

Энергетика

УДК 536.2.075

РАСЧЕТ ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ В ТРУБОПРОВОДАХ ПОДЗЕМНОЙ ПРОКЛАДКИ*

А.Н. Бранфилева, А.В. Еремин, Р.Ж. Габдушев, Е.М. Демкова

Самарский государственный технический университет
Россия, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

E-mail: totig@yandex.ru

Аннотация. *Приведены результаты расчетов двух типов подземной прокладки трубопроводов тепловых сетей, укладываемых в бетонных и пенобетонных коробах: при наложении тепловой изоляции на поверхности трубы (бетонные короба) и при ее отсутствии (пенобетонные короба). Так как воздушная прослойка между трубой и корпусами коробов ввиду интенсивного конвективного теплообмена практически не влияет на потери теплоты в грунт, предлагается уменьшить габариты пенобетонных прямоугольных коробов до размеров диаметра трубы, что приводит к существенному (до 50 %) уменьшению потерь теплоты в грунт ввиду значительно меньшего коэффициента теплопроводности пенобетона по сравнению с бетоном, а также меньшей площади теплообмена с грунтом. Кроме того, уменьшаются вес конструкции, ее габариты и стоимость.*

Ключевые слова: *трубопроводы теплосетей, подземная прокладка, тепловая изоляция, бетонные и пенобетонные короба, потери теплоты в грунт.*

Снижение потерь теплоты при транспортировке теплоносителя по трубопроводам тепловых сетей является важной производственной проблемой. При подземной прокладке трубопроводы, покрытые тепловой изоляцией, укладываются в бетонные короба (рис. 1) [1]. Основными недостатками здесь являются большие потери теплоты, высокая стоимость, трудоемкость нанесения изоляционного покрытия, большой объем занимаемого пространства. Отметим, что нормативные потери теплоты в данном случае составляют 8–10 %. Однако в процессе многолетней эксплуатации происходит ухудшение качества тепловой изоляции,

* Исследование выполнено при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках базовой части государственного задания ФГБОУ ВО «СамГТУ» (проект № 1.5551.2017/8.9).

Анастасия Николаевна Бранфилева (к.т.н.), ст. преподаватель кафедры «Теоретические основы теплотехники и гидромеханика».

Антон Владимирович Еремин (к.т.н.), доцент кафедры «Теоретические основы теплотехники и гидромеханика».

Руслан Жамангаревич Габдушев (к.т.н.), доцент кафедры «Теоретические основы теплотехники и гидромеханика».

Елизавета Михайловна Демкова, студент.

в связи с чем потери теплоты могут возрасти до 20 % и более. Поэтому весьма актуальной является проблема нахождения других способов подземной прокладки трубопроводов, отличающихся меньшими потерями теплоты, простотой конструкции и меньшей стоимостью. В настоящей работе выполнено исследование потерь теплоты в трубопроводах традиционной прокладки (см. рис. 1) и прокладки, в которой вместо бетонных коробов используются пенобетонные, но при отсутствии тепловой изоляции на поверхности трубы и при несколько увеличенной толщине пенобетона (рис. 2).

Такой способ прокладки по сравнению с традиционным отличается простотой конструкции, относительной дешевизной (ввиду отсутствия необходимости применения тепловой изоляции и замены бетона пенобетоном), сравнительно меньшим весом применяемых материалов, простотой установки и обслуживания, а также меньшим объемом занимаемого пространства. Кроме того, как показали результаты приведенных ниже исследований, потери теплоты по сравнению с традиционным способом уменьшаются на 4 %, а если в углах конструкции проложить теплоизоляционный материал, то потери тепла снизятся на 52 %.

Исходные данные для выполнения исследований были следующие:

$$d = 500 \text{ мм}; \quad A = B = 960 \text{ мм}; \quad A_1 = B_1 = 830 \text{ мм}; \quad \delta_{iz} = 50 \text{ мм}; \quad \lambda_{iz} = 0,04 \text{ Вт/(мК)};$$

$$\lambda_{bet} = 1,3 \text{ Вт/(мК)}; \quad \lambda_{pbet} = 0,1 \text{ Вт/(мК)}; \quad \lambda_{tr} = 36 \text{ Вт/(мК)}; \quad \lambda_{gr} = 1,5 \text{ Вт/(мК)}$$

$$\delta_{bet} = 80 \text{ мм}; \quad \delta_{pbet} = 160 \text{ мм}; \quad \delta_{tr} = 5 \text{ мм}; \quad t_w = 100 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{gr} = 3 \text{ }^\circ\text{C},$$

где d – диаметр труб;
 A, B – наружные размеры стенок бетонного канала;
 A_1, B_1 – наружные размеры стенок пенобетонного канала;
 δ_{iz} – толщина слоя тепловой изоляции;
 δ_{tr} – толщина металлической стенки трубы;
 δ_{bet} – толщина бетонного канала;
 δ_{pbet} – толщина пенобетонного канала;
 λ_{tr} – коэффициент теплопроводности стенки трубы;
 λ_{iz} – коэффициент теплопроводности тепловой изоляции;
 λ_{bet} – коэффициент теплопроводности стенки бетонного канала;
 λ_{pbet} – коэффициент теплопроводности стенки пенобетонного канала;
 λ_{gr} – коэффициент теплопроводности грунта;
 t_w – температура теплоносителя в трубе;
 t_{gr} – температура грунта.

Количество теплоты, проходящей через поверхность цилиндрической стенки в стационарном режиме, находится по формуле [2–6]

$$Q = \frac{2\lambda_{st}\pi l(t_1 - t_2)}{\ln(d_2 / d_1)}, \text{ Вт}, \quad (1)$$

где λ_{st} – коэффициент теплопроводности стенки трубы;

l – длина трубы, м ;
 t_1, t_2 – температуры внутренней и наружной поверхностей трубы, °С ;
 d_1, d_2 – внутренний и наружный диаметры трубы, м ; $\pi = 3,14$.

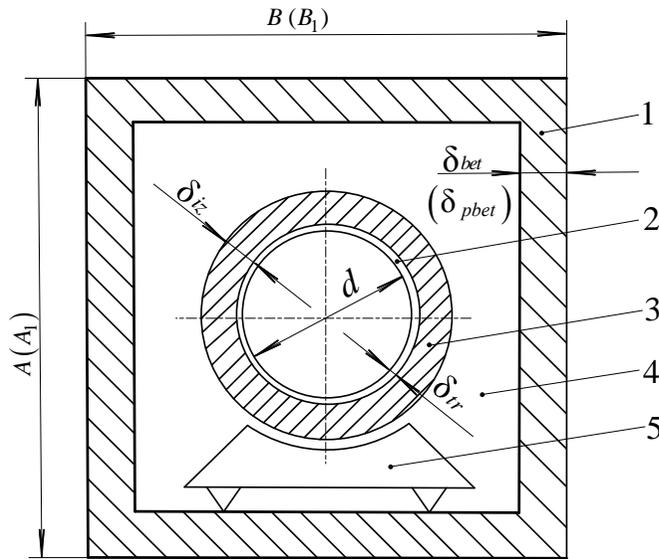


Рис. 1. Схема подземной прокладки трубы с наружной изоляцией в бетонном коробе (в скобках приведены обозначения для пенобетонного короба):

1 – прямоугольный короб; 2 – металлическая стенка трубы; 3 – слой тепловой изоляции на поверхности трубы; 4 – слой воздуха; 5 – кронштейн крепления трубы в коробе

Для удобства расчетов тепловой поток (1) относят либо к единице внутренней или наружной поверхности трубы, либо к единице ее длины. В частности, тепловой поток, отнесенный к единице длины трубы, будет

$$\frac{Q}{l} = q_l = \frac{(t_1 - t_2)}{\frac{1}{2\lambda_{st}\pi} \ln \frac{d_2}{d_1}}, \quad (2)$$

где q_l – линейная плотность теплового потока, Вт/м ;

$(1 / (2\pi\lambda_{st})) \ln(d_2 / d_1) = R$ – линейное термическое сопротивление цилиндрической стенки, (МК) / Вт .

