

УДК 621.51

DOI: 10.24160/1993-6982-2018-4-78-80

К обоснованию выбора промежуточного давления в двухступенчатых компрессорах

А.В. Корягин

Основным способом повышения экономичности работы компрессоров является использование промежуточного охлаждения сжимаемого газа. При расчете давления, при котором осуществляется охлаждение газа, используется формула для определения среднего геометрического значения входного и выходного давлений. При ее выводе предполагалось, что температуры газа на входе в первую и вторую ступени сжатия и внутренние относительные КПД ступеней равны. Принято, что потери давления в теплообменнике пренебрежимо малы. Данные допущения вносят ошибку и полученное значение не является оптимальным. Получена формула, в которой этих допущений нет. При равенстве температур газа на входе в первую и вторую ступени компрессора, их КПД и отсутствии потерь давления она превращается в обычно используемую.

Приведены расчеты для определения влияния температур газов и КПД ступеней сжатия на оптимальное значение промежуточного давления. В частности, (при равенстве КПД ступеней и отсутствии дросселирования между ступенями) отличие температур перед ступенями на 1 % (для атмосферного воздуха около 3 °С) меняет оптимальное значение промежуточного давления на $k/[2(k-1)]$ %. Для воздуха $k = 1,4$ это изменение составляет $\approx 1,75$ %. Такое же изменение вызывает отличие КПД ступеней на 1 %. Варьирование коэффициента дросселирования на 1 % приводит к изменению значения оптимального промежуточного давления на 0,5 %.

Проведено сравнение результатов расчета промежуточного давления по полученной и применяемой формулам. Расчеты оптимального значения промежуточного давления показали различие в результатах более чем на 7 %.

Ключевые слова: двухступенчатый компрессор, промежуточное давление, оптимальное значение, расчетная формула.

Для цитирования: Корягин А.В. К обоснованию выбора промежуточного давления в двухступенчатых компрессорах // Вестник МЭИ. 2018. № 4. С. 78—80. DOI: 10.24160/1993-6982-2018-4-78-80.

On Selecting the Intermediate Pressure in Two-stage Compressors

A.V. Koryagin

The main way to improve the performance of compressors is subjecting the compressed gas to intermediate cooling. In calculating the pressure at which the gas is cooled, a formula for determining the geometric mean value of the inlet and outlet pressures is used. This formula was derived subject to the assumption that the gas temperatures at the inlet to the first and second compression stages are equal, and so are the internal relative efficiencies of the stages. It is also assumed that the pressure loss in the heat exchanger is negligibly small. However, these assumptions introduce an error, and the obtained value is not optimal. A new formula free from these assumptions is derived. With the gas temperatures at the inlets to the compressor first and second stages and their efficiencies being equal, and with the pressure loss being equal to zero, the new formula becomes identical with the commonly used one.

The article presents calculations on determining the effects the gas temperatures and compression stage efficiencies have on the intermediate pressure optimal value. In particular (with the efficiencies of the stages being equal and provided that there is no throttling between them), the difference of temperatures upstream the stages equal to 1% (around 3 °C for atmospheric air) causes the intermediate pressure optimal value to alter by $k/[2(k-1)]$ %. For air at $k = 1.4$ this change makes around 1.75 %. The same change causes the efficiencies of the stages to differ by 1 %. Changing the throttling ratio by 1% causes the intermediate pressure optimal value to vary by 0.5%.

A comparison between the results from intermediate pressure calculations carried out using the new formula and commonly applied one has shown that the obtained intermediate pressure optimal values differ from each other by more than 7%.

Key words: two-stage compressor, intermediate pressure, optimal value, calculation formula.

For citation: Koryagin A.V. On Selecting the Intermediate Pressure in Two-stage Compressors. MPEI Vestnik. 2018;4:78—80. (in Russian). DOI: 10.24160/1993-6982-2018-4-78-80.

Повышение экономичности работы насосного и компрессорного оборудования является одним из путей снижения энергопотребления предприятий. В связи с этим постоянно проводятся работы по совершенствованию конструкции оборудования и режимов его работы [1, 2].

