

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ АГРЕГАТОВ НА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ ПЕРЕКАЧКИ ГАЗА

А. А. Дзино, А. Н. Носков, О. С. Малинина

Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет
информационных технологий, механики и оптики,
Россия, 197101, г. Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

При транспортировке добытого природного газа с помощью газоперекачивающих агрегатов образуется большое количество бросовой низкотемпературной теплоты. При расчете прямого термодинамического цикла рассмотрены вода и альтернативные рабочие вещества. Для более эффективного использования бросовой теплоты в прямом цикле вместо лопаточной турбины предлагается применение винтового детандера с сухим насыщенным водяным паром на входе. Были получены результаты по расчету компрессорной станции и газотурбинной установки, на основании которых выбрано наиболее предпочтительное рабочее вещество для прямого цикла.

Ключевые слова: природный газ, газоперекачивающие агрегаты, бросовая низкотемпературная теплота, прямой цикл, вода, альтернативные рабочие вещества, винтовой детандер.

Введение

Известно, что природный газ — химическая смесь отдельных газов, химически инертных между собой и состоит преимущественно из предельных углеводородов. Основная часть природного газа — метан, остальная часть смеси состоит из предельных углеводородов (этан, пропан, бутан, пентан), а также из азота, углекислого газа, сероводорода, водорода.

Транспортирование добытого природного газа осуществляется с помощью газоперекачивающих агрегатов (ГПА), в состав которых входят газотурбинная установка (ГТУ) и компрессорная станция (КС). Эти устройства выделяют значительное количество тепловых выбросов. Проблема применения бросовой теплоты в малообжитых и труднодоступных районах, по которым проходит трубопроводная трасса, является актуальной.

Методы исследования

В качестве решения данной проблемы авторами предлагается способ эффективного применения бросовой низкотемпературной теплоты. Способ заключается в использовании прямого термодинамического цикла (цикл Ренкина) на воде и альтернативных рабочих веществах. Применение прямого термодинамического цикла требует использования расширительного устройства (детандера) для организации вращения электрического генератора. На традиционных электростанциях в качестве расширительного устройства для водяного пара применяется лопаточная турбина.

Для предотвращения выпадения капельной жидкости на лопатках турбины пар перегревают в парогенераторе, так как процесс расширения насыщенного водяного пара заканчивается в области влажного пара.

Применение пароперегревателя приведет к необходимости понижения давления в кипятильнике, таким образом произойдет понижение давления

перед расширительным устройством, следовательно, уменьшится термический КПД цикла. Представлен процесс расширения, иллюстрирующий уменьшение давления перед детандером в случае включения в схему пароперегревателя (рис. 1).

Расчеты показывают, что в случае применения водяного пара для следующего режима: температура пара перед детандером 100°C и температуре конденсации 50°C , термический КПД для цикла 5–6–3–7–8–5 с пароперегревателем уменьшается в 3 раза по сравнению с циклом 1–2–3–4–1 со всасыванием сухого насыщенного пара.

Вместо лопаточного детандера (турбины) предлагается применение винтового детандера с всасыванием сухого насыщенного водяного пара. Естественно, в конце процесса расширения получится влажный пар. Капельная жидкость, присутствующая в расширяющей среде, загромождает зазоры между профильными поверхностями винтов, а также меж-

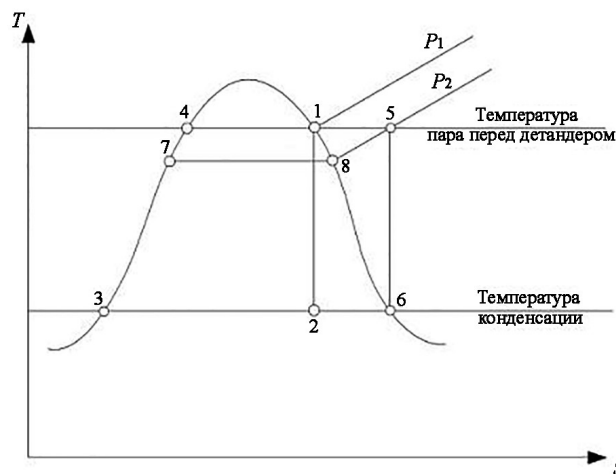


Рис. 1. Цикл 1–2–3–4–1 без перегревателя.
Цикл 5–6–3–7–8–5 с пароперегревателем
Fig. 1. Cycle 1–2–3–4–1 without overheating.
Cycle 5–6–3–7–8–5 with superheater

ду корпусом и винтами, уменьшая протечки пара, повышая тем самым эффективность работы винтового детандера.