Линейная плотность теплового потока для многослойной конструкции, учитывающая коэффициенты теплоотдачи внутренней и наружной поверхностей, запишется в виде

$$q_l = \frac{(t_1 - t_{(n+1)})}{\sum_{i=1}^n R_i}, \quad (3)$$

где n – число слоев;

R_i , ($i = \overline{1, n}$) – термическое сопротивление i -го слоя, $(мК) / Вт$.
 Формула (3) для приведенных выше исходных данных будет

$$q_l = \frac{(t_w - t_{gr})}{R}, \quad (4)$$

где $\sum_{i=1}^n R_i = R$, $(мК) / Вт$.

При изолированном трубопроводе, находящемся в бетонном канале (см. рис. 1), потери теплоты происходят на следующих последовательно соединенных сопротивлениях:

$$R = R_w + R_{tr} + R_{iz} + R_{ext.tr} + R_{st.kan} + R_{kan} + R_{gr}, \quad (5)$$

где R_w , R_{tr} , R_{iz} , $R_{ext.tr}$, $R_{st.kan}$, R_{kan} , R_{gr} – термические сопротивления, соответственно: внутренней поверхности трубы, металлической стенки трубы, слоя изоляции, цилиндрической наружной поверхности трубы, внутренней поверхности бетонного или пенобетонного канала, стенки канала, грунта.

Термическое сопротивление цилиндрической внутренней поверхности трубы определяется по формуле

$$R_w = 1 / (\pi d_1 \alpha_1), \quad (6)$$

где α_1 , $Вт / (м^2 К)$ – коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности стенки трубы. Его величина зависит от скорости течения теплоносителя ϑ_w и находится в пределах от 500 до 1500 $Вт / (м^2 К)$.

При таких значениях α_1 термическое сопротивление R_w оказывается столь малым (менее 0,001 $(мК) / Вт$), что им можно пренебречь.

Формула для определения термического сопротивления металлической стенки трубы имеет вид

$$R_{tr} = \frac{1}{2\lambda_{tr}\pi} \ln \frac{d_2}{d_1}, \quad (7)$$

где d_1 – внутренний диаметр трубы, $м$;

d_2 – диаметр наружной поверхности стальной трубы (без учета тепловой изоляции), $м$.

С учетом приведенных выше исходных данных величина термического сопротивления стенки трубы составляет $R_{tr} = 0,000085 (мК) / Вт$. Ввиду малости R_{tr} величиной этого сопротивления также можно пренебречь.

Формула для определения термического сопротивления слоя изоляции по аналогии с (7) будет

$$R_{iz} = \frac{1}{2\lambda_{iz}\pi} \ln \frac{d_{iz}}{d_2}, \quad (8)$$

где d_{iz} – диаметр трубы со слоем изоляции, m .

Из формулы (8) получаем $R_{iz} = 0,71277 (mK) / Bm$.

Термическое сопротивление цилиндрической наружной поверхности стальной трубы определяется по формуле

$$R_{ext.tr} = 1 / (\pi d_{iz} \alpha_2), \quad (9)$$

где $\alpha_2 = \alpha_{2izl} + \alpha_{2konv}$, $Bm/(m^2 K)$ – коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности трубы;

α_{2izl} , α_{2konv} – лучистая и конвективная составляющие коэффициента теплоотдачи.

Лучистая α_{2izl} и конвективная α_{2konv} составляющие коэффициента теплоотдачи на наружной поверхности трубы определяются по формулам [1]

$$\alpha_{2izl} = c \frac{\left(\frac{t_{iz} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_f + 273}{100} \right)^4}{(t_{iz} - t_f)} \quad (10)$$

$$\alpha_{2konv} = 1,16 \sqrt[4]{(t_{iz} - t_f) / d_{iz}}, \quad (11)$$

где $c = 4,4 Bm/(m^2 K^4)$ – коэффициент лучеиспускания;

t_{iz} – температура наружной поверхности изоляции, $^{\circ}C$;

t_f – температура среды (воздуха), которая окружает трубопровод, находящийся в коробе.

При значениях температур теплоносителя t_w , не превышающих $100^{\circ}C$, величина лучистой составляющей коэффициента теплоотдачи не превышает $8 Bm/(m^2 K)$. Величину конвективной составляющей коэффициента теплоотдачи для трубы, расположенной горизонтально, можно принять равной $\alpha_{2konv} = 12 Bm/(m^2 K)$.

Отсюда находим $\alpha_2 = 20 Bm/(m^2 K)$. Используя полученное значение α_2 , по формуле (9) находим $R_{ext.tr} = 0,0261 (mK) / Bm$; в случае, когда труба без изоляции плотно покрыта слоем пенобетона, сопротивление наружной поверхности трубы будет находиться как $R'_{ext.tr} = 1 / (\pi d_2 \alpha_2) = 0,03122 (mK) / Bm$.

Формула для определения термического сопротивления внутренней поверхности короба имеет вид

$$R_{st.kan} = 1 / (\pi d_{eqv1} \alpha_k), \quad (12)$$

где $d_{eqv1} = P_1 / \pi$ – эквивалентный внутренний диаметр короба, m ;

P_1 – внутренний периметр короба, m

α_k для внутренней поверхности короба можно принять равной $\alpha_k = 10 Bm/(m^2 K)$.

Используя формулу (12), находим:

– для бетонного канала $R_{st.bet.kan} = 0,03125 (мК) / Вм$

– для пенобетонного канала $R_{st.pbet.kan} = 0,049 (мК) / Вм$.

Формула для определения термического сопротивления бетонного канала имеет вид

$$R_{b.kan} = \frac{1}{2\lambda_{bet}\pi} \ln \frac{d_{eqv2}}{d_{eqv1}}, \quad (13)$$

где $d_{eqv2} = P_2 / \pi$ – эквивалентный внешний диаметр короба, м;

P_2 – внешний периметр короба, м.

Термическое сопротивление пенобетонного короба $R_{pb.kan}$ находится по формуле (13), где вместо λ_{bet} используется λ_{pbet} . Значения $R_{b.kan}$ и $R_{pb.kan}$, определяемые из формулы (13), будут $R_{b.kan} = 0,0222 (мК) / Вм$ и $R_{pb.kan} = 0,766 (мК) / Вм$.

