

# Новая технология перекачки газа на основе утилизации теплоты выхлопных газов ГТУ

Р.Р. Кантюков (ООО «Газпром трансгаз Казань»),

М.Б. Хадиев, И.Р. Сагбиев, А.Г. Егоров, Р.М. Галиев, Т.В. Максимов

(Казанский национальный исследовательский технологический университет)

И.Ф. Хуснутдинов (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС)

Рассматривается новая технология перекачки газа на основе утилизации теплоты выхлопных газов ГТУ, позволяющая снизить температуру газа на входе в технологический компрессор и затраты энергии на сжатие газа. Представлены технологическая схема, термодинамический цикл, график изменения температуры газа по характерным точкам при известной и новой технологиях перекачки газа. Предложено оценивать эффективность технологии перекачки газа через удельный расход топливного газа на единицу подачи коммерческого газа. Показано, что при новой технологии перекачки газа уменьшение удельного расхода топливного газа в зависимости от мощности газоперекачивающего агрегата может составлять от 1,7 до 7,3%.

**Ключевые слова:** газоперекачивающий агрегат; утилизация теплоты выхлопных газов; удельный расход топливного газа; затраты энергии на сжатие перекачиваемого газа.

## NEW GAS TRANSMISSION TECHNOLOGY ON BASIS OF UTILIZATION OF EXHAUST HEAT OF GAS TURBINE

R.R. Kanyukov (ООО «Gazprom transgaz Kazan»), M.B. Khadiev, I.R. Sagbiev, A.G. Egorov, R.M. Galiev, T.V.

Maksimov (Kazan national research technological university), I.F. Khusnutdinov (АО «NIIturbocompressor named V.B. Schneppe»)

A new flow chart of the compressor station and an innovative technology for natural gas transmission are presented. As a result of cooling the natural gas before compression, the technological compressor reduces energy costs for compressing transported natural gas. For practical implementation of a new technology for transmission natural gas and obtaining an economic effect, the necessary calculations have been made and heat and refrigeration equipment has been selected.

**Key words:** compressor station, innovative technology, calculations, heat and refrigeration equipment.

Известно, что доля газоперекачивающих агрегатов (ГПА) с приводом от газотурбинных установок (ГТУ) от общего числа ГПА, установленных на компрессорных станциях (КС) магистральных газопроводов России, составляет более 74% [1]. При этом средневзвешенный КПД существующего парка ГПА ПАО «Газпром» составляет всего 25-29% [2, 3]. Это означает, что с выхлопными газами ГТУ теряется более 70% вырабатываемого тепла.

Поэтому повышение эффективности ГПА на основе более глубокой утилизации тепловой энергии высокотемпературных (400÷500 °С) выхлопных газов ГТУ является одной из приоритетных задач в рамках программы энергосбережения в ПАО «Газпром».

Различные схемы утилизации теплоты выхлопных газов, позволяющие получить тепловую, механическую и электрическую энергию, вырабатывать холод, и основные объекты их использования на КС магистральных газопроводов рассмотрены в работах [4, 5, 6, 7, 8].

Во всех этих предложенных схемах утилизации тепла выхлопных газов технология перекачки газа остается прежней, т.е. газ, поступающий на КС, вначале очищается от конденсата и грязи, далее сжимается в центробежных компрессорах, охлаждается в аппаратах воздушного охлаждения (АВО) и направ-

ляется в магистральный газопровод. Затраты энергии на сжатие транспортируемого газа при этом остаются неизменными.

В то же время известно, что удельные затраты энергии на сжатие газа в компрессорах прямо пропорциональны начальной температуре газа. Поэтому была предложена инновационная технология перекачки газа на основе утилизации тепла выхлопных газов, позволяющая снизить температуру газа на входе в технологический компрессор и, следовательно, затраты энергии на сжатие газа [9].

В предложенной технологической схеме перекачки (рис.1) для утилизации теплоты выхлопных газов ГТУ применяется теплоиспользующая холодильная машина, работающая по модернизированному специальному циклу Чистякова-Плотникова [10].