Паровой винтовой детандер в диапазоне мощности (150–1500) кВт практически по всем показателям существенно превосходит лопаточные турбины.

Как известно, природный газ из добычной скважины на поверхность земли поступает с давлением 7...10 МПа и с температурой около 40 °С. Для транспортировки газа по магистральным трубопроводам в компрессорной станции осуществляют его сжатие со степенью повышения давления порядка 1,5, необходимой для проталкивания газа до следующей компрессорной станции. Компрессорная станция получает электроэнергию от электрогенератора ГТУ.

Результаты исследования

Расчеты процесса сжатия показали следующее. В качестве природного газа был принят метан. Параметры газа на входе в компрессор: давление 7 МПа, температура +40 °С. Степень повышения давления 1,5. Политропный КПД цикла 0,85. Температура газа в конце процесса сжатия оказалась равной 176 °С. Представлена схема включения детандера с дополнительным электрогенератором к магистральному трубопроводу (рис. 2).

Вариант организации соосности вала детандера с валом компрессора не рассматривается, так как это требует значительных конструктивных изменений в штатный компрессор станции.

Как видно из рис. 2, детандер работает в контуре прямого цикла с целью получения дополнительной электроэнергии в электрогенераторе. Тип детандера применяется винтовой, так как он позволяет расширять насыщенный водяной пар.

Для дальнейших расчетов были приняты следующие параметры схемы с компрессорной станцией.

Температура газа после теплообменника/кипятильника $t_3 = +110^\circ\text{C}$. Температура кипения рабочего вещества в прямом цикле $t_0 = +100^\circ\text{C}$. Температура конденсации рабочего вещества $t_k = +50^\circ\text{C}$.

Исходным рабочим веществом для прямого цикла принята вода. Выбор альтернативных рабочих веществ осуществлялся по следующим показаниям: давление перед детандером из условий общих требований к холодильному оборудованию не более 2 МПа, давление после детандера из условия отсутствия подсоса наружного воздуха в систему не менее 0,1 МПа.

В ГТУ температурный потенциал бросовой теплоты более высокий. Так, например, для агрегатов типа ГПА усредненное значение температуры выхлопных газов составляет 488 °С. Организацию схемы подключения детандера в составе прямого цикла к магистральному трубопроводу можно осуществлять по принципу примера на рис. 2. Поскольку температура выхлопа из ГТУ значительная, то в качестве рабочего вещества можно применить воду. Для водяного пара давление конденсации при $t = +50^\circ\text{C}$ составит $P_k = 0,012335$ МПа. Давление кипения при $\pi = 15$ составит $P_0 = 0,185025$ МПа. Это соответствует температуре кипения $t_0 = +117,8^\circ\text{C}$. Температуру транспортируемого газа после теплообменника/котла можно принять равной 130 °С. Для корректности сравнения эффективности рабочих веществ для хладонов приняли ту же температуру кипения +117,8 °С.

Результаты расчетов по компрессорной станции и газотурбинной установке, представленные в виде зависимости термического КПД цикла η_t при адиабатном расширении и степени повышения давления π от выбранного рабочего вещества (рис. 3 а, б).

Как видно из рис. 3, наибольший термический КПД у воды, тем более что все исследованные хладоны не соответствуют принципу бивалентности [1–8].

