

Братута Э.Г., Шерстюк В.Г.

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ НА ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИ КОМПРЕМИРОВАНИИ ГАЗОВ И В ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКЕ

Известны две области техники, где компремирование газов является не только распространенным, но и весьма энергоемким теплотехнологическим процессом. К указанным областям относится, с одной стороны, компремирование газов как источника энергии, реализуемой в различного рода технологических процессах, и, с другой – холодильная парокomppressorная техника.

Расход энергии на привод компрессоров на многих машиностроительных предприятиях достигает 20–30 %, а, к примеру, на некоторых шахтах до 60–70 % общего количества электроэнергии, расходуемой предприятием [1,2]. На крупных предприятиях пищевой промышленности расход электроэнергии на привод компрессоров холодильных машин составляет от 20 до 35 % общего энергопотребления. В связи с этим, оценка возможных эффектов энергосбережения в указанных областях является всегда актуальной.

В настоящей работе рассматривается один из факторов повышения экономичности компрессорных станций, каким является степень охлаждения сжатого газа в промежуточных охладителях за счет подачи циркуляционной воды от систем оборотного водоснабжения. Кроме того, анализируется влияние снижения температуры циркуляционной воды, подаваемой в конденсаторы парокomppressorных холодильных машин.

С учетом поправки на «неидеальность» политропного процесса сжатия в соответствии с рекомендацией [3], работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг газа в первой ступени компрессора, равна

$$\ell_1 = \frac{k}{k-1} RT_{1r} (\varepsilon^\sigma - 1), \quad (1)$$

где R – газовая постоянная, T_{1r} – начальная температура газа на входе в ступень компрессора, k – показатель адиабаты, $\varepsilon = p_2/p_1$, $\sigma = (k-1)/k \cdot \eta_p$, η_p – политропный КПД процесса сжатия.

В соответствии с принятыми в компрессоростроении определениями, под недоохлаждением газа понимают разность температур δt между температурой газа на выходе из промежуточного охладителя и температурой охлаждающей воды на входе в него. Таким образом, температура газа на входе в каждую ступень, начиная со второй, равна $T_r = T_v + \delta t$.

В связи с потерями давления газа в охладителе, действительное давление на входе в каждую последующую ступень ниже соответствующих давлений в идеальных процессах на величину Δp .

С учетом введенных определений для δt и Δp после некоторых преобразований общую работу, потребляемую z -ступенчатым компрессором можно представить в виде

$$\ell_k = A[T_{1r} (\varepsilon^\sigma - 1) + BD], \quad (2)$$

где $A = kR/(k-1)$; $B = T_b + \delta t$;

$$D = \left\{ \left[\left(\frac{\varepsilon}{1 - \Delta p / p_1 \varepsilon} \right)^\sigma - 1 \right] + \dots + \left[\left(\frac{\varepsilon}{1 - \Delta p / p_1 \varepsilon^{z-1}} \right)^\sigma - 1 \right] \right\}.$$

Таким образом, нами получено уравнение, в котором затрачиваемая в компрессоре работа является непосредственной функцией абсолютной температуры охлаждающей воды T_b . Помимо этого, уравнение (2) отражает влияние таких факторов, как температура газа T_{1r} и давление p_1 на входе в компрессор, физическую природу газа (комплекс A), степень недоохлаждения газа δt , влияние потерь энергии (через η_n), степени сжатия ε и числа ступеней компрессора z .

Введем величину $\xi = (\ell_{k(t+1)} - \ell_{kt}) / \ell_{kt}$, где $\ell_{k(t+1)}$ и ℓ_{kt} – работы, затрачиваемые в компрессоре при температуре охлаждающей воды T_b+1 и T_b соответственно.

Используя (2) и принятые обозначения, можно при $p_{1r} = 0,1$ МПа и 6000 часах работы компрессора в году определить годовой перерасход (или экономию) электроэнергии ΔE при изменении температуры охлаждающей воды на 1°C в расчете на V м³/мин сжимаемого газа.

$$\Delta E = \xi \frac{V_r 10^4}{RT_{1r}} \frac{A[T_{1r}(\varepsilon^\sigma - 1) + BD]}{\eta_n \eta_m \eta_o}. \quad (3)$$

Для полного учета возможной экономии (или перерасхода) электроэнергии в общей энергетической структуре компрессорной станции необходимо учесть и изменение энергозатрат на привод циркуляционных насосов, обеспечивающих подачу циркуляционной воды. В предположении, что вся энергия, потребляемая электродвигателями привода компрессоров, отводится охлаждающей водой, а также передается газу, поступающему в пневматическую сеть, тепловую нагрузку на систему охлаждения можно определить как

$$Q_r = \sum_{i=1}^{i=n} [N_i - M_i C_p (T_k - T_n)], \quad (4)$$

где n – количество компрессоров, работающих на станции; N_i – мощность, потребляемая приводом i -го компрессора; M_i – массовая секундная производительность компрессора; T_k и T_n конечная и начальная температура газа в тракте компрессора; C_p – изобарная теплоемкость.

В соответствии с [4], вторым членом уравнения (4) можно пренебречь, и тогда объемный секундный расход воды будет

$$W_b = \frac{\sum N_i}{\rho_b C_{pb} (t_{1b} - t_{2b})}. \quad (5)$$

Из (5) видно, что изменение мощность привода компрессора при изменении температуры охлаждающей воды ($t_{1b} - t_{2b}$) влияет и на расход электроэнергии, связан-

ный с ее перекачиванием. Поэтому с учетом (3) общий перерасход (или экономия) электроэнергии на компрессорной станции при изменении температуры охлаждающей воды на 1°С будет

$$\Delta E_{\text{кк}} = \xi(E_{\text{к}} - E_{\text{н}}), \quad (6)$$

где $E_{\text{н}}$ – годовой расход электроэнергии на привод циркуляционного насоса, определяемый из известных соотношений при заданном напоре $\Delta p_{\text{н}}$ и величине $W_{\text{в}}$, найденной из (5).

Рассмотрение основных зависимостей, определяющих в итоге значение ΔE в уравнении (6), показывает, что эта величина в общем случае является функцией 18 факторов различной физико-технической природы. Поэтому для обобщенной оценки изменения годового расхода электроэнергии компрессорной станцией, приходящегося на изменение $t_{1\text{в}}$ на 1°С, после предварительного ранжирования влияния всех факторов была построена номограмма (рис. 1), в которой искомая величина ΔE представлена функцией объемной производительности компрессора V , м³/мин, числа его ступеней z , конечного давления газа $p_{\text{кон}}$ и начальной температуры газа $t_{1\text{г}}$. Номограмма построена для воздуха.

Далее рассмотрим влияние температуры охлаждающей воды $t_{\text{в}}$ на эффективность холодильных установок. Актуальность этой части работы обусловлена тем, что, как следует из [5], порядка 85 % общей холодопроизводительности, реализуемой всеми типами холодильных установок, приходится на пароконпрессорные машины. Значительная доля этих машин с холодопроизводительностью от 50 до 500 кВт оборудована кожухотрубными конденсаторами с водяным охлаждением и оборотной системой подачи циркуляционной воды. В связи с этим, проанализируем, в какой степени снижение температуры воды $t_{\text{в}}$, подаваемой в конденсатор, скажется на экономичности и холодопроизводительности холодильных установок.

Поставленная задача, фактически, сводится к анализу влияния $t_{\text{в}}$ на температуру конденсации хладона $t_{\text{к}}$ после компрессора и далее (при фиксированной температуре кипения в испарителе $t_{\text{и}}$) на указанные основные характеристики простейшего одноступенчатого цикла. В связи с этим, воспользуемся соотношением, приведенным в работе [6], где дается связь между $t_{\text{к}}$ и $t_{1\text{в}}$

$$t_{\text{к}} = \frac{t_{2\text{в}} e^{\Delta t/\theta} - t_{1\text{в}}}{e^{\Delta t/\theta} - 1}, \quad (7)$$

где $t_{1\text{в}}$ и $t_{2\text{в}}$ – температуры воды на входе и выходе из конденсатора, $\Delta t = t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}}$, θ – температурный напор в конденсаторе.

По данным [6] можно принять в среднем $\Delta t = 6$ °С, а θ в пределах от 4 до 10 °С. При рассмотрении упрощенной схемы (отсутствие перегрева пара перед компрессором и переохлаждения перед дросселем) задание $t_{\text{к}}$ и $t_{\text{и}}$, как известно, однозначно определяет все состояния в узловых точках цикла. Это позволяет по известным соотношениям найти удельную холодопроизводительность $q_{\text{х}}$, работу сжатия $l_{\text{х}}$ и холодильный коэффициент $\eta = q_{\text{х}}/l_{\text{х}}$. С помощью (7), указанные характеристики можно вычислить в зависимости от температуры охлаждающей воды $t_{1\text{в}}$.

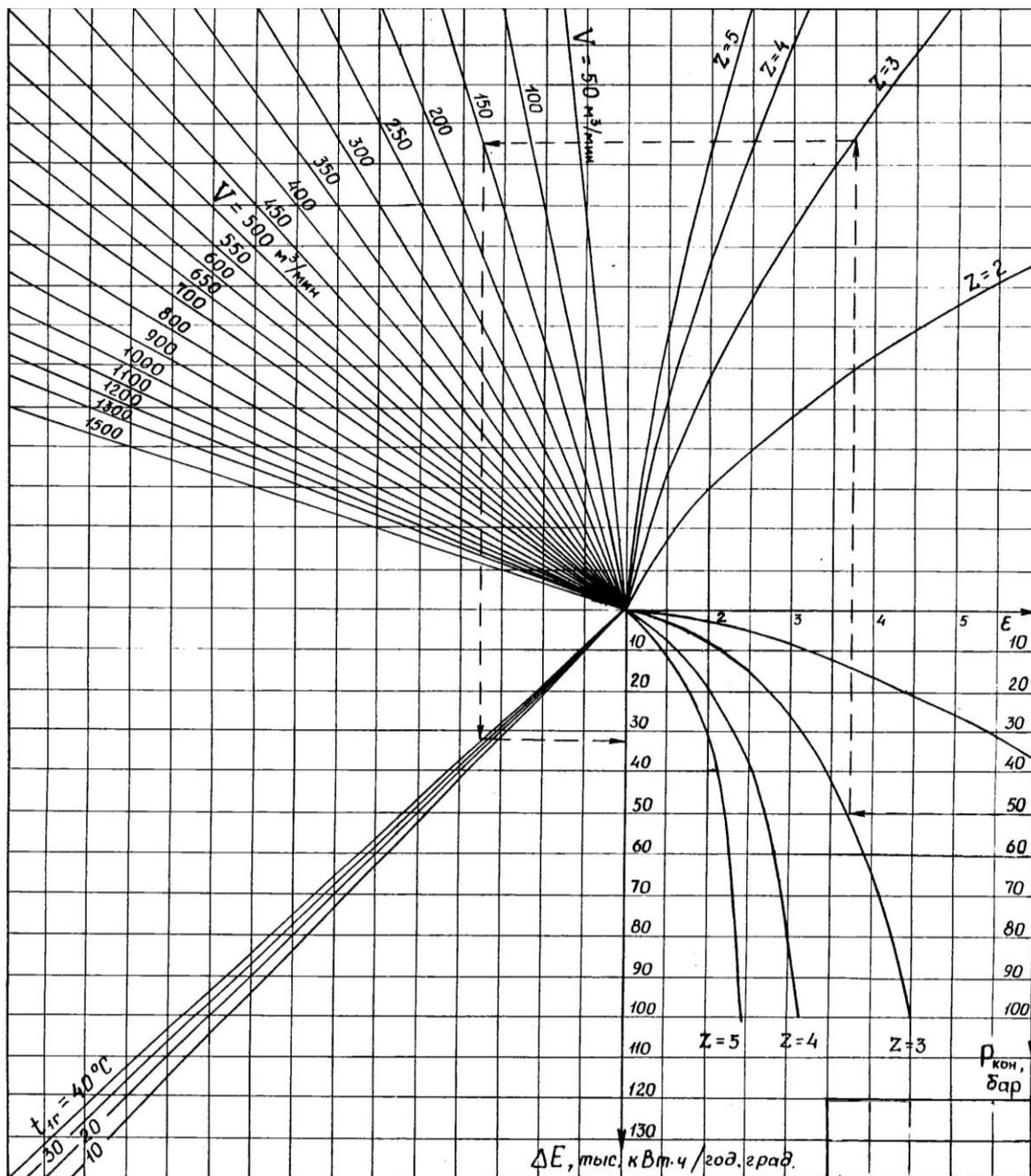


Рисунок 1 – Номограмма для определения экономии энергозатрат при сжатии газа

Определив при заданной холодопроизводительности Q_x расход рабочего тела $M_x = Q_x/q_x$, и вычислив мощность привода компрессора $N_k = M_x \Delta i$, стало возможным построить зависимости, показанные на рис. 2. Здесь $\Delta Q_x / t_{1в}$ отражает убыль (или увеличение) холодопроизводительности, а $\Delta N / t_{1в}$ – убыль (или увеличение) мощности привода компрессора приходящееся на изменение $t_{1в}$ на 1°C .

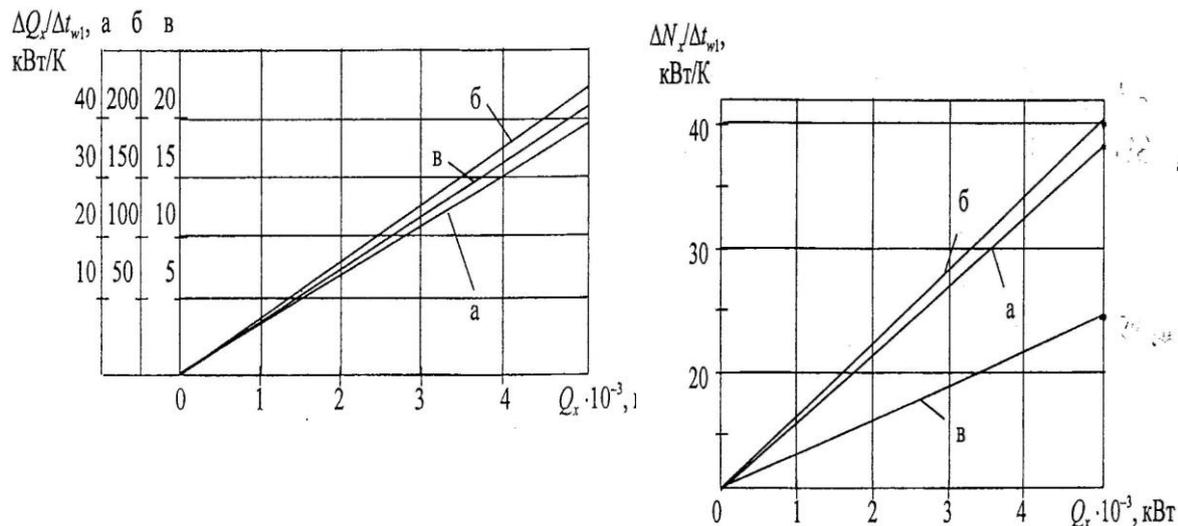


Рисунок 2 – Зависимости $\Delta Q_x / t_{1в}$ и $\Delta N / t_{1в}$ для различных хладагентов: а) фреон 12, б) углекислота, в) аммиак

Полученные результаты позволили сделать следующие выводы.

1. При компримировании газа и эксплуатации холодильных машин экономия энергии, приходящаяся на каждый градус снижения температуры охлаждающей воды, достаточно существенна и в реальных условиях может составить от 0,85 до 1,35 %.

2. С помощью представленной номограммы можно определить тот экономический эффект, который оправдывает модернизацию действующих охладителей циркуляционной воды.

Литература

1. Рыбкин А.И., Закиров Д.Г. Экономия электроэнергии при эксплуатации воздушных компрессорных установок. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 72 с.
2. Вейраух А.Н. Компрессорные станции. – Л.: ЛПИ, 1990. – 84 с.
3. Беляев Н.М. Термодинамика. – Киев: Выща школа, 1987. – 387 с.
4. Системы охлаждения компрессорных установок / Под ред. Я.А.Бермана. – Л.: Машиностроения, 1984. – 246 с.
5. Холодильные машины / Под ред. Н.Н. Кошкина. – М.: Пищевая промышленность, 1973. – 512 с.

УДК 621.565

Братута Е.Г., Шерстюк В.Г.

ВПЛИВ TEMПЕРАТУРИ ОХОЛОДЖУЮЧОЇ ВОДИ НА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИ КОМПРЕМУВАННІ ГАЗІВ ТА В ХОЛОДИЛЬНІЙ ТЕХНІЦІ

Представлена методика та номограма для визначення економії енергії, яка приходить на один градус зміни температури охолоджуючої води в компресорних та холодильних установках.