

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА АНАЛИЗА «КОМПРЕССОР-СЕТЬ» ДЛЯ СИСТЕМЫ С ПОРШНЕВЫМ КОМПРЕССОРОМ И ЛИНИЕЙ РЕЦИРКУЛЯЦИИ

А. Д. Ваняшов^{1,2}, А. В. Крупников²

¹Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

²ОАО «Сибнефтетранспроект»,
Россия, 644042, г. Омск, ул. Иртышская наб., 11/1

Объектом исследования является поршневой оппозитный компрессор, обеспечивающий закачку газа в подземное хранилище газа. Рассмотрены проблемные вопросы реализации пусковых режимов компрессора на агрегатную линию рециркуляции. В качестве инструмента применен метод анализа «компрессор-сеть», заключающийся в определении рабочих точек системы за счет совмещения характеристик поршневого компрессора и сети, в качестве которой, в данном случае, рассматривается агрегатная линия рециркуляции с регулирующим клапаном. Получены рекомендации по выбору типоразмера регулирующего клапана для поршневого компрессора, работающего как в одноступенчатом, так и в двухступенчатом режиме.

Ключевые слова: поршневой компрессор, подземное хранилище газа, регулирующий клапан, линия рециркуляции.

Объект исследования

Объектом исследования являлся поршневой компрессор (ПК) корпорации «Ariel» (США) JGU/6-1/2 с приводом от газотурбинного двигателя ГТД-4РМ мощностью 4 МВт в составе газоперекачивающего агрегата ГПА-4РМП для компрессорного цеха (КЦ) подземного хранилища газа (ПХГ) [1–3].

Особенностью технологического процесса КЦ ПХГ является то, что компримирование газа может осуществляться в одну или в две ступени (рис. 1). В начальный период закачки сжатие происходит в одну ступень, при этом, согласно технологической схеме (рис. 1), кран №31 открыт, кран №32 закрыт, т.е. 1-я и 2-я ступени работают параллельно в линию нагнетания через краны №2 и №33. При достижении давления нагнетания 12,0 МПа (расчётное давление контура 1-й ступени 12,4 МПа) ГПА переключается на работу в две ступени, при этом краны №31, 33 закрываются, а кран №32 открывается.

Для охлаждения газа до заданной температуры, после каждой ступени, установлены блоки охлаждения газа БВХ-1,2, после которых установлены маслоотделители МО-1,2. После компримирования газ направляется на установку отключающих устройств, где распределяется по скважинам.

В технологической обвязке каждого ГПА предусматривается линия рециркуляции (байпасная линия) с регулирующим клапаном №6р (RZD-REQX 6" $Cv_{max} = 335$ фирмы Mokveld), которая позволяет осуществлять полную или частичную работу ГПА на режиме байпасирования, причем как в случае работы в одну ступень, так и в две ступени сжатия. Линия рециркуляции имеет назначение:

- сброс давления при останове компрессора без стравливания газа;
- прогрев ГТД при пуске и охлаждение при останове агрегата;
- перепуск части газа на всасывание при превышении расчетного давления нагнетания 1-й ступени или мощности привода;
- перепуск части газа для регулирования производительности.

Компрессор Ariel JGU/6-1/2 выполнен по оппозитной схеме, с расположением цилиндров 1-й и 2-й ступеней с противоположных сторон относительно оси коленчатого вала. На каждом цилиндре ПК установлены регуляторы производительности (РП), позволяющие осуществлять изменение режимов работы за счет подключения дополнительного «мертвого» пространства (МП). Всего предусматривается 11 режимов управления РУ№1...РУ№11 (табл. 1).

Актуальность задачи

Актуальность изложенных материалов связана с тем, что в нормативно-технической документации (НТД) [4–9], зарубежной и отечественной научной литературе отсутствуют рекомендации и обоснование выбора типоразмера и пропускной способности регулирующего клапана, устанавливаемого на агрегатной линии рециркуляции применительно к системам с поршневыми компрессорными агрегатами. Важность разгрузки компрессора на пусковых режимах отражена в [10], проблемы эксплуатации на переменных режимах в [11].