Основной способ повышения экономичности работы компрессоров — использование промежуточного охлаждения сжимаемого газа. Обычно для определения давления, при котором охлаждается газ, используется формула [3]:

$$P_{\text{пром}} = \sqrt{P_1 P_2}, \quad (1)$$

где $P_{\text{пром}}$, P_1 , P_2 — давление газа между ступенями сжатия, на входе и выходе компрессора.

Предполагается, что температуры газа на входе в первую и вторую ступени сжатия равны, как равны и внутренние относительные КПД ступеней. Кроме того, потери давления в теплообменнике пренебрежимо малы. Данные допущения вносят ошибку и полученное значение не является оптимальным.

Получим формулу для определения оптимального промежуточного давления без этих предположений.

Удельная работа сжатия двухступенчатого компрессора равна [4]:

$$l = \frac{\frac{k}{k-1} R T_1 \left[\left(\frac{P_{\text{пром}}}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_1} + \frac{\frac{k}{k-1} R T_{\text{пром}} \left[\left(\frac{P_2}{P_{\text{пром}} c} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_2}, \quad (2)$$

где T_1 , $T_{\text{пром}}$ — температура газа на входе в первую и вторую ступени компрессора; k , R — показатель адиабаты и удельная газовая постоянная; c — коэффициент дросселирования газа в теплообменнике; η_1 , η_2 — внутренние относительные КПД ступеней сжатия.

Взяв производную l по $P_{\text{пром}}$, получим:

$$\frac{\partial l}{\partial P_{\text{пром}}} = \frac{k}{k-1} \frac{R}{P_{\text{пром}}} \times \left[\frac{T_1}{P_1 \eta_1} \left(\frac{P_{\text{пром}}}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}-1} \frac{P_{\text{пром}}}{P_1} - \frac{P_2 T_{\text{пром}}}{c P_{\text{пром}}^2 \eta_2} \left(\frac{P_2}{P_{\text{пром}} c} \right)^{\frac{k-1}{k}-1} \frac{P_2}{P_{\text{пром}} c} \right].$$

Приравняем производную к нулю после элементарных преобразований

$$P_{\text{пром}} = \sqrt{\left(\frac{T_{\text{пром}} \eta_1}{T_1 \eta_2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \frac{P_2 P_1}{c}}. \quad (3)$$

При $T_1 = T_{\text{пром}}$, $\eta_1 = \eta_2$ и $c = 1$ формула (2) преобразуется в (1).

Подставив в (2) полученное оптимальное значение промежуточного давления (3), получим, что минимальная удельная работа сжатия выглядит как:

$$l_{\text{опт}} = \frac{k}{k-1} R \sqrt{\frac{T_1 T_{\text{пром}}}{\eta_1 \eta_2}} \times \left[2 \left(\frac{P_2}{P_1 c} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - \sqrt{\frac{T_1 \eta_2}{T_{\text{пром}} \eta_1}} - \sqrt{\frac{T_{\text{пром}} \eta_1}{T_1 \eta_2}} \right].$$

Оценим влияние различий температур газа перед ступенями сжатия, КПД ступеней, а также коэффициента дросселирования на величину оптимального значения промежуточного давления. Из (3) следует, что оптимальное значение промежуточного давления зависит не от абсолютных значений температур перед ступенями сжатия, а от их отношения, это касается и КПД ступеней сжатия.

Запишем (3) в виде:

$$\bar{p} = \frac{P_{\text{пром}}}{P_0} = \sqrt{\left(\frac{T_{\text{пром}} \eta_1}{T_1 \eta_2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \frac{1}{c}} = \frac{(\bar{T} \bar{\eta})^{\frac{k}{2(k-1)}}}{\sqrt{c}},$$

где P_0 — значение промежуточного давления, полученное по (1); \bar{p} — отношение значений давлений, полученных по (1) и (3); $\bar{T} = T_{\text{пром}}/T_1$, $\bar{\eta} = \eta_1/\eta_2$ — отношение температур на входе в ступени сжатия и КПД ступеней.