Перекачка газа компрессорной станцией осуществляется следующим образом (рис. 1). Газ из входного коллектора магистрального газопровода 1 поступает в блок очистки 2, где очищается от конденсата и механических примесей, далее охлаждается в охладителе газа 4 до заданной величины  $T_{охл} = T_1$ . Охлажденный газ поступает в технологический компрессор 5, где сжимается до заданного давления и поступает в выходной коллектор 8 магистрального газопровода для дальнейшей транспортировки.

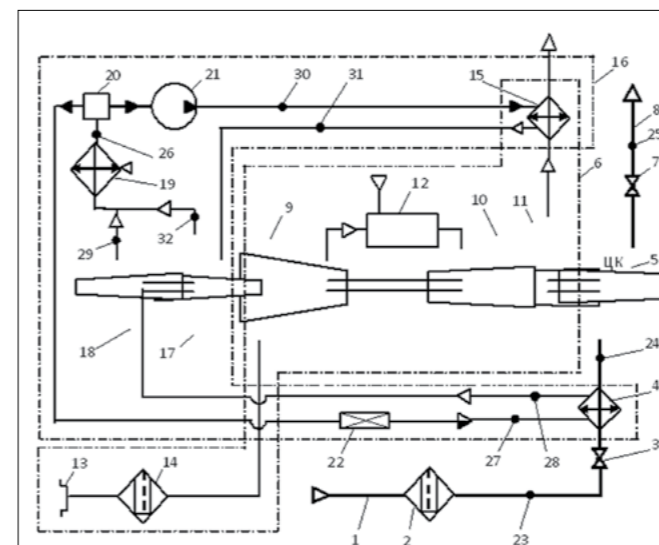


Рис. 1. Схема перекачки газа с утилизацией теплоты выхлопных газов ГТУ по инновационной технологии

Привод технологического компрессора 5 осуществляется от газотурбинной установки 6. Воздух из атмосферы через приемник воздуха 13, воздухоочистительное устройство 14 поступает в осевой компрессор 9, который сжимает его до необходимого давления и подает в камеру сгорания 12. В камере сгорания 12 воздуху подводится теплота за счет сгорания топливного газа и температура продуктов сгорания резко возрастает. Далее продукты сгорания расширяются в турбине высокого давления 10, силовой турбине 11, отдавая механическую энергию. Турбина 10 отдает свою энергию осевому компрессору 9, а силовая турбина 11 – технологическому компрессору 5, приводя его ротор во вращение. Расширившиеся продукты сгорания (выхлопные газы с достаточно высокой температурой) проходят через утилизатор тепла 15, установленный в выходном тракте газотурбинной установки, и отдают теплоту холодильному агенту теплоиспользующей турбохолодильной машины 16. Холодильный агент под давлением  $p_T$  (рис. 2) кипит в утилизаторе тепла 15.

Пары холодильного агента на выходе из утилизатора тепла 15 перегреваются до температуры  $t_{31}$  и поступают в турбину 17, где, расширяясь, совершают работу и после нее попадают в конденсатор 19 (рис. 1). Пары холодильного агента из охладителя газа 4, который является одновременно испарителем турбохолодильной машины, всасываются турбокомпрессором 18 и после сжатия в нем также поступают в конденсатор 19. Необходимую для сжатия паров холодильного агента механическую энергию турбокомпрессор 18 получает от турбины 17. Жидкий холодильный агент после выхода из конденсатора 19 в регуляторе потока 20 разветвляется на два потока:

первый направляется через дроссель-регулятор 22 для питания охладителя газа (испарителя) 4, а второй подается с помощью насоса 21 в утилизатор тепла 15. Таким образом, в данной турбохолодильной машине используются как прямой (силовой), так и обратный (холодильный) циклы (рис. 2). Контур 26-27-28-29-26 относится к холодильному циклу, а контур 26-30-31-32-26 к силовому. Дополнительно установленный регулятор потока 20 позволяет регулировать отношение количества хладагента, циркулирующего по силовому контуру, к количеству хладагента, циркулирующего по холодильному контуру, следовательно, оптимизировать работу турбохолодильной машины.