Тепловое сопротивление грунта определяется по формуле Форхгеймера [1]

$$R_{gr} = \frac{1}{2\lambda_{gr}\pi} \ln \frac{4h}{d_{eqv2}}, \quad (14)$$

где $h = 1,68 м$ – глубина погружения оси трубопровода под поверхность земли.

Из формулы (14) находим:

– для бетонного канала (см. рис. 1) $R'_{gr} = 0,18 (мК) / Вм$;

– для пенобетонного канала (см. рис. 2) $R''_{gr} = 0,196 (мК) / Вм$.

С учетом того, что составляющей R_w мы пренебрегаем ввиду ее малости, формула (5) применительно к бетонному каналу принимает вид

$$R = R_{tr} + R_{iz} + R_{ext.tr} + R_{st.bet.kan} + R_{b.kan} + R'_{gr}. \quad (15)$$

Формула (5) применительно к пенобетонному каналу принимает вид

$$R = R_{tr} + R_{iz} + R'_{ext.tr} + R_{st.pbet.kan} + R_{pb.kan} + R''_{gr}. \quad (16)$$

Таким образом, суммарные сопротивления для бетонного и пенобетонного канала будут равны соответственно $1,0113 (мК) / Вм$ и $1,052 (мК) / Вм$.

Найдем потери теплоты для бетонного канала (см. рис. 1):

$$q_l = \frac{(t_w - t_{gr})}{(R_{tr} + R_{iz} + R_{ext.tr} + R_{st.bet.kan} + R_{b.kan} + R'_{gr})}. \quad (17)$$

Из формулы (17) получаем $q_l = 95,755 Вм / м$.

Соответственно, для пенобетонного канала

$$q'_l = \frac{(t_w - t_{gr})}{(R_{tr} + R_{iz} + R'_{ext.tr} + R_{st.pbet.kan} + R_{pb.kan} + R''_{gr})}. \quad (18)$$

Отсюда $q'_l = 92,2 \text{ Вт} / \text{м}$.

Таким образом, тепловые потери даже без применения изоляции на трубе по сравнению с исходной конструкцией снижаются на 4 %.

Рассмотрим вариант конструкции пенобетонного канала, в котором вместо воздушного слоя 2 (см. рис. 1) используется изоляционный наполнитель (см. рис. 2). Так как наполнитель расположен в углах конструкции и труба в четырех точках касается слоя пенобетона, то можно принять толщину слоя изоляции как усредненную эквивалентную толщину цилиндрического слоя, равную 45 мм. Эквивалентный диаметр конструкции будет $d_{eq2} = P_2 / \pi$, где $P_2 = 3,32 \text{ м}$ – наружный периметр конструкции, представленной на рис. 3. Таким образом, конструкция, представленная на рис. 2, по термическому сопротивлению будет идентична конструкции, приведенной на рис. 3.

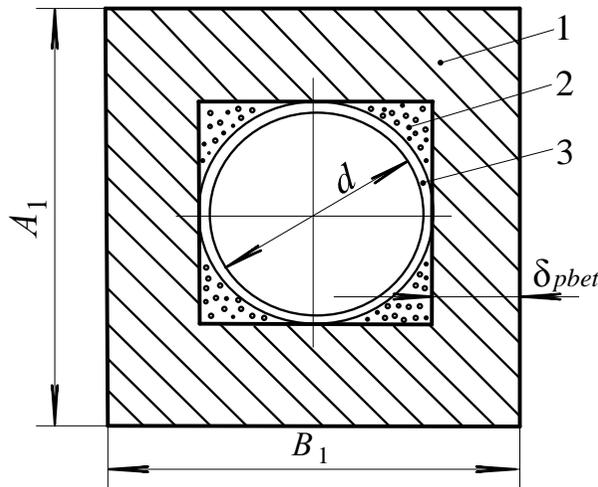


Рис. 2. Схема подземной прокладки трубы с пенобетонной изоляцией квадратного сечения:

- 1 – прямоугольный пенобетонный короб; 2 – наполнитель (минеральная вата, $\lambda_{iz} = 0,04 \text{ Вт} / (\text{мК})$);
- 3 – металлическая стенка трубы

Если пренебречь величиной термического сопротивления металлической стенки трубы R_{tr} , то потери тепла будут определяться по формуле

$$q''_l = \frac{(t_w - t_{gr})}{(R'_{iz} + R'_{pb.kan} + R''_{gr})} \quad (19)$$

и составят $q''_l = 50,0 \text{ Вт} / \text{м}$.

Таким образом, потери теплоты в пенобетонном коробе при использовании конструкции, приведенной на рис. 3, на 52 % меньше, чем в бетонном (см. рис. 1).

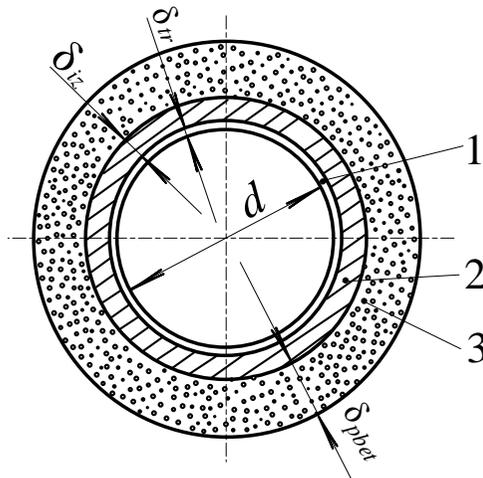


Рис. 3. Схема подземной прокладки трубы с наружной изоляцией из пенобетона: 1 – металлическая стенка трубы; 2 – слой изоляции на поверхности трубы ($\delta_{из} = 45 \text{ мм}$, $\lambda_{из} = 0,04 \text{ Вт/(мК)}$); 3 – слой пенобетона («скорлупа»), $\delta_{бет} = 75 \text{ мм}$, $\lambda_{из} = 0,1 \text{ Вт/(мК)}$

Выводы

1. Расчеты показали, что воздушная прослойка между трубами и коробами ввиду высокой интенсивности конвективного теплообмена и, как следствие, больших величин эквивалентных коэффициентов теплопроводности воздуха практически не влияет на потери теплоты в грунт. В связи с этим предлагается уменьшить габариты пенобетонного короба до размеров, сопоставимых с диаметром трубы, что приводит к значительному уменьшению габаритов конструкции и ее веса. Потери теплоты в этом случае уменьшаются на 4–5 % (при двукратном увеличении толщины стенки пенобетонного короба) по сравнению с бетонным (неизменной толщины).

2. Несмотря на увеличение толщины стенки, вес пенобетонного короба уменьшается вследствие уменьшения его общих габаритов, а также ввиду меньшего удельного веса пенобетона ($\rho_{бет} = 0,5 \text{ т/м}^3$) по сравнению с бетоном ($\rho_{бет} = 2,3 \text{ т/м}^3$). Если пространство, заполненное воздухом, заменить слоем тепловой изоляции с $\lambda_{из} = 0,04 \text{ Вт/(мК)}$, то при той же уменьшенной в размерах конструкции теплотери уменьшатся на 52 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. – М.–Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 360 с.
2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергия, 1969. – 440 с.
3. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
4. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. – М.: Высшая школа, 1980. – 469 с.
5. Болгарский А.В., Мухачёв Г.А., Шукин В.К. Термодинамика и теплопередача. – М.: Высшая школа, 1975. – 495 с.