Продифференцировав \bar{p} по \bar{T} и $\bar{\eta}$, определим, как влияют отличия температур и КПД на оптимальное значение промежуточного давления

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{T}} = \frac{k}{2(k-1)} \frac{\bar{\eta}^{\frac{k}{2(k-1)}}}{\sqrt{c \bar{T}}} \partial \bar{T}; \quad (4)$$

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\eta}} = \frac{k}{2(k-1)} \frac{\bar{T}^{\frac{k}{2(k-1)}}}{\sqrt{c \bar{\eta}}} \partial \bar{\eta}.$$

Из формулы (4) видно, что при равенстве КПД ступеней и отсутствии дросселирования между ступенями, отличие температур перед ступенями на 1 % (для атмосферного воздуха около 3 °С) меняет оптимальное значение промежуточного давления на $k/2(k-1)$ %. Для воздуха ($k = 1,4$) это изменение составляет около 1,75 %. Аналогичное изменение вызывает отличие КПД ступеней на 1 %.

Изменение коэффициента дросселирования на 1 % меняет значение оптимального промежуточного давления на 0,5 %.

Сравним величины оптимального значения промежуточного давления при их расчете по (1) и (3) и оценим величину изменения удельной работы сжатия.

Пусть $T_1 = 293$ К; $T_{\text{пром}} = 303$ К; $c = 0,98$; $\eta_1 = \eta_2 = 0,8$; $k = 1,4$; $R = 288$ Дж/(кг·К), а компрессор повышает давление с 0,098 до 0,8 МПа. Тогда оптимальное значение промежуточного давления, рассчитанное по (1) будет равно 0,28 МПа, а определенное по (3) — 0,30 МПа, т. е. больше на 7 %.

Полученная формула позволяет точнее определять оптимальные значения промежуточного давления при проектировании компрессоров.

Работа выполнена при поддержке Министерства образования и науки РФ по государственному заданию в рамках конкурсного отбора научных проектов, выполняемых научными коллективами исследовательских центров и научных лабораторий образовательных организаций высшего образования (заявка № 13.3233.2017/ПЧ).

Литература

1. Щерба В.Е. и др. Термодинамические основы расчета процессов сжатия и расширения в насосе объемного действия // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2015. № 3. С. 25—27.
2. Щерба В.Е., Павлюченко Е.А., Кужбанов А.К. Параметрический анализ работы насосной секции поршневого насос-компрессора с газовым демпфером // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2014. № 1. С. 23—25.
3. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Энергоатомиздат, 1984.
4. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. М.: Изд. дом МЭИ, 2008.

References

1. Shcherba V.E. i dr. Termodinamicheskie Osnovy Rascheta Protsesov Szhatiya i Rasshireniya v Nasose Ob'emnogo Deystviya. Himicheskoe i Neftegazovoe Mashinostroenie. 2015;3:25—27. (in Russian).
2. Shcherba V.E., Pavlyuchenko E.A., Kuzhbanov A.K. Parametricheskij Analiz Raboty Nasosnoy Sektsii Porshnevoogo Nasos-kompressora S Gazovym Dempferom. Himicheskoe i Neftegazovoe Mashinostroenie. 2014; 1:23—25. (in Russian).
3. Cherkasskiy V.M. Nasosy, Ventilyatory, Kompresory. M.: Energoatomizdat, 1984. (in Russian).
4. Kirillin V.A., Sychev V.V., Sheyndlin A.E. Tekhnicheskaya Termodinamika. M.: Izd. dom MPEI, 2008. (in Russian).

Сведения об авторе

Корягин Анатолий Викторович — кандидат технических наук, доцент кафедры теплообменных процессов и установок НИУ «МЭИ», e-mail: KorjaginAV@yandex.ru

Information about author

Koryagin Anatoliy V. — Ph.D. (Techn.), Assistant Professor of Heat-and-Mass Exchange Processes and Installations Dept., NRU MPEI, e-mail: KorjaginAV@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 30.09.2017