен-

за s , температурой T и энтропией s устанавливается соотношением

$$s_2 - s_1 = 0,5 \zeta c_p^* \frac{\ln(T_2/T_1)}{T_2 - T_1} \quad (1)$$

где индексами 1 и 2 помечены величины, относящиеся к входному и выходному сечениям элемента центробежной ступени.

Политропический КПД проточной части при постоянной для всех ее элементов теплоемкости процесса c_n определяется формулой

$$\eta_{п} = 1 - \frac{s_k - s_n}{i_k - i_n} \cdot \frac{(T_k - T_n)}{\ln(T_k/T_n)} \quad (2)$$

где индексом «к» отмечены параметры за проточной частью.

В частном случае идеального газа с постоянной изобарной теплоемкостью c_p формула [2] приводит к уравнению политропы

$$p s_i^{\eta} = p_n s_n^{\eta}$$

причем, показатель политропы n связан с газовой постоянной R соотношением

$$n(n-1) = \gamma_p c_p R.$$

Для получения зависимостей давления p , энтальпии i и энтропии s от плотности ρ и температуры реального газа T может быть использована любая форма термического уравнения состояния рабочего тела $\bar{f}(p, \rho, T) = 0$ и зависимость изобарной теплоемкости c_p^* при идеально-газовом состоянии вещества ($p \rightarrow 0, \rho \rightarrow 0$) от температуры [6]. В общем случае формулы для подсчета i и s имеют вид:

$$i = \int (c_p^* - R) dT + T^2 \int \left[\frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{p}{T} \right) \right]_{\rho} d \left(\frac{1}{\rho} \right) + \frac{p}{\rho} + C_{i_0}$$

$$s = \int (c_p^* - R) \frac{dT}{T} + \int \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_{\rho} d \left(\frac{1}{\rho} \right) + R \ln \rho + C_s.$$

При аппроксимации c_p^* полиномом

$$c_p^* = \sum_{j=1}^l d_j T^j$$

и использовании термического уравнения состояния, записанного в форме Боголюбова-Мейера

$$p = \rho R T \left(1 + \sum_{k=1}^r \sum_{j=0}^{l_k} b_{kj} \rho^k T^j \right),$$

для определения i и s будем иметь

$$i = \sum_{j=1}^l \frac{d_j}{1+j} T^{j+1} + RT \sum_{k=1}^r \sum_{j=0}^{l_k} \frac{k+j}{k} b_{kj} \rho^k T^j + C_{i_0}$$

$$s = -R \ln \varphi + (d_0 - R) \ln T + \sum_{j=1}^2 \frac{d_j}{j} T^j + R \sum_{k=1}^r \sum_{j=0}^{l_k} \frac{1}{k} b_{kj} \varphi^k U^{-j} + C_1.$$

В последних трех соотношениях $\vartheta = T/T_{кр}$, причем $T_{кр}$ — критическая температура, r — число вириальных коэффициентов, l_k — число членов полинома по ϑ в k -ом вириальном коэффициенте.

Сведения о коэффициентах d_j примерно для 400 веществ содержатся в [7], коэффициенты b_{kj} для ряда веществ, применяемых в холодильной технике, приведены в [8], а в иных случаях эти коэффициенты можно найти, опираясь на справочные данные, содержащиеся, например, в [9].

При термогазодинамических расчетах и экспериментальных исследованиях центробежных компрессоров приходится решать три различные задачи: определять производительность и конечное давление проточной части с известной геометрией при заданной скорости вращения ротора, рассчитывать размеры поной проточной части, которая должна обеспечить заданную производительность и конечное давление, и находить коэффициенты потерь элементов проточных частей и их политропический КПД по результатам измерений параметров потока. В качестве примера, показывающего подход к решению таких задач с использованием приведенных выше соотношений, рассмотрим задачу об отыскании массовой производительности G и конечного давления P_k для одноступенчатой проточной части с известной геометрией при заданной окружной скорости колеса u_2 , выбранных значениях коэффициента расхода φ_k и политропическом КПД η_n .