6. Прибытков И.А., Левицкий И.А. Теоретические основы теплотехники. – М.: Академия, 2004. – 464 с.

Статья поступила в редакцию 12 января 2018 г.

CALCULATION OF HEAT LOSSES IN THE UNDERGROUND LAYING OF PIPELINES

A.N. Branfileva, A.V. Eremin, R.Zn. Gabdushev, E.M. Demkova

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100, Russian Federation

E-mail: totig@yandex.ru,

Abstract. *It is the results of calculations of two types of underground laying of pipelines of heating networks laid in concrete (foam concrete) boxes. The first type is pipelines with applying thermal insulation on the surface of the pipe (concrete boxes). The second type is pipelines without this insulation (foam concrete boxes). Since the air layer between the pipe and the shells of the boxes practically does not affect to the heat losses to the ground due to intensive convective heat transfer, we propose to reduce the dimensions of foam concrete rectangular boxes to the size of the pipe diameter. It will lead to significant (up to 50%) reduction in heat losses to the ground due to a much lower coefficient of thermal conductivity of the foam concrete compared to concrete as well as a smaller area of heat exchange with the soil. In addition, the weight of the structure, its dimensions and cost are reducing.*

Keywords: *pipelines of heating systems, underground laying, thermal insulation, concrete and foam concrete boxes, heat losses to the ground.*

*Anastasia N. Branfileva (Ph. D. (Tech)), Senior Lecturer.
Anton V. Eremin (Ph. D. (Tech)), Associate Professor.
Ruslan Zn. Gabdushev (Ph. D. (Tech)), Associate Professor.
Elizabeth M. Demkova, Student.*

УДК 62-631.2:665.65

ГАЗООХЛАДИТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ КОМПРЕССОРНЫХ ЦЕХОВ МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДОВ*Л.П. Шелудько¹, С.А. Гулина¹, И.Ю. Горюнова², Г.В. Власов²*¹ Самарский государственный технический университет
Россия, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244² Уральский федеральный технический университет
Россия, 620000, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19

Аннотация. Рассмотрены вопросы повышения надежности и эффективности технологических процессов компрессорных станций магистральных газопроводов с применением газоохладительной установки нового типа. Проведенная оценка эффективности использования аппаратов воздушного охлаждения природного газа показала, что в летний период она снижается. Проведен термодинамический расчет газоохладительной установки, определены термодинамические параметры испарителя, обеспечивающие заданную температуру технологического газа на входе в магистраль. Так как температура охлаждающей воды не зависит от температуры окружающего воздуха, а определяется термодинамическими параметрами испарителя, то это дает возможность получения заданной, стабильной температуры технологического газа для подачи его в магистраль. Стабилизация температурного режима на всем протяжении магистрального газопровода позволит снизить мощности, затраченные на повышение давления в ЦН. Рассчитано увеличение мощности газотурбинного двигателя в летний период после увлажнения воздуха на входе в компрессор.

Ключевые слова: магистральный газопровод, компрессорная станция, газоперекачивающий агрегат, аппарат воздушного охлаждения, газоохладительная установка.

Специфика трубопроводного транспорта природного газа (ПГ) по магистральным газопроводам (МГ) заключается в том, что для обеспечения их требуемой производительности необходимо поддержание давления и температуры газа, подаваемого в газопровод. Для этого через каждые 100–150 километров по трассе МГ сооружают газоконпрессорные станции (ГКС) с газоперекачивающими агрегатами (ГПА), повышающими давление транспортируемого природного газа. Температура сжимаемого газа зависит от степени повышения давления $\pi_{КЦ}$ в нагнетателях ГПА. Например, при $\pi_{КЦ} = 1,44$, соответствующей максимальной нагрузке компрессорного цеха (КЦ), температура сжатого газа на выходе из ГПА может достигать 45 °С. При высокой температуре газа повышаются температурные напряжения металла в трубах, которые могут привести к потере устойчивости трубопровода и его разрушению. С повышением температуры сжимаемого

Леонид Павлович Шелудько (к.т.н., доц.), доцент кафедры «Управление и системный анализ теплоэнергетических и силовых комплексов».

Светлана Анатольевна Гулина (к.т.н., доц.), доцент кафедры «Трубопроводный транспорт».

Ирина Юрьевна Горюнова (к.т.н., доц.), доцент кафедры «Турбины и двигатели».

Глеб Владиславович Власов, студент.

газа увеличивается его вязкость и гидравлические потери, снижающие пропускную способность газопровода. Поэтому охлаждение сжатого газа в аппаратах воздушного охлаждения (АВО) является одним из важнейших технологических процессов КЦ. В данной работе проведена оценка эффективности использования АВО газа в климатических условиях работы компрессорных станций ООО «Газпром трансгаз Самара».

В настоящее время на этих КЦ используются три типа АВО газа. АВО «Хадсон» и «Ново-Пиньоне» – итальянского, а «Крезо-Луар» – французского производства. Эти АВО выполнены одноходовыми с поверхностью охлаждения из оребренных трубок и снабжены двумя вентиляторами. Нагретый при сжатии природный газ с температурой T_H охлаждается в АВО от температуры T_H до T_2 за счет теплообмена с атмосферным воздухом, подаваемым вентиляторами. Температура газа на входе в АВО оценивается по зависимости

$$T_H = T_K \cdot \pi_{КЦ}^{\frac{n-1}{n}}, \text{ К,}$$

где T_K – температура ПГ на входе в нагнетатель (соответствует значению температуры грунта в данный период);

$\pi_{КЦ}$ – степень повышения давления в центробежном нагнетателе природного газа (ЦНПГ);

n – показатель политропы сжимаемого газа.

На рис. 1 показан характер изменения температуры газа на выходе из ЦН t_H , °С, в зависимости от периода года и величины степени повышения давления в нагнетателе $\pi_{КЦ}$.

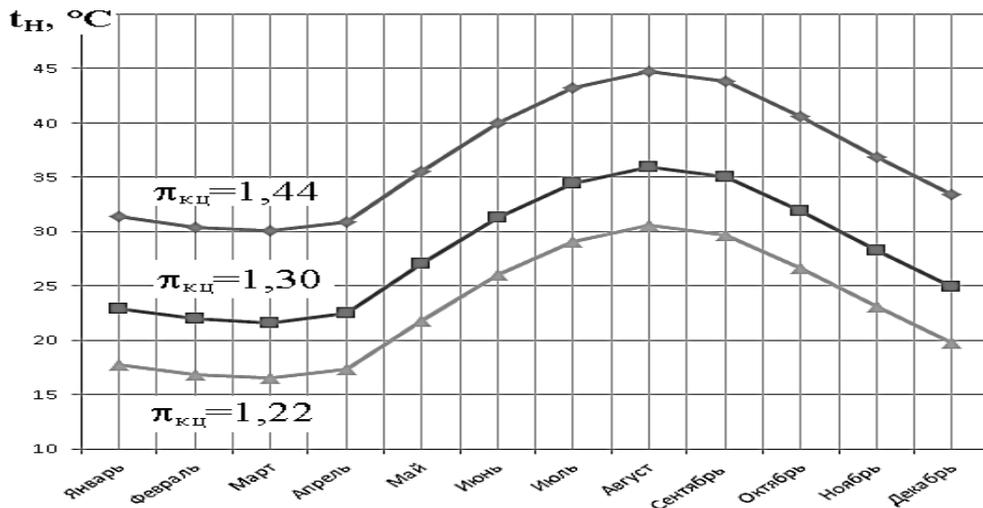


Рис. 1. Изменение температуры ПГ на входе в АВО в течение года

Количество теплоты (Q_0), необходимое для отвода от природного газа по компрессорному цеху, работающему со степенью повышения давления $\pi_{КЦ} = 1,44$, рассчитывается по зависимости 1 (рис. 2)

$$Q_0 = \frac{Q_K \cdot P_{cm}}{24 \cdot 3600} c_{P_2} (T_H - T_2), \text{ кДж/с,} \quad (1)$$