Для объектов газовой промышленности выбор типоразмера регулирующего клапана регламентируется [5]: «7.4.2. Выбор типа и номинального диаметра регулирующего клапана проводится

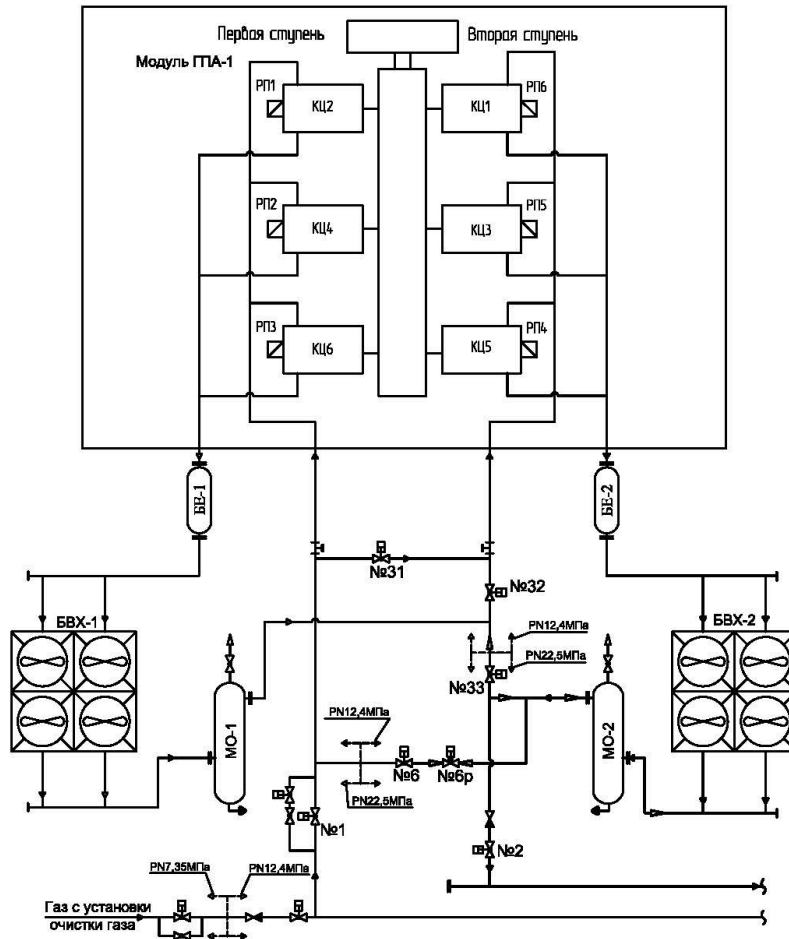


Рис. 1. Схема технологических коммуникаций ГПА
 Fig. 1. Flow diagram of the gas pumping unit

Таблица 1. Схема подключения регуляторов производительности («мертвого» пространства) компрессора
 Table 1. Connection diagram of compressor capacity regulators («dead» space)

Обозначение режима управления	Обозначение открытых РП в соответствии с рис. 1	Цилиндры, к которым подключено МП
РУ №1	—	—
РУ №2	РП5	Один цилиндр 2-й ступени
РУ №3	РП1	Один цилиндр 1-й ступени
РУ №4	РП2, РП5	По одному цилиндру 1-й и 2-й ступеней
РУ №5	РП1, РП3	Два цилиндра 1-й ступени
РУ №6	РП1, РП3, РП6	Два цилиндра 1-й ступени и один цилиндр 2-й ступени
РУ №7	РП1, РП2, РП3	Три цилиндра 1-й ступени
РУ №8	РП1, РП2, РП3, РП5	Три цилиндра 1-й ступени и один цилиндр 2-й ступени
РУ №9	РП1, РП3, РП4, РП6	Два цилиндра 1-й ступени и два цилиндра 2-й ступени
РУ №10	РП1, РП2, РП3, РП4, РП6	Три цилиндра 1-й ступени и два цилиндра 2-й ступени
РУ №11	РП1, РП2, РП3, РП4, РП5, РП6	Все цилиндры

в соответствии с требованиями к его максимальной расчетной пропускной способности (K_v) (для импортной арматуры — C_v) и необходимостью обеспечения заданных условий регулирования. Максимальная расчетная пропускная способность обеспечивается при степени открытия клапана не более чем на 80%».