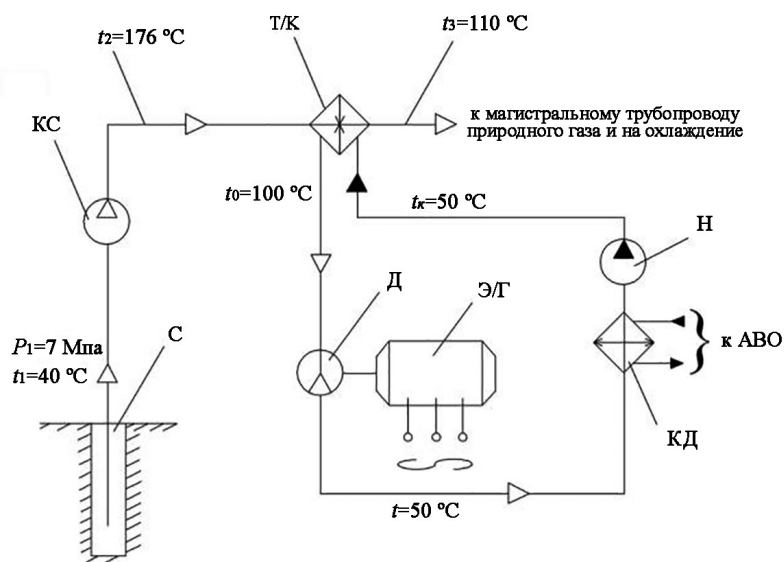


Рис. 2. Схема присоединения детандера/электрогенератора к магистральному трубопроводу природного газа:

С — добычная скважина; КС — компрессорная станция; Т/К — теплообменник/котел; Д — детандер; Э/Г — электрогенератор; АВО — аппарат воздушного охлаждения; КД — конденсатор; Н — циркуляционный насос

Fig. 2. Scheme of connecting the expander/electric generator to the main natural gas pipeline:

С — production well; КС — compressor station; Т/К — heat exchanger/boiler; Д — expander; Э/Г — electric generator; АВО — the device of air cooling; КД — the condenser; Н — circulating pump

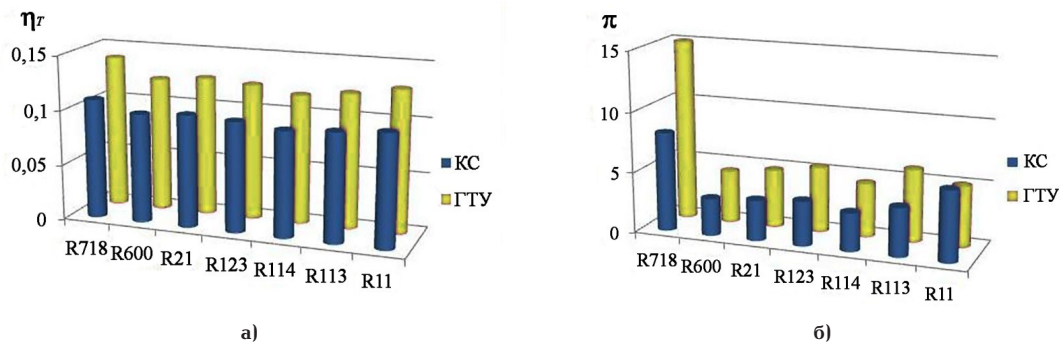


Рис. 3. Результаты расчетов по компрессорной станции и газотурбинной установке:
а) зависимость термического КПД цикла при адиабатном расширении от рабочего вещества;
б) зависимость степени повышения давления от рабочего вещества

Fig. 3. Results of calculations for the compressor station and gas-turbine plant:
a) the dependence of the thermal efficiency of the cycle under adiabatic expansion from the working substance;
b) the degree of increase of pressure dependence on the working substance

Таблица 1. Основные показатели ГПА
Table 1. Main indicators of gas compressor stations

Параметр	Величина
Номинальная мощность турбины, МВт	25
Расход выхлопных газов, кг/с	79,6
Температура выхлопных газов, °C	488
Расход перекачиваемого природного газа, $\text{м}^3/\text{час}$	$1,87 \times 10^6$

Таким образом, можно сделать вывод, что наиболее привлекательным рабочим веществом для рассматриваемых прямых циклов является вода.