где Q_K – коммерческая производительность газопровода, млн м³/сут;

$\rho_{ст}$ – плотность ПГ при стандартных условиях ($t = 20\text{ }^\circ\text{C}$ и атмосферном давлении), $\text{кг}/\text{м}^3$;

c_{pe} – удельная изобарная теплоемкость природного газа, $\text{Дж}/\text{кг}\cdot\text{K}$.

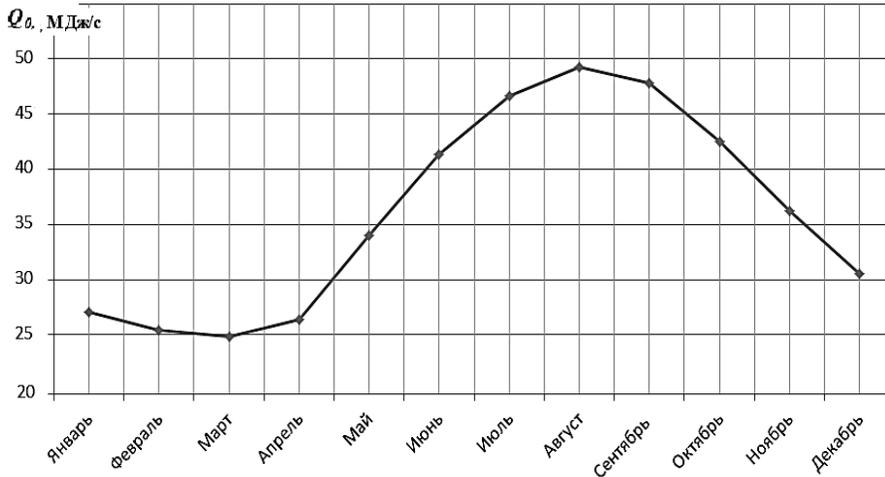


Рис. 2. Изменение количества удельной теплоты, отводимой в АВО ($\pi_{кц}=1,44$), в зависимости от времени года

Наибольшее количество теплоты отводится от газа в летний период, так как сжатый газ поступает в нагнетатели с повышенной температурой. Оценка эффективности работы АВО проведена с учетом характера изменения температуры газа на выходе АВО за годовой период. Предполагалось, что все нагнетатели КЦ работают с $\pi_{кц} = 1,44$. Средний температурный напор Θ и теплота Q_1 , воспринимаемая охлаждающим воздухом, определяются интенсивностью теплопередачи в АВО и рассчитываются по уравнениям теплопередачи и теплового баланса:

$$\Theta = \frac{Q_1}{n_{АВО} \cdot F_p \cdot k_p} ; Q_1 = G_{в} \cdot c_{pe} (T_{e2} - T_{e1}), \quad (2)$$

где F_p – площадь поверхности теплообмена, м^2 ;

$n_{АВО}$ – число АВО;

k_p – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/\text{м}^2\text{K}$;

$G_{в}$ – расход воздуха через вентилятор АВО, $\text{кг}/\text{с}$;

c_{pe} – удельная изобарная теплоемкость воздуха, $\text{Дж}/\text{кг}\cdot\text{K}$;

T_{e1}, T_{e2} – температура воздуха на входе и выходе из АВО, K .

С другой стороны, средний температурный напор зависит от температуры теплоносителей и определяется по уравнению

$$\Theta = \frac{(T_H - T_{e2}) - (T_2 - T_{e1})}{\ln \frac{(T_H - T_{e2})}{(T_2 - T_{e1})}}. \quad (3)$$

Следовательно, для оценки эффективности АВО, характеристики которых приведены в табл. 1, необходимо определить температуру газа T_2 на выходе из АВО в зависимости от температуры окружающего воздуха T_{e1} в диапазоне изменения от 0 до 40 $^\circ\text{C}$. При совместном решении (3) и (4) получим выражение для температурного напора Θ :

$$\Theta = \frac{\left[T_H - \left(T_{\epsilon 1} + \frac{Q_1}{V_{\epsilon} \rho_{\epsilon} c_{P_{\epsilon}} n_{ABO}} \right) \right] - (T_2 - T_{\epsilon 1})}{\ln \frac{T_H - \left(T_{\epsilon 1} + \frac{Q_1}{V_{\epsilon} \rho_{\epsilon} c_{P_{\epsilon}} n_{ABO}} \right)}{T_2 - T_{\epsilon 1}}}. \quad (4)$$

Таблица 1

Основные технические характеристики АВО

Тип АВО газа	Площадь оребренной поверхности, м ²	Расход воздуха через один вентилятор АВО, кг/с	Коэффициент теплопередачи, Вт/кг·м ²	Мощность двигателя вентилятора, кВт
Хадсон	11872	153,5	23,93	30,0
Крезолуар	10348	191,7	23,83	30,0
Ново-Пиньоне	11103	202,3	23,68	30,5

Обозначим через коэффициенты A и x :

$$A = \left[T_H - \left(T_{\epsilon 1} + \frac{Q_1}{V_{\epsilon} \rho_{\epsilon} c_{P_{\epsilon}} n_{ABO}} \right) \right] \text{ и } x = (T_2 - T_{\epsilon 1}).$$

$$\text{Тогда } \Theta = \frac{A - x}{\ln \frac{A}{x}}.$$

Коэффициент A определяется при температурах воздуха $T_{\epsilon 1}$ на входе в вентилятор АВО при максимальной температуре газа на входе в нагнетатель T_K . Для каждого значения теплового напора Θ , определенного по зависимости (2) с помощью специальной математической программы на сайте Wolfram Alpha, определялись значения переменной x и далее рассчитывалась температура газа T_2 на выходе из АВО.

Приведенные на рис. 3 (а, б) графические зависимости показывают характер изменения рассчитанной температуры газа t_2 на выходе из АВО указанных типов в зависимости от температуры окружающего воздуха $t_{\epsilon 1}$. Горизонтальными линиями указаны диапазоны изменения температуры газа на выходе из АВО при температуре окружающего воздуха 10; 15; 20 °С. Лучшими характеристиками обладает АВО «Крезолуар». Также для всех типов АВО охлаждение газа до температуры 15 °С возможно только при температуре окружающего воздуха не выше 13–14 °С. Если температура наружного воздуха снижается в зимний период, то газ охлаждают до 15 °С, отключая ряд секций АВО. При работе КЦ в летний период с уменьшенным расходом газа в МГ (например, при уменьшенной $\pi_{КЦ}$ до 1,22 и $t_{Г} = 25$ °С) при температуре воздуха $t_{\epsilon 1}$ выше 23 °С применение АВО неэффективно.