Безусловное выполнение требований НТД может привести к некоторым противоречивым моментам. Например, обеспечение максимальной пропускной способности (если она значительно превышает номинальный или расчетный режим работы) может сказаться на точности обеспечения заданных условий регулирования на других

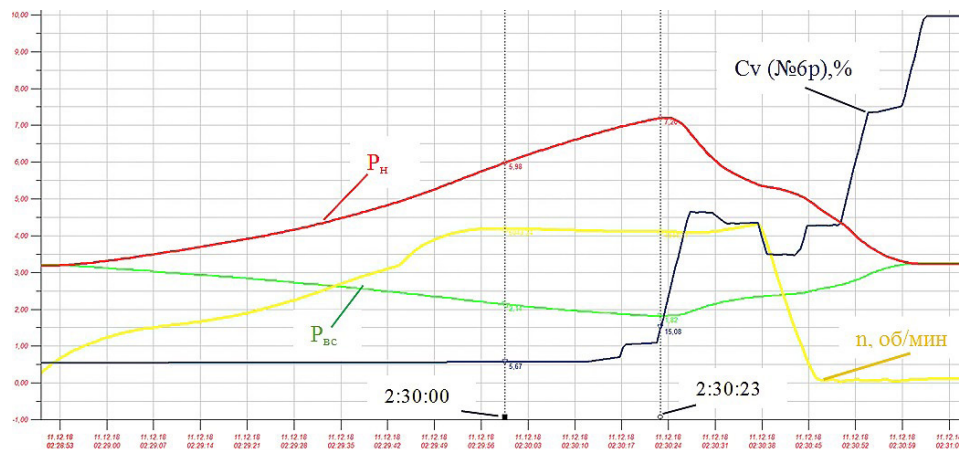


Рис. 2. Тренды пробного пуска ГПА на кольцо через кран №6p
 Fig. 2. Diagrams of GPA start test to the ring through the valve №6p

режимах. Кроме того, для различных объектов газовой промышленности наблюдается существенное различие в диапазонах эксплуатационных режимов. Например, отношение максимального и минимального расходов одного агрегата для типовой линейной компрессорной станции с центробежными компрессорами составляет 3–5, а для КЦ ПХГ с поршневыми компрессорами до 12...14, отношение давлений может изменяться в диапазонах, соответственно 1,2...1,5 и 1,1...6,0.

В связи с недостаточностью теоретической базы и опыта эксплуатации подобных объектов возникает необходимость разработки методик, позволяющих обосновать решения по выбору пропускной способности регулирующих клапанов линий рециркуляции.

В настоящей работе, применительно к поршневому компрессору, адаптирован метод анализа совместной работы системы «компрессор-сеть», как правило, применяющийся для систем с центробежными компрессорами [12–15].

Анализ пусковых режимов компрессора на агрегатной линии рециркуляции при одноступенчатом сжатии

На этапе пусконаладочных работ (ПНР) компрессорного цеха первые пуски ГПА выполнялись на агрегатную линию рециркуляции. В ходе пробных пусков ГПА появилось мнение о недостаточности пропускной способности клапана Mokveld RZD-REQX 6" ($Cv_{max} = 335$), не выполнении требований [5], а также о влиянии недостаточной пропускной способности клапана на его обмерзание.

Фактические режимы работы ГПА на агрегатное кольцо оценивались на основании данных из трендов САУ КЦ в ходе ПНР (рис. 2). Видно, что установившегося режима работы по давлениям всасывания и нагнетания не было достигнуто. Пуск компрессора в одну ступень сжатия на РУ №9 (согласно табл. 1) произведен при открытии клапана №6p на 5%, одновременно с набором оборотов ГТД и компрессора наблюдается

рост давления нагнетания и снижение давления всасывания, после выхода на установившиеся обороты компрессора 470–480 об/мин, спустя 10 сек, выполнялось постепенное открытие клапана. При этом за время его открытия от 5% до 15% в течение 14 сек тенденция роста давления нагнетания и снижения давления всасывания сохранялась, а затем наблюдалась обратная ситуация, т.е. происходило уменьшение отношения давлений. Спустя ещё 14 сек работы был произведен останов ГПА при продолжающем открываться клапане №6p, и при открытии его на 100% произошло выравнивание давлений. Анализ других трендов показал одновременность выравнивания давлений в линиях всасывания и нагнетания и достижения клапаном 100% открытия.