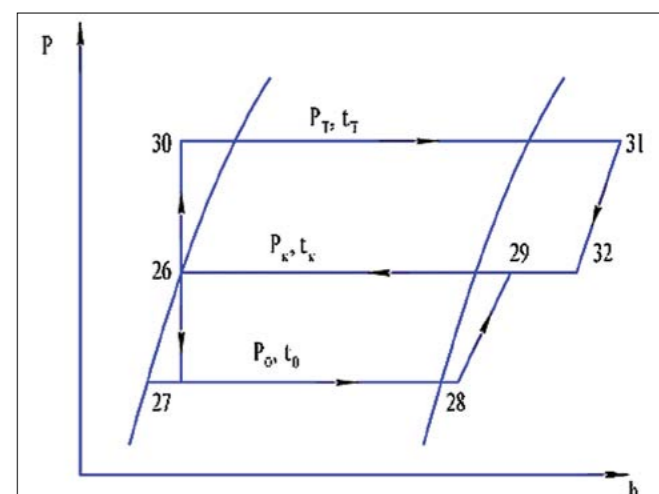


Рис. 2. Термодинамический цикл турбохолодильной машины:  $P_T, t_T$  – давление и температура холодильного агента на входе в котел-утилизатор;  $P_K, t_K$  – давление и температура конденсации холодильного агента;  $P_0, t_0$  – давление и температура кипения холодильного агента

На рис. 3 показаны графики изменения температуры газа по характерным точкам КС при известной и новой технологиях перекачки газа.

При известной технологии перекачки температура газа в процессе сжатия в технологическом компрессоре 5 (между точками 24 и 25) повышается от температуры на входе в компрессор  $T_{1изв}$ , равной температуре газа во входном коллекторе  $T_T$ , до температуры на выходе из компрессора  $T_{2изв}$ . Далее газ до его подачи в выходной коллектор магистрального газопровода охлаждается в АВО от температуры  $T_{2изв}$  до температуры  $T_{АВО}$ .

При новой технологии перекачки уровень температуры при сжатии газа ниже и зависит от глубины его предварительного охлаждения в охладителе газа 4 (между точками 23 и 24), т.е. от температуры газа на входе в технологический компрессор  $T_{1нов}$ , равной температуре газа после охладителя  $T_{охл}$ . Эту температуру задают из условия

$$T_{охл} = T_{1нов} = T_{2нов} \cdot \pi^{-\frac{\kappa-1}{\kappa \cdot \eta_{пол}}}$$

где  $T_{2нов}$  – принимаемая температура газа на выходе из технологического компрессора;  $\pi = p_2/p_1$  – отношение давлений в компрессоре в процессе сжатия;  $p_1$  – давление газа на входе в технологический компрессор;  $p_2$  – давление газа на выходе из технологического компрессора;  $\kappa$  – показатель изоэнтропы газа;  $\eta_{пол}$  – политропный КПД технологического компрессора.

Следует заметить, что температура газа, подаваемого в выходной коллектор магистрального газопровода, не должна превышать 45°C из-за возможного оплавления изоляции газопровода [11]. Поэтому температура газа на выходе из технологического компрессора при новой технологии перекачки  $T_{2нов}$  должна быть близка к температуре газа после АВО при известной технологии перекачки  $T_{АВО}$ , значение которой обеспечивает выполнение упомянутого выше условия ( $T_{АВО} \leq 45^\circ\text{C}$ ). При выполнении условия  $T_{2нов} \leq 45^\circ\text{C}$  необходимость охлаждения газа в АВО после его сжатия в технологическом компрессоре при новой технологии перекачки отпадает.

Если принять температуру газа на выходе из технологического компрессора при новой технологии перекачки  $T_{2нов}$  равной температуре газа после АВО при известной технологии  $T_{АВО}$ , то необходимая температура газа на входе в технологический компрессор при новой технологии перекачки будет определяться из выражения

$$T_{1нов} = T_{АВО} \cdot \pi^{-\frac{\kappa-1}{\kappa \cdot \eta_{пол}}}$$

Удельная затрата энергии на сжатие одного килограмма газа определяется известной формулой

$$\ell = \frac{\kappa}{\kappa-1} z R T_1 \left( \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa \cdot \eta_{пол}}} - 1 \right), \quad (1)$$

где  $z$ ,  $R$ ,  $T_1$  – коэффициент учета реальности газа, газовая постоянная и начальная температура газа.