В качестве примера эффективности использования бросового тепла от газоперекачивающих агрегатов рассмотрен агрегат ГПА-Ц-25, изготавливаемый ОАО «Сатурн – Газовые турбины». Агрегат ГПА-Ц-25 состоит из двигателя ПС-90ГП-25 и нагнетателя типа РТМ 25. Валы турбины и нагнетателя соосны. Представлены основные показатели ГПА (табл. 1).

Предварительный калорический расчет показывает, что в номинальном режиме работы ГПА можно получить с помощью организации прямого цикла с винтовыми детандерами и расширением сухого насыщенного водяного пара примерно 3 МВт дополнительной электроэнергии на $1 \cdot 10^6 \text{ м}^3/\text{час}$ перекачиваемого природного газа.

Был произведен расчет характеристик пароводяного винтового детандера, учитывающий особенности рабочего процесса.

Рабочий процесс в детандере происходит в парной полости, образованной впадинами ведущего и ведомого винтов.

Для количественной оценки изменения параметров состояния пара в парной полости детандера использовался первый закон термодинамики для тела переменной массы в дифференциальной форме

$$dU = -dL + dZ_{\text{nam}} - dZ_{\text{ym}} + dQ, \quad (1)$$

где dU — изменение полной внутренней энергии пара в элементарном процессе; dL — внешняя работа, полученная при расширении пара; dZ_{nam} — энергия пара, натекающего в парную полость и вытекающего из нее за рассматриваемый промежуток времени; dQ — количество теплоты, полученной или отданной деталям детандера.

Так как скорость протекания рабочих процессов в детандере высока, порция пара, заключенного в парной полости, успеет обменяться лишь небольшим количеством тепла с деталями детандера, поэтому последним членом в уравнении (1) можно пренебречь.

После преобразования уравнения (1) с учетом известных термодинамических соотношений получим выражения для расчета изменения давления в элементарном процессе расширения пара в парной полости [9]

$$dp = dp_s + dp_{\text{nam}} + dp_{\text{ym}}, \quad (2)$$

$$dp_s = -p \cdot k_v \cdot \frac{dW}{W}, \quad (3)$$

где p — текущее значение давления; k_v — показатель изэнтропы, dW , W — изменение и текущее значение объема парной полости.

Изменение давления в результате поступления в парную полость массы натека dp_{nam} и вытекание утечек dp_{ym}

$$dp_{\text{nam}} = \frac{zR}{W} \left[\frac{(h_0 - u)}{c_v} + T \right] \cdot \sum_k dG_{\text{nam},k}, \quad (4)$$

$$dp_{\text{ym}} = -\frac{zR}{W} \left[\frac{p \cdot v}{c_v} + T \right] \cdot \sum_j dG_{\text{ym},j}, \quad (5)$$

где z — текущее значение коэффициента сжимаемости; R — газовая постоянная; h_0 — энтальпия пара в полости, из которой происходит натекаание в рассматриваемую парную полость; u , p и v — текущие значения удельной внутренней энергии, давления и удельного объема; c_v — изохорная теплоемкость; T — текущее значения абсолютной температуры; $dG_{\text{nam},k}$, $dG_{\text{ym},j}$ — количество пара, натекающего и вытекающего через одну из щелей за рассматриваемый промежуток времени.

Для расчета сопротивления впускного окна детандера использовались зависимости, приведенные в [10].

Построенная с использованием зависимостей (2) ... (5) расчетная индикаторная диаграмма позволяет определить индикаторную мощность детандера N_i и определить полученную электрическую мощность

$$N_{эл} = N_i \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{эл}. \quad (6)$$

Для рассматриваемых винтовых детандеров механический КПД $\eta_{мех} = 0,93...0,95$, а КПД генератора $\eta_{эл} = 0,94...0,96$.

Вывод

При использовании в пароводяном детандере винтов с асимметричным профилем зубьев АО «НИИ турбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (г. Казань) с внешними диаметрами 630 мм и длиной винтов 850 мм можно получить 242 кВт электроэнергии при температуре кипения 100°C и 487 кВт при температуре кипения 117,8°C. Полученную электроэнергию можно использовать для автономного обслуживания инфраструктуры ГПА.