Следует отметить, что на установившемся (кратковременно) режиме при максимальном перепаде давлений расчетным путем подтверждена имевшая место степень открытия крана №6p от 15 до 21% за 1 сек, статический расчет по программе Mokveld Valves показал 17%. Поэтому можно предполагать корректность полученных далее расчётных результатов.

Сомнение в достаточности пропускной способности крана №6p вызывал факт роста отношения давлений в компрессоре не только при фиксированной величине его открытия (5%) но и в продолжающемся росте отношения давлений при его открытии до 15...21%.

С целью объяснения этого факта был выполнен расчёт характеристик ПК (по данным фирмы Ariel) и сети — байпасной линии с клапаном №6p. Анализ совместной работы системы «компрессор-сеть» показан на рис. 3.

На рис. 3 также нанесены фактические рабочие точки по данным трендов (рис. 2). Как известно, установившийся режим работы компрессора и сети возможен при взаимном пересечении их характеристик. Однако при имевшем место перепаде давлений для РУ №9 производительность компрессора выше, чем пропускная способность открытого на 5% регулятора №6p, что и находит отражение в росте давления нагнетания и снижении давления всасывания, т.е. если допустить

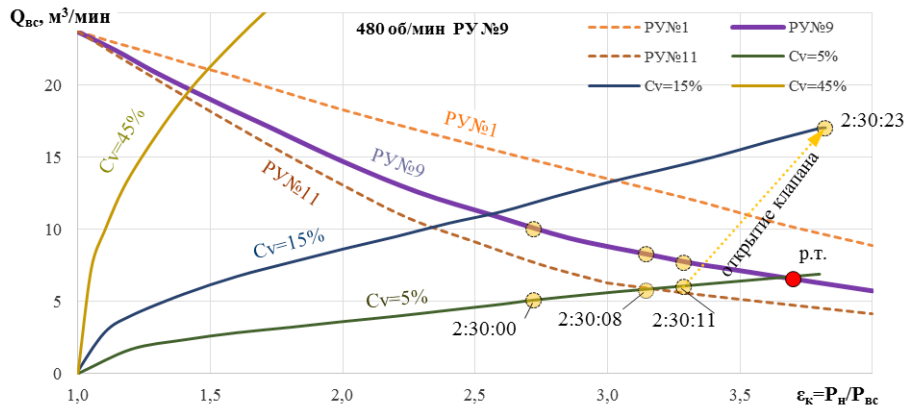


Рис. 3. Совмещенные характеристики компрессора Ariel JGU/6-1/2 и линии рециркуляции с регулирующим краном №6р Mokveld RZD-REQX 6" на пусковом режиме

Fig. 3. Combined characteristics of Ariel JGU/6-1/2 compressor and recirculating line with Mokveld RZD-REQX 6" control valve no. 6r at starting mode

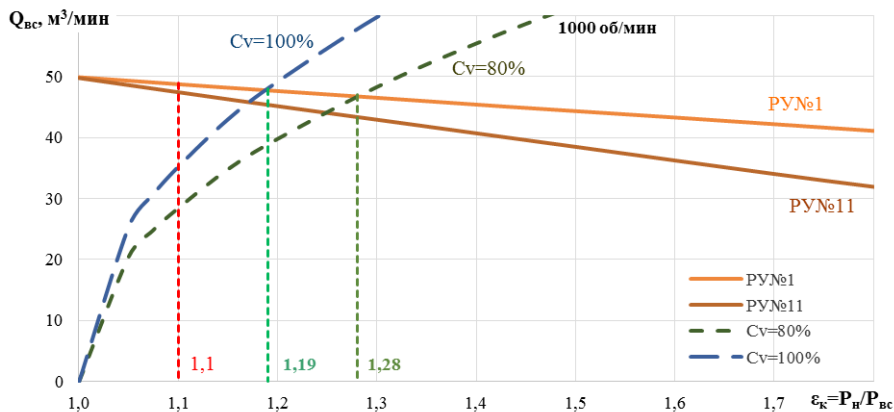


Рис. 4. Совмещенные характеристики компрессора Ariel JGU/6-1/2 при одноступенчатом сжатии и линии рециркуляции с регулирующим краном №6р Mokveld RZD-REQX 6" при 80% и 100% открытии

Fig. 4. Combined characteristics of Ariel JGU/6-1/2 compressor at single stage compression and recirculating line with Mokveld RZD-REQX 6" control valve no. 6r at 80% and 100% opening

дальнейший рост перепада давлений до $\epsilon_k = 3,7$ (точка пересечения характеристики компрессора и сети), то наступил бы устойчивый режим работы. Однако было произведено открытие регулятора до 15% и далее. В этом случае, наоборот, производительность ПК стала ниже, чем пропускная способность регулятора, что и объясняет уменьшение перепада давлений на компрессоре.