Из уравнения (1) видно, что при изменении начальной температуры пропорционально ей меняется и затраты энергии на сжатие газа. Составим соотношение энергий на сжатие газа при различных начальных температурах, предположив при этом постоянство параметров  $\kappa$ ,  $z$ ,  $R$ ,  $\eta_{пол}$ ,  $\pi$ . Пользуясь (1) получим

$$\frac{\ell_{нов}}{\ell_{изв}} = \frac{T_{1нов}}{T_{1изв}} \quad (2)$$

При оценке соотношений энергий на сжатие газа будем исходить из требований [12], согласно которым принимаем показатель изоэнтропы природного газа  $\kappa=1,308$ , политропный КПД технологического



Рис. 3. Изменение температуры газа по характерным точкам

компрессора  $\eta_{пол}=0,85$ . Значения температуры газа в характерных точках КС  $T_{1изв}$ ,  $T_{2изв}$ ,  $T_{АВО}$  выбраны на основании опыта эксплуатации ГПА [13].

Температуру  $T_{1нов}$ , необходимую для оценки соотношений энергии  $\ell_{нов}/\ell_{изв}$ , будем определять в следующей последовательности:

– Принимаем температуру газа на выходе из технологического компрессора при новой технологии перекачки  $T_{2нов}$  равной температуре газа после АВО при известной технологии перекачки  $T_{АВО}$ ;

– Исходя из принятых значений показателя изоэнтропы  $\kappa$ , политропного КПД  $\eta_{пол}$  и давлений газа на входе  $p_1$  и выходе  $p_2$  из технологического компрессора вычисляем значение параметра  $\pi^{-\frac{\kappa-1}{\kappa \cdot \eta_{пол}}}$ . В случае

отсутствия полных данных по давлениям газа значение упомянутого параметра находим из выражения

$$T_{2изв} = T_{1изв} \cdot \pi^{-\frac{\kappa-1}{\kappa \cdot \eta_{пол}}}$$

– Вычисляем необходимую температуру газа на входе в технологический компрессор при новой технологии перекачки газа

$$T_{1нов} = T_{АВО} \cdot \pi^{-\frac{\kappa-1}{\kappa \cdot \eta_{пол}}}$$

После определения  $T_{1нов}$  находим глубину предварительного охлаждения  $\Delta t = T_{1изв} - T_{1нов}$  и по формуле (2) вычисляем соотношение энергий на сжатие газа. Результаты расчета приведены в табл. 1.

Из результатов расчета следует, что применение новой технологии перекачки газа позволяет снижать удельные затраты энергии на сжатие газа от 4,5 до 6,3%. При этом требуемая глубина предварительного охлаждения газа находится в пределах  $\sim 13 \div 17^\circ\text{C}$  в зависимости от режима работы ГПА.

Однако, для обеспечения указанной глубины предварительного охлаждения газа необходимо рас-

полагать соответствующим уровнем тепловой энергии выхлопных газов ГТУ, достаточным для выработки требуемого количества холода.

Снижение затрат энергии на сжатие газа в технологическом компрессоре означает уменьшение расхода топливного газа и повышение эффективности работы ГПА, оценку которой в большинстве случаев проводят через удельный расход топливного газа на единицу получаемой мощности.

Следует заметить, что этот параметр позволяет оценивать только совершенство ГТУ, а не ГПА в целом, т.к. при этом не учитывается КПД технологического компрессора, согласование характеристик ГТУ и компрессора, а также компрессора и сети. Поэтому представляется целесообразным эффективность работы ГПА оценивать через удельный расход топливного газа на единицу подачи коммерческого газа, определяемого по формуле:

$$\kappa_{уд.ГТГ} = \frac{G_{т.г.}}{V_{г.}} = \tau \cdot T_1 \left( \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa \cdot \eta_{пол}}} - 1 \right),$$

где  $\tau = \left( \rho_{г.} \frac{\kappa}{\kappa-1} z R \right) / \left( Q_{тс}^{об} \eta_{ГТУ} \eta_{мех} \right)$  – параметр,

зависящий от свойств газа и КПД ГТУ;  $\rho_{г.}$  – плотность газа;  $Q_{тс}^{об}$  – объемная низшая теплота сгорания топливного газа;  $\eta_{ГТУ}$  – эффективный КПД ГТУ;  $\eta_{мех}$  – механический КПД;  $G_{т.г.}$  – расход топливного газа;  $V_{г.}$  – подача коммерческого газа (расход компримируемой среды).

Этот коэффициент позволяет сравнивать разные ГПА (даже с различными значениями КПД ГТУ и компрессора) при одинаковых значениях отношения давлений и температуры газа на входе в компрессор.

При равных значениях  $\tau$ ,  $\pi$ ,  $\eta_{пол}$  получим следующее соотношение удельных расходов топливного газа по новой и известной технологиях перекачки

$$\bar{k}_{ГТ} = \frac{k_{уд.ГТГ.нов}}{k_{уд.ГТГ.изв}} = \frac{T_{1нов}}{T_{1изв}} = \frac{T_{1изв} - \Delta t}{T_{1изв}},$$

где  $\Delta t$  – глубина предварительного охлаждения газа

до входа в технологический компрессор при новой технологии перекачки.

Параметр  $\bar{k}_{ГТ}$  позволяет определять уменьшение удельного расхода топливного газа на единицу подачи коммерческого газа и оценивать энергетическую эффективность новой технологии перекачки газа. Обратной величиной к параметру  $\bar{k}_{ГТ}$  является коэффициент увеличения производительности технологического компрессора  $\bar{k}_{КТ} = 1/\bar{k}_{ГТ}$ , показывающий увеличение подачи коммерческого газа при неизменном потреблении топливного газа.

Для оценки энергетической эффективности предложенной технологии перекачки газа по разработанному алгоритму расчёта теплоиспользующей холодильной машины были проведены расчёты циклов применительно к ГПА различной мощности, установленным на КС «Арская» ООО «Газпром трансгаз Казань». Результаты расчетов сведены в табл. 2.

Как видно из таблицы 2, при использовании новой технологии перекачки газа, уменьшение удельного расхода топливного газа на единицу коммерческого расхода газа зависит от единичной мощности ГПА и составляет в среднем  $\approx 1,7\%$  для ГПА 25,  $\approx 2,5\%$  для ГПА 16,  $\approx 2,9\%$  для ГПА 8 и  $\approx 7,3\%$  для ГПА 6,3.

Это согласуется с полученными значениями глубины предварительного охлаждения газа  $\Delta t$ , которые составляют в среднем  $\sim 4,8^\circ\text{C}$  для ГПА 25,  $\sim 7^\circ\text{C}$  для ГПА 16,  $\sim 8,4^\circ\text{C}$  для ГПА 8 и  $\sim 21^\circ\text{C}$  для ГПА 6,3.

Методом интерполяции находим, что для ГПА типа ГПУ10 мощностью 10МВт глубина предварительного охлаждения может составить  $\sim 8^\circ\text{C}$ . Ранее было показано (табл. 1), что для агрегатов ГПУ10, установленных в компрессорном цехе №4 Торбеевского ЛПУМГ ООО «Газпром трансгаз Нижний Новгород», глубина предварительного охлаждения, необходимая для выполнения условия  $T_{2нов} \leq T_{АВО}$ , составляет  $13 \div 17^\circ\text{C}$ .

Отсюда следует, что располагаемая теплота выхлопных газов недостаточна для выполнения упомянутого условия.

Исходя из располагаемой глубины охлаждения  $\Delta t=8^\circ\text{C}$ , вычислим температуру газа на входе  $T_{1нов}$

Таблица 1

$\pi$	$T_{1изв}=T_{г.}$	$T_{2изв}$	$T_{2нов}=T_{АВО}$	$T_{1нов}$	$T_{2изв} - T_{АВО}$	$\Delta t$	$\frac{\ell_{нов}}{\ell_{изв}}$
-	К	К	К	К	°C	°C	-
							[13]
1,416	273,85	301,65	282,65	256,60	19	17,25	0,9370
1,364	293,15	319,75	305,35	279,95	14,4	13,2	0,9550
							[11]
-	275,15	303,15	285,15	258,81	18	16,34	0,9406
-	293,15	328,15	313,15	279,75	15	13,4	0,9543



Таблица 2

Наименование	Расчетные характеристики цикла							
	ГПА 25 (НК-36СТ ОАО «Моторостроитель»)		ГПА 16 (НК-16СТ ОАО «КМПО»)		ГПА 8 (НК-14СТ ОАО «Моторостроитель»)		ГПА 6,3 (НК-12СТ ОАО «Моторостроитель»)	
Хладагент	R290	R600	R290	R600	R290	R600	R290	R600
Расход компримируемой среды $V_r$ , млн. н. м <sup>3</sup> /сут	60		32,44		13,68		11,28	
Расход выхлопных газов $m_{\text{вых}}$ , кг/с	105,1		102,4		37		56	
Температура выхлопных газов на входе в котел-утилизатор $t_{\text{вых.1}}$ , °С.	425		378		460		570	
Температура выхлопных газов на выходе из котла-утилизатора $t_{\text{вых.2}}$ , °С.	145		145		145		145	
Теплота, отводимая в котлеутилизаторе $Q_r$ , кВт	29987,13		22747,34		11310,9		23396,24	
Массовый расход хладагента в прямом цикле $m_n$ , кг/с	81,789	70,249	65,554	56,305	32,596	27,997	67,424	57,911
Массовый расход хладагента в обратном цикле $m_o$ , кг/с	23,923	22,128	19,175	17,736	9,5344	8,8191	19,722	18,242
Объемная производительность компрессора по условиям всасывания $V_n$ , м <sup>3</sup> /с	2,4162	8,1875	1,9366	6,5624	0,9630	3,2631	1,9919	6,77496
Объемная производительность по условиям входа в турбину $V_{нд}$ , м <sup>3</sup> /с	1,1450	2,9505	0,9178	2,3648	0,4563	1,1759	0,9439	2,4323
Теплота, отводимая в конденсаторе $Q_k$ , кВт	34356	34180	27537	27395	13692	13622	28322	28177
Холодопроизводительность $Q_o$ , кВт	6340	6240	5081	5002	2527	2487	5226	5144
Глубина охлаждения газа в газоохладителе $\Delta t$ , °С.	4,810	4,746	7,148	7,036	8,429	8,297	21,14	20,81
Отношение удельных расходов топливного газа $k_{\text{ТГ}}$ , б.р	0,983	0,984	0,975	0,976	0,970	0,971	0,927	0,928
Уменьшение удельного расхода топливного газа, %	1,7	1,6	2,5	2,4	3,0	3,0	7,3	7,2
Коэффициент увеличения производительности технологического компрессора $k_{\text{КТ}}$ , б.р	1,017	1,016	1,026	1,025	1,03	1,03	1,079	1,078

Таблица 3

$\pi$	$T_{\text{изв}}$	$\Delta t$	$T_{\text{1нов}}$	$T_{\text{2нов}}$	$l_{\text{нов}}/l_{\text{изв}}$	$T_{\text{2нов}} - T_{\text{АВО}}$
1,416	273,85	8	265,85	292,84	0,9708	10,19
1,364	293,15	8	285,15	311,02	0,9727	5,67

и выходе  $T_{\text{2нов}}$  технологического компрессора и соотношении энергий для случая [13] по формулам:  $T_{\text{1нов}} = T_{\text{1изв}} - \Delta t$ ;  $T_{\text{2нов}} = T_{\text{1нов}} \pi^{(\kappa-1)/(\kappa-1_{\text{пол}})}$ .

Результаты расчета приведены в табл. 3.

Результаты расчета показывают (табл. 3), что даже при глубине охлаждения  $\Delta t = 8^\circ\text{C}$  затраты энергии на сжатие газа снижаются ~ на 3 %. Температура газа на выходе из технологического компрессора при новой технологии перекачки  $T_{\text{2нов}}$  выше температуры газа после АВО при известной технологии перекачки, но тепловая нагрузка на АВО значительно снижается, т.к. перепад температур ( $T_{\text{2нов}} - T_{\text{АВО}}$ ) почти в два раза меньше перепада температур ( $T_{\text{2изв}} - T_{\text{АВО}}$ ) (табл. 1). Это позволяет получить значительную экономию, т.к. АВО являются основными потребителями электрической энергии на КС [14].

Проведенные расчеты показывают, что использование холода, вырабатываемого на основе утилизации тепла выхлопных газов ГТУ, для охлаждения перекачиваемого газа до его сжатия в технологическом компрессоре позволяет заметно повысить эффективность работы ГПА, снизить удельные затраты топливного газа на единицу подачи коммерческого газа или увеличить подачу коммерческого газа при неизменном потреблении топливного газа.

#### Список литературы

1. Гаррис Н.А. Ресурсосберегающие технологии при магистральном транспорте газа. – СПб.: ООО «Недра», 2009. – 368 с.
2. Сеницын Ю.Н., Хороших А.В. Современные технические требования к газотурбинным газоперекачивающим агрегатам // Основные направления развития и технико-технологические решения в газоперекачивающей технике для компрессорных станций: Материалы заседания секции «Транспортировка и подземное хранение газа» Научно-технического совета ОАО «Газпром» (Москва, июнь 2007 г.). – М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2007. – С. 32–40.
3. Поршаков Б.П. Повышение эффективности эксплуатации энергопривода компрессорных станций / Б.П. Поршаков, А.С. Лопатин, А.М. Назарьина, А.С. Рябченко. – М.: Недра, 1992. – 207 с.
4. Ревзин Б.С., Ларионов Н.Д. Газотурбинные установки с нагнетателями для транспорта газа: Справочное пособие. – М.: Недра, 1991. – 303 с.
5. Билека Б. Утилизация сбросной теплоты ГПА в энергоустановках с низкокипящими рабочими телами / Б. Билека, Е. Васильев, В. Кабков, Д. Костенко, В. Избаш, В. Коломеев // Газотурбинные технологии. – 2002. – № 5 (20). – С. 6–10.

ми / Б. Билека, Е. Васильев, В. Кабков, Д. Костенко, В. Избаш, В. Коломеев // Газотурбинные технологии. – 2002. – № 5 (20). – С. 6–10.

6. Буррато А. Повышение общей эффективности термодинамического цикла газотурбинной установки // Газотурбинные технологии. – 2010. – Сент. – С. 16–17.

7. Евгеньев С.С. Повышение экономичности эксплуатации ГТУ с двигателями типа НК / С.С. Евгеньев, А.С. Лиманский, Л.В. Горюнов, Л.В. Бобылев, А.С. Шинкарев // Компрессорная техника и пневматика. – 2011. – № 3. – С. 29–33.

8. Билека Б.И. Комбинированная энергосберегающая технология перекачки газа для компрессорных станций магистральных газопроводов / Б.И. Билека, Е.П. Васильев, В.И. Избаш, В.Н. Коломеев // Компрессорная техника и пневматика в XXI веке: Труды XIII МНТК по компрессоростроению. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2004. – С. 156–162.

9. Патент на изобретение № 2 418 991 RU, МПК F04D 27/00. Способ перекачки газа (варианты) и компрессорная станция для его осуществления (варианты) / Р.А. Кантюков (RU), Р.Ш. Закиров (RU), И.М. Тамеев (RU), М.Б. Хадиев (RU), В.А. Максимов (RU), Ф.Г. Шайхиев (RU). – Оpubл. 20.05.2011. – Бюл. № 14.

10. Чистяков Ф.М., Плотников А.Е. Холодильный турбоагрегат с приводом от турбины, работающей на холодильном агенте // Холодильная техника. – 1952. – № 3. – С. 16–30.

11. Экономический подход к охлаждению природного газа на КС МГ. [Электронный ресурс]: <http://www.turbinst.ru/43-jeconomicheskijj-podkhod-kokhlazhdeniju.html>.

12. ВРД 39-1.8-055-2002. Типовые технические требования на проектирование КС, ДКС и КС ПХГ ДАО «Гипроспецгаз». – М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2002. – 98 с.

13. Техничко-экономические показатели компрессорного цеха № 4 Торбеевского ЛПУМГ ООО «Газпром трансгаз Нижний Новгород». [Электронный ресурс]: <http://www.economicwind.ru/ecowin-473.html>.

14. Калинин А.Ф., Фомин А.В. Оценка эффективности режимов работы АВО // Труды РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина. – 2011. – № 4 (265). – С. 131–139.