Список источников

1. Bin-Ujiaq A. G., Strivastava N. S., Ismail M. S. Global warming impact due to CFC in refrigerator in Malaysia // International Conference Energy efficiency in refrigeration and global warming impact. Belgium, 1993. P. 301 – 306.
2. Cavallini A. Working fluids for mechanical refrigeration // Proc. 19th International Congress of Refrigeration. The Hague, The Netherlands, August 20 – 25, 1995. P. 25 – 42.
3. Chen J., Beermann K., Kruse H. R227 an environmentally benign refrigerant for high temperature heat pump applications // Proc. of Int. Conf. CFCs, the Day After Joint Meeting of IIR Commissions B1, B2, E1 and E2. Padova, 21 – 23 Sept. 1994. P. 49 – 55.
4. Nimitz J., Lankford L. Refrigerants Containing Fluoroidocarbons // Proc. 1994. Int. Refrig. Conf. Purdue Univ., U.S.A. 1994. 07.19 – 22. P. 255 – 260.
5. Steimle F. Tendencies in CFC Development // Proc. of Int. Conf. CFCs, the Day After Joint Meeting of IIR Commissions B1, B2, E1 and E2. Padova, 21 – 23 Sept. 1994. P. 3 – 10.
6. Stephan K., Krauss R. Regulated CFCs and their alternatives // Proceedings: Solid Refrigeration Symposium. Paris: Ministere de la Recherche et de L'Espace, 1992. P. 32 – 42.

7. Handbook for the montreal protocol on substances that deplete the ozone layer. Section 1.1. As adjusted and amended by the second meeting of the parties // UNEP. London, 1990. P. 3 – 28. ISBN 9966-7319-0-3.

8. Sibley H. W. Alternative Refrigerants: Potential Impact on System Design // Proc. of Int. Conf. CFCs, the Day After Joint Meeting of IIR Commissions B1, B2, E1 and E2. Padova, 21 – 23 Sept. 1994. P. 49 – 55.

9. Носков А. Н. Расчет процесса сжатия холодильного винтового компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 1997. № 1. С. 35 – 39.

10. Носков А. Н., Сакун И. А., Пекарев В. И. Исследование рабочего процесса холодильного винтового компрессора сухого сжатия // Холодильная техника. 1985. № 6. С. 20 – 24.

ДЗИНО Анатолий Аполлонович, кандидат технических наук, доцент (Россия), тьютер кафедры «Холодильная техника и возобновляемая энергетика».

SPIN-код: 2030-5630

AuthorID (РИНЦ): 709601

Адрес для переписки: dzinoaa@mail.ru

НОСКОВ Анатолий Николаевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Холодильная техника и возобновляемая энергетика».

SPIN-код: 3571-9630

AuthorID (РИНЦ): 397773

Адрес для переписки: dn.noskoff@rambler.ru

МАЛИНИНА Ольга Сергеевна, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная техника и возобновляемая энергетика».

SPIN-код: 6840-9272

AuthorID (РИНЦ): 709687

Адрес для переписки: holmash_malinina@mail.ru

Для цитирования

Дзино А. А., Носков А. Н., Малинина О. С. Пути повышения эффективности агрегатов на газоперекачивающих магистральных трубопроводах перекачки газа // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2017. Т. 1, № 2. С. 53 – 57. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-1-53-57.

Статья поступила в редакцию 26.03.2018 г.

© А. А. Дзино, А. Н. Носков, О. С. Малинина

WAYS TO INCREASE EFFICIENCY OF AGGREGATES ON GAS PUMPING GAS TRUNK PIPELINES

A. A. Dzino, A. N. Noskov, O. S. Malinina

Saint Petersburg National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics,
Russia, St. Petersburg, Kronverkskiy pr., 49, 197101

When transporting produced natural gas with the help of gas-pumping units, a large amount of low-temperature heat is generated. When calculating the direct thermodynamic cycle, water and alternative working substances are considered. For the more efficient use of waste heat in the forward cycle, instead of a blade turbine, the use of a screw expander with dry saturated steam at the inlet is proposed. Results are obtained on the calculation of the compressor station and gas turbine plant, on the basis of which the most preferred working substance for the forward cycle is chosen.

Keywords: natural gas, gas-pumping units, waste low-temperature heat, direct cycle, water, alternative working substances, screw expander.

References

1. Bin-Ujiang A. G., Strivastava N. S., Ismail M. S. Global warming impact due to CFC in refrigerator in Malaysia // International Conference Energy efficiency in refrigeration and global warming impact. Belgium, 1993. P. 301 – 306. (In Engl.).
2. Cavallini A. Working fluids for mechanical refrigeration // Proc. 19th International Congress of Refrigeration. The Hague, The Netherlands, August 20 – 25, 1995. P. 25 – 42. (In Engl.).
3. Chen J., Beermann K., Kruse H. R227 an environmentally benign refrigerant for high temperature heat pump applications // Proc. of Int. Conf. CFCs, the Day After Joint Meeting of IIR Commissions B1, B2, E1 and E2. Padova, 21 – 23 Sept. 1994. P. 49 – 55. (In Engl.).
4. Nimitz J., Lankford L. Refrigerants Containing Fluorocarbon // Proc. 1994. Int. Refrig. Conf. Purdue Univ., U.S.A. 1994. 07.19 – 22. P. 255 – 260. (In Engl.).
5. Steimle F. Tendencies in CFC Development // Proc. of Int. Conf. CFCs, the Day After Joint Meeting of IIR Commissions B1, B2, E1 and E2. Padova, 21 – 23 Sept. 1994, P. 3 – 10. (In Engl.).
6. Stephan K., Krauss R. Regulated CFCs and their alternatives // Proceedings: Solid Refrigeration Symposium. Paris: Ministère de la Recherche et de L'Espace, 1992. P. 32 – 42. (In Engl.).
7. Handbook for the Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer. Section 1.1. As adjusted and amended by the second meeting of the parties // UNEP. London, 1990. P. 3 – 28. ISBN 9966-7319-0-3. (In Engl.).
8. Sibley H. W. Alternative Refrigerants: Potential Impact on System Design // Proc. of Int. Conf. CFCs, the Day After Joint Meeting of IIR Commissions B1, B2, E1 and E2. Padova, 21 – 23 Sept. 1994. P. 49 – 55. (In Engl.).
9. Noskov A. N. Raschet protsessa szhatiya kholodil'nogo vintovogo kompressora [Calculation of the compression process of the cooling screw compressor] // Kompessornaya tekhnika i pnevmatika. *Compressor technology and pneumatics*. 1997. No. 1. P. 35 – 39. (In Russ.).
10. Noskov A. N., Sakun I. A., Pekarev V. I. Issledovaniye rabocheho protsessa kholodil'nogo vintovogo kompressora sukhogo szhatiya [Study of the working process of a dry screw compressor] // Kholodil'naya tekhnika. *Kholodilnaya Tekhnika*. 1985. No. 6. P. 20 – 24. (In Russ.).

DZINO Anatoliy Apollonovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, tutor of Refrigeration Technology and Renewable Energy Department.

SPIN-code: 2030-5630

AuthorID (RSCI): 709601

Address for correspondence: dzinoaa@mail.ru

NOSKOV Anatoliy Nikolayevich, Doctor of Technical Sciences, Professor of Refrigeration Technology and Renewable Energy Department.

SPIN-code: 3571-9630

AuthorID (RSCI): 397773

Address for correspondence: dn.noskov@rambler.ru

MALININA Olga Sergeyevna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration Technology and Renewable Energy Department.

SPIN-code: 6840-9272

AuthorID (RSCI): 709687

Address for correspondence: holmash_malinina@mail.ru

For citations

Dzino A. A., Noskov A. N., Malinina O. S. Ways to increase efficiency of aggregates on gas pumping gas trunk pipelines // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2018. Vol. 2, no. 1. P. 53 – 57. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-1-53-57.

Received 26 March 2018.

© A. A. Dzino, A. N. Noskov, O. S. Malinina