Таким образом, для рассмотренного пускового случая не подтверждается вывод о недостаточности пропускной способности клапана.

Далее, с применением диаграммы «компрессор-сеть» выполнен анализ возможного вывода компрессора на агрегатную линию рециркуляции на максимальных оборотах, при максимальной производительности (РУ №1), полностью открытом клапане №6р (100%) и открытии его на 80% (рис. 4). При полном открытии клапана №6р рабочая точка соответствует отношению давлений 1,19 ($P_{нагн} = 6,55$ МПа).

При открытии клапана на 80% отношение давлений увеличится до 1,28 ($P_{нагн} = 7,0$ МПа). Видно, что отсекается часть возможных режимов, например, участок от $\epsilon_k = 1,19$ до 1,1 ($P_{нагн} = 6,0$ МПа), рабочая точка выходит за пределы максимальной пропускной способности регулирующего клапана.

Возникают ли технологические риски в случае невыполнения требования [5] применительно к поршневому компрессору в случае его вывода на агрегатную линию рециркуляции с максимальными оборотами? Очевидно, что такое увеличение давления нагнетания с 6,0 до 6,55 или 7,0 МПа для работы на агрегатном кольце не является критичным для ступени компрессора и далеко до предельного (12,4 МПа).

Также следует обратить внимание, что длительная работа компрессора при 100% байпасировании в агрегатную линию рециркуляции не рекомендуется, т.к. в технологической схеме

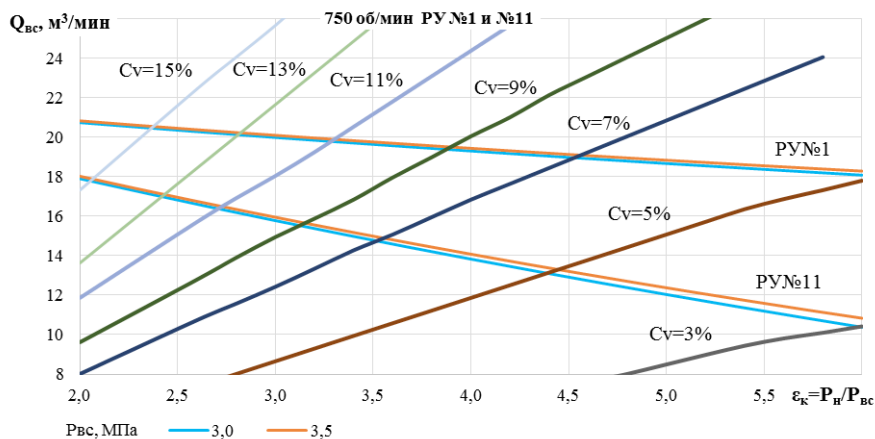


Рис. 5. Совмещенные характеристики компрессора Ariel JGU/6-1/2 при двухступенчатом сжатии и линии рециркуляции с регулирующим краном №6р Mokveld RZD-REQX 6" при открытии в диапазоне 3...15%
Fig. 5. Combined characteristics of Ariel JGU/6-1/2 compressor at two-stage compression and recirculating line with regulating Mokveld RZD-REQX 6" valve no. 6r at opening in the range of 3... 15%

обвязки после клапана №6р до входа в компрессор имеются защитные сетки, но отсутствует сепаратор, поэтому есть вероятность попадания в цилиндры компрессора конденсата, гидратов, что может привести к аварийной ситуации (гидроудару). Указанный режим работы должен предусматриваться только по линии рециркуляции всего КЦ.

Дальнейший расчетный анализ показал, что снижение оборотов до 750 об/мин и, соответственно, производительности, позволяет обеспечить режим 100% байпасирования на кольцо при степени открытия клапана №6р 82%.