Прежде, чем отыскивать G и P_k обычными известными методами [5] следует определить теоретический коэффициент напора колеса φ_{th} и коэффициент мощности λ , соответствующие заданной геометрии и принятой величине φ_k .

Пренебрегая кинетической энергией потока перед и за ступенью — величинами $0,5 c_1^2$ и $0,5 c_2^2$ — по сравнению с изменением энтальпии $T_k - T_n$, пользуясь уравнением напора и уравнением политропы (2), получим систему уравнений, позволяющую определить температуру и плотность за ступенью T_k и ρ_k .

$$i_1(\rho_k, T_k) - i_n = u_2^2 \lambda,$$

$$s_k(\rho_k, T_k) - s_n = u_2^2 \lambda (1 - \eta_n) \frac{\ln(T_k/T_n)}{T_k - T_n}.$$

Для определения массовой производительности ступени G необходимо вычислить плотность при выходе из колеса ρ_2 . Предварительно известными методами [5] следует найти коэффициент реакции ступени Ω . Для вычисления ρ_2 используются уравнения напор и политропы, согласно которым

$$i_2(\rho_2, T_2) - i_n = 2u_2^2 \lambda,$$

$$s_2(p_2, T_2) - s_1 = \Omega u_2^2 \lambda (1 - \eta_c) \frac{\ln(T_2/T_1)}{T_2 - T_1}$$

Отметим, что температура потока при выходе из колеса может быть вычислена по простой формуле

$$T_2 = T_1 + \Omega (T_c - T_1),$$

следующей из того, что изменения энтальпии и температуры при политропическом процессе связаны линейной зависимостью.

Массовая производительность ступени G определяется по формуле

$$G = F_2 u_2 \rho_1 \eta_2,$$

где F_2 — площадь выходящего сечения колеса

Учитывая сложность зависимостей, характеризующих физические свойства реальных газов, все термогазодинамические расчеты центробежных компрессоров целесообразно выполнять на ЭВМ.

При расчетах проточных частей для сжатия газовых смесей более удобным оказывается использование термического уравнения состояния в форме Бенедикта-Вебба и Рубина [6]. В этом случае коэффициенты уравнения для смеси могут быть вычислены по коэффициентам термического уравнения состояния для отдельных компонент.

Изложенный выше подход к расчету процессов в проточных частях центробежных компрессоров использован в программе для обработки результатов экспериментального исследования ступени на фреоне-12. Программа составлена применительно к ЭВМ типа «Наури-2».

Ленинградский технологический институт
холодной промышленности

Поступило 17.X.1978.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Рис, В. Ф. Центробежные компрессорные машины. М.—Л., «Машиностроение», 1961, 335 с.
2. Ден Г. Н., Бухарин Н. И. Метод условных температур для аналитического расчета процессов сжатия реальных газов. «Холодильная техника», 1974, № 4, 37—40 с.
3. Баренбойм А. Б. Малорасходные фреоновые турбокомпрессоры. М., «Машиностроение», 1974, 224 с.
4. Вукалович М. П., Швигов Н. П. Техническая термодинамика. М., «Энергия», 1968, 496 с.
5. Ден Г. Н. Механика потока в центробежных компрессорах. Л., «Машиностроение», 1973, 272 с.
6. Бадалькес И. С. Свойства холодильных агрегатов. М., «Пищевая промышленность», 1974, 174 с.
7. Thinh T. P., Duran J. L., Ramath R. S., Kallagulle S. Equations Improve Cp* Predictions. "Hydrocarbon Processing", January, 1971, p. 98—104.
8. Перельштейн И. И. Таблицы и диаграммы термодинамических свойств фреонов 12, 13, 22. М., Изд. ВНИИХ, 1971, 92 с.
9. Гурвич Л. В. и др. Термодинамические свойства индивидуальных веществ. Справочник. М., «Наука», 1978, 496 с.