Исходя из этого целесообразно проанализировать возможность использования на КС вместо АВО газодводяных охладителей с применением в них воды в качестве охлаждающего теплоносителя. Принципиальная схема ГПА с газоохладителем этого типа изображена на рис. 4.

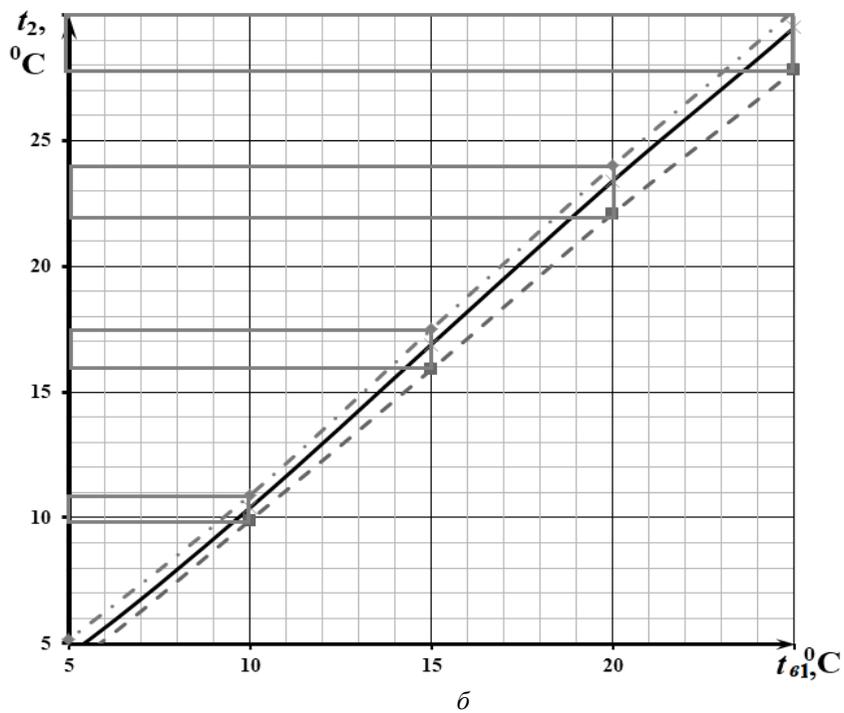
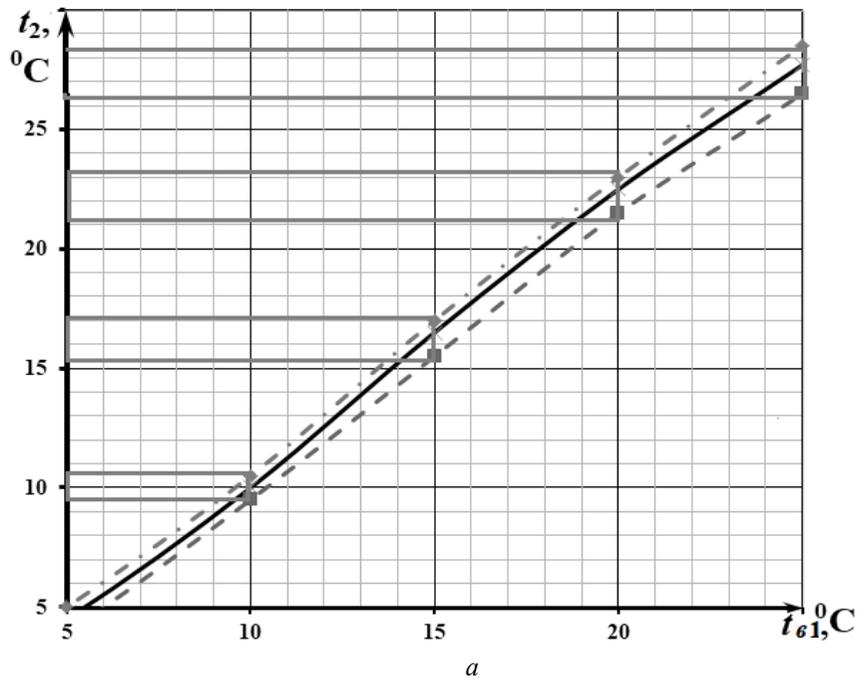


Рис. 3. Графики температур для трех типов АВО газа:

а – $\pi_{KC} = 1,22$; б – $\pi_{KC} = 1,44$

АВО «Ново-Пиньоне»
 АВО «Хадсон»
 АВО «Кезо-Луар»

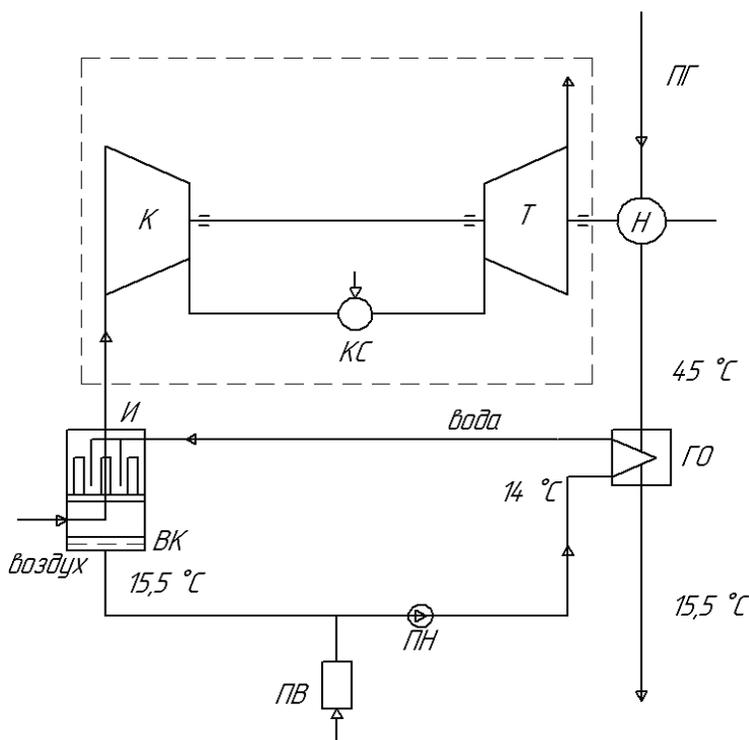


Рис. 4. Схема газоохладительной установки

Газоперекачивающий агрегат снабжен газовой водяным охладителем (ГО) с водяным теплоносителем. Нагретая в ГО вода при охлаждении газа, сжатого нагнетателем, поступает в испаритель (И), установленный на входе в компрессор. Он содержит разбрызгиватель горячей воды, орошаемые пластины с гидрофильным покрытием и водяную камеру (ВК) сбора неиспарившейся воды. Частичное испарение воды происходит за счет поглощения теплоты ее парообразования. Внутренняя теплота образовавшегося пара отводится к воздуху, всасываемому компрессором. При этом происходит охлаждение неиспарившейся воды с ее отводом в водяную камеру, связанную трубопроводом с газоохладителем. В установке подпиточной воды (ПВ) добавляется химически очищенная вода, компенсирующая отвод пара во всасывающий тракт компрессора. Паровая среда смешивается с воздухом, поступающим в компрессор.

Для ГПА, установленных в компрессорных цехах ОАО «Газпром трансгаз Самара» (табл. 2), произведен расчет расхода охлаждающей воды, подаваемой в ГО и необходимой для поддержания требуемой температуры газа на выходе из ГО.

Характер изменения температуры газа по трассе трубопровода зависит от ряда факторов. На температуру газа влияет температура грунта и эффект Джоуля – Томсона, в результате которого в летний период при снижении давления в газопроводе между компрессорными цехами в среднем на 2 МПа температура газа уменьшается на 9–10 °С и может оказаться ниже температуры грунта. Температура природного газа на входе в последующий компрессорный цех МГ должна быть выше точки росы. Температура природного газа на выходе из ГО

принята на 10–12 °С выше температуры точки росы. Количество теплоты Q_1 , отводимое от природного газа в ГО:

$$Q_1 = G_{\Gamma} \cdot c_{P_{\Gamma}} (T_H - T_2),$$

где G_{Γ} – расход газа через центробежный нагнетатель, кг/с;
 $c_{P_{\Gamma}}$ – удельная изобарная теплоемкость газа, Дж/кг·К;
 T_H, T_2 – температура газа на входе и выходе из ГО, К.

Таблица 2

Технические характеристики ГПА, входящих в состав КЦ МГ

Тип ГПА	Тип ГТД	Номинальная мощность ГПА, МВт	Температура в цикле, К	Степень повышения давления в ГТД	Число работающих ГПА на номинальном режиме
ГТК-10	ГТК-10-4	10,0	1053	4,6	3 гр. по 2 ГПА
ГПА-Ц-16	НК-16СТ	16,0	1083	9,7	3 ГПА
ГПА-Ц-6,3	НК-12 СТ	6,3	950	8,97	3 ГПА

Расход охлаждающей воды в ГО $G_{вод}$ определяется по уравнению теплового баланса:

$$G_{Вод} = \frac{G_{\Gamma} \cdot c_{P_{\Gamma}} (T_H - T_2)}{c_{P_{Вод}} (T_{вод2} - T_{вод1})},$$

где $c_{P_{вод}}$ – удельная изобарная теплоемкость воды, Дж/кг·К;
 $T_{вод1}, T_{вод2}$ – температура охлаждающей воды на входе и выходе из испарителя, К.

Приведенные в табл. 3 расходы воды, подаваемой в ГО компрессорного цеха, максимальны для одного работающего ГПА (или группы ГПА) и обеспечивают температуру ПГ на 10–12 °С выше температуры точки росы. При увеличении производительности МГ и включении дополнительных ГПА расход охлаждающей воды будет увеличиваться.

Таблица 3

Расчетные параметры ГО для КЦ

Тип ГПА	Номинальный расход ПГ через ЦН, кг/с	Номинальный расход ПГ по КЦ, кг/с	Мах расход воды 1 ГПА (1 гр. ГПА), кг/с	Мах расход воды на КЦ, кг/с
ГТК-10	311,8	935,5	166,7	500,1
ГПА-Ц-16	280,2	758,5	150,0	450,0
ГПА-Ц-6,3	85,0	230,0	45,0	135,0

При снижении производительности магистрального газопровода и соответственно степени повышения давления в ЦН расходы воды также снижаются, обеспечивая заданную температуру природного газа на выходе из ГО. Нагревая

в газоохладителе вода поступает в испаритель. В распылителе она разбрызгивается и подается на орошаемые гидрофильные пластины. При контакте этих пластин с воздухом, всасываемым компрессором, происходит частичное парообразование воды из гидрофильных пластин и испарительное охлаждение воды, нагретой в ГО. Теплоту, отводимую от испаряющейся воды к воздуху, можно определить по уравнению [7]

$$Q_{исп} = G_B \left(r + c_{p_{Пар}} T_M \right) \frac{(d_{Вл.В} - d_H)}{1000},$$

где G_B – расход воздуха, подаваемого в компрессор ГТД через испаритель, кг/с;

r – удельная теплота парообразования, Дж/кг;

$c_{p_{Пар}}$ – удельная изобарная теплоемкость пара, Дж/кг·К;

T_M – температура мокрого термометра, К, определяемая по [8];

$d_{Вл.В}$; d_H – влагосодержание воздуха на выходе из испарителя и сухого воздуха на входе в испаритель, г/кг, определяемое по [7].

Массовый расход пара, необходимый для снижения температуры воды в водяной камере до $t_{вод1} = 11-13$ °С, определяется по уравнению теплового баланса испарителя:

$$G_{Пар} = \frac{Q_{исп} - G_B h_{с.в}}{(r + h_{Пар})}.$$

Предварительный расчет испарителя показал, что для снижения температуры воды на 11–13 °С в нем должно испариться не менее 5 % подводимой горячей воды (табл. 4).

Таблица 4

Рассчитанные параметры в испарителе при температуре окружающего воздуха +25 °С

Тип ГПА	Расход воздуха в ГТД, кг/с	Мах расход воды 1 ГПА (1 гр. ГПА), кг/с	Расход пара 1 ГПА (1 гр. ГПА), кг/с	$T_{ВОЗ}$ на входе в компрессор, °С
ГТК-10	84,5	166,74	8,4/4,2	24,0
ГПА-Ц-16	101,0	150,0	7,5	23,5
ГПА-Ц-6,3	60,5	45,0	2,3	24,0

Процесс теплообмена в испарителе определяется равенством теплоты парообразования и отведенной теплоты от воздуха, поступающего в компрессор. Энтальпия влажного воздуха на входе в компрессор $h_{Вл.В}$ определяется по формуле

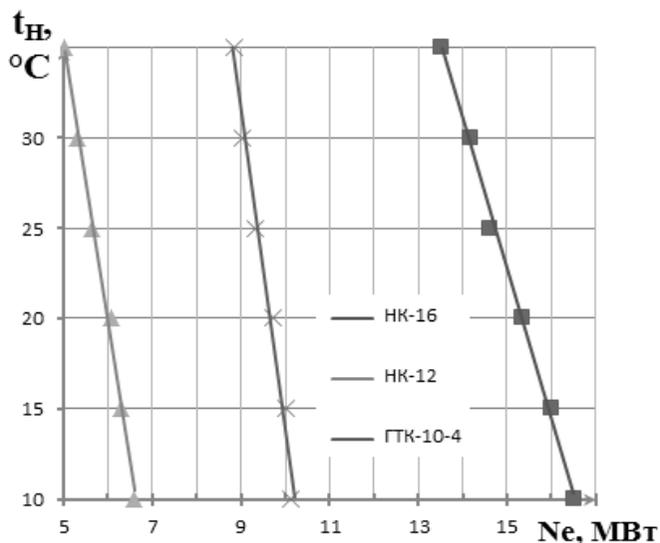
$$h_{Вл.В} = h_{с.в} + (r + h_{Пар}) \frac{d_H}{1000},$$

где $h_{с.в}$ – удельная энтальпия сухого воздуха, Дж/кг;

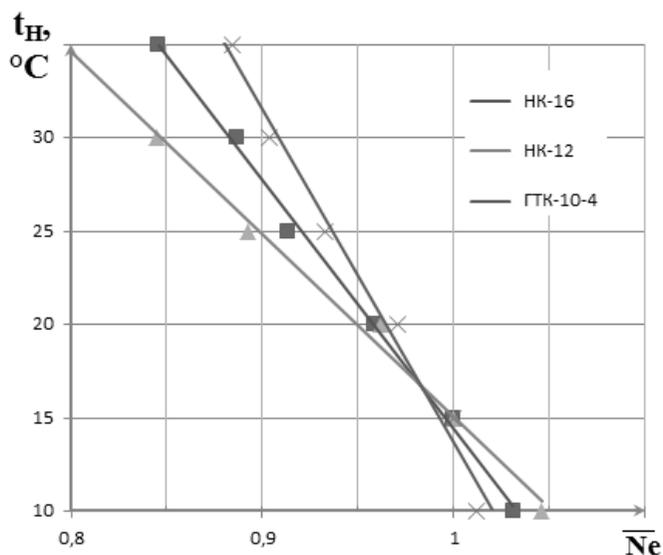
$h_{пар}$ – удельная энтальпия пара, Дж/кг.

На входе в компрессор ГТД происходит смешение воздуха с $t_B = 25$ °С и пара с $t_{пар} = 11-13$ °С. В результате смешения температура паровоздушной смеси сни-

жается на 1–2 °С, а ее теплоемкость повышается в среднем на 10 %. В летний период при температурах воздуха выше 15 °С снижается мощность ГТД. На рис. 5а показано изменение абсолютной мощности нескольких типов ГПА, а на рис. 5б – их относительной мощности от температуры наружного воздуха. При повышении температуры воздуха от 15 до 35 °С мощность ГПА снижается от 8 до 20 % в зависимости от типа их ГТД.



а



б

Рис. 5. Зависимость мощности (а) и относительной мощности (б) от температуры окружающего воздуха

За счет увлажнения воздуха, поступающего в компрессор, происходит повышение мощности ГТД. В табл. 5 указано изменение мощности и КПД ГТД для разных типов газоперекачивающих агрегатов.

Рассчитанные параметры ГТД при температуре окружающего воздуха +25 °С

Тип ГПА/ГТД	Номинальная мощность ГТД, МВт	Мощность ГТД при +25 °С, МВт	Мощность ГТД При +25 °С с ГОУ, МВт	Номиналь- ный КПД ГТД	КПД ГТД при +25 °С	КПД ГТД при +25 °С с ГОУ
ГТК-10 ГТК-10-4	10,0	9,33	9,50	0,270	0,261	0,268
ГПА-Ц-16 НК-16СТ	16,0	14,60	15,30	0,260	0,237	0,251
ГПА-Ц-6,3 НК-12 СТ	6,3	5,62	6,02	0,296	0,287	0,294

Из теории тепловых двигателей известно, что влияние теплофизических параметров на показатели эффективности ГТД сложно и нелинейно. Для получения более высоких показателей эффективности необходимо оптимизировать термодинамические параметры газоохладительной установки с конкретным газотурбинным двигателем. Комплексный анализ эффективности применения представленного типа ГО в сочетании с испарителями во всасывающем тракте компрессора ГТД требует детального учета характеристик газоохладителя, испарителя, гидравлических потерь и теплофизических свойств рабочей среды.

На основе проведенного предварительного термодинамического расчета газоохладительной установки можно сделать следующие выводы.

Применение водяного газоохладителя в сочетании с испарительной установкой с орошаемыми пластинами с гидрофильным покрытием позволяет в летний период снизить температуру газа, подаваемого в МГ. Температура охлаждающей воды не зависит от температуры окружающего воздуха, а определяется термодинамическими параметрами испарителя. Это дает возможность получения заданной, стабильной температуры технологического газа для подачи его в магистраль. Стабилизация температурного режима на всем протяжении магистрального газопровода позволит снизить мощности, затраченные на повышение давления в Н. Так как АВО являются основными потребителями электроэнергии собственных нужд КЦ, то исключение их в летний период из технологического процесса позволит существенно снизить потребление электроэнергии. Увлажнение воздуха на входе в компрессор ГТД для принятых параметров позволит увеличить мощность ГТД порядка на 3–7 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Газотурбинные установки: Учеб. пособие / С.А. Гулина, И.Ю. Горюнова. – Самара: СамГТУ, 2014. – 104 с.
2. Гулина С.А., Тян В.К., Орлова Г.М. Особенности конвертирования авиационного двигателя в газотурбинный привод центробежного нагнетателя для МГ // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2014. – Т. 16. – № 1(2). – С. 578–584.
3. Особенности применения в нефтепроводном транспорте насосных установок с газотурбинным приводом [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://сайтнефтегаза.рф/2011/12/sobennosti-primeneniya-v-nefteprovodnom-transporte/>
4. Гулина С.А., Орлов М.Ю. Упрощение термодинамических расчетов тепловых машин путем использования модели идеальных газов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2009. – № 3 (ч. 3). – С. 28–34.

5. Дорوفеев В.М., Маслов В.Г., Первышин Н.В. Термогазодинамический расчет газотурбинных силовых установок. – М.: Машиностроение, 1973. – 144 с.
6. Ривкин С.Л. Термодинамические свойства газов: Справочник: в 2 т. – М.: Энергоиздат, 1987. – 288 с.
7. ООО АгроПроектИнвест [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.agroproj.ru/articles /engene2.html> (01.04.2016).
8. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справочник / Под ред. С.Н. Богданова. 4-е изд., перераб. и доп. – СПб.: СПбГАХИТ, 1999.

Статья поступила в редакцию 21 января 2018 г.

GAS-COOLER INSTALLATION FOR COMPRESSOR SHOPS OF THE MAI GAS PIPELINES

L.P. Sheludko¹, S.A. Gulina¹, I.Y. Goryunova², G.V. Vlasov¹

¹ Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya str., Samara, 443100, Russian Federation

²Ural federal state technical university
19, Mira str., Yekaterinburg, 620000, Russian Federation

Abstract. *Questions of reliability augmentation and efficiency of technological processes of compressor stations of the main gas pipelines using gas-cooling installation of new type are considered. The carried-out assessment of efficiency of use of air coolers of natural gas which showed that during a summer time frame the efficiency of this equipment decreases. Thermodynamic calculation of gas-cooling installation is carried out, and are defined thermodynamic by evaporator parameters, providing the given temperature of technological gas on an input in the trunk. As temperature of the cooling water does not depend on ambient air temperature, and is defined by thermodynamic parameters of the evaporator, it gives the chance of obtaining the given, stable temperature of technological gas for submission it in the trunk. Stabilizing of temperature condition throughout the main gas pipeline will allow to reduce the capacities spent for increase in pressure in TsN. Increase in power of the turbine jet during the summer period after moistening of air on an input in the compressor is calculated.*

Keywords: *main gas pipeline, compressor station, gas-distributing aggregate, air cooler, gas-cooling installation.*

*Leonid P. Sheludko (Ph.D. (Techn.)), Associate Professor.
Svetlana A. Gulina (Ph.D. (Techn.)), Associate Professor.
Irina Y. Goryunova (Ph.D. (Techn.)), Associate Professor.
Gleb V. Vlasov, student.*