Работа компрессора на агрегатной линии рециркуляции при двухступенчатом сжатии

В случае вывода на агрегатную линию рециркуляции работающего в две ступени сжатия компрессора, перепад давления на регулирующем клапане №6р существенно выше, чем при одноступенчатой работе, а производительность ниже; это требует настройки клапана №6р на меньшую пропускную способность.

Для установленного на ПХГ типоразмера RZD-REQX 6" $Cv_{max} = 335$ при работе с максимальным давлением нагнетания 21,0 МПа на оборотах 750 об/мин и РУ №11, требуемая степень открытия клапана составит около 3% (рис. 5). С учётом равнопроцентной характеристики клапана, в области больших перепадов давлений, незначительное изменение степени открытия клапана даёт существенное изменение режима работы компрессора на сеть — агрегатное кольцо. На рис. 5 для РУ №11 можно проследить смещение рабочей точки при увеличении степени открытия клапана на каждые 2% от 3-х до 15%. Оценка погрешностей определения расхода через проходное сечение клапана при его открытии на 3% ($Cv = 10$) показала, что при заданном проходном

сечении и перепаде давлений колебания расхода могут достигать 12%.

Также видно, что весь диапазон рабочих режимов агрегата при двухступенчатом сжатии перекрывается в диапазоне степеней открытия от 3...15%.

При строгом подходе к выбору типоразмера регулирующего клапана в соответствии с [5], с учётом того, что в одноступенчатом сжатии с $\epsilon_k = 1,1$ на максимальных оборотах и на максимальном РУ №1 имеется дефицит в пропускной способности клапана около 3%, может сложиться впечатление, что типоразмер клапана следует увеличить до 8". В таком случае при работе в двухступенчатом режиме и выходе на кольцо потребуются степени открытия менее 1...2%, что приводит к увеличению погрешности поддержания требуемого режима до 15%. Кроме поддержания точности режима в работе на предельно минимальных степенях открытия клапана и больших перепадах давления существует вероятность перекрытия проходных отверстий в запорном элементе клапана кристаллами гидратов или льда.

Выводы

Проанализированы результаты пробных пусков ГПА-4РМП с компрессором Ariel JGU/6-1/2 на агрегатное кольцо с регулирующим клапаном RZD-REQX 6" ($Cv_{max} = 335$) на основании анализа трендов САУ КЦ и диаграмм совместной работы «компрессор-сеть».

Показано, что применительно к поршневым компрессорным агрегатам для выбора типоразмера агрегатного регулирующего клапана, обеспечивающего режим байпасирования, не следует предъявлять требования, аналогичные клапанам для центробежных компрессоров.

Безусловное выполнение требований [5] к обеспечению степени открытия клапана не более 80% на режиме максимальной пропускной

способности при одноступенчатом сжатии приводит к ухудшению условий регулирования при двухступенчатом сжатии.

Дефицит в пропускной способности регулирующего клапана для работы на агрегатную линию рециркуляции при одноступенчатом сжатии с максимальным расходом (максимальной частоте вращения) и минимальным отношением давлений не приводит к серьезным последствиям, происходит смещение рабочей точки с увеличением отношения давлений и снижением производительности в пределах рабочего диапазона.

Учитывая, что технологически линия разгрузки с клапаном №6р необходима для выполнения нормального или аварийного останова, пуска агрегата, которые выполняются на сниженных оборотах и производительности компрессора с одновременным сбросом давления и выравнивания его между линиями всасывания и нагнетания, а также для выполнения запуска агрегата, который целесообразно выполнять на невысоких оборотах, рекомендовано в алгоритмах пуска и останова САУ ГПА на кольцо через кран №6р вводить ограничение по оборотам компрессора (не более 750 об/мин).

Список источников

1. Смерека Б. М., Леви И. Б. [и др.]. Опыт эксплуатации компрессоров Ариель на Невской СПХГ // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: сб. тр. конф. СПб., 2011. С. 167–173.
2. Смерека Б., Шестоперов И. [и др.]. Применение поршневых компрессоров на дожимных КС // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: сб. тр. конф. СПб., 2010. С. 52–62.
3. Яблоков А. В., Гузаев Е. В. Энергетические и газоперекачивающие газотурбинные агрегаты ОАО «Сатурн-Газовые турбины» // Компрессорная техника и пневматика. 2010. № 3. С. 2–5.
4. API Standard 618. Reciprocating Compressor for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services. 5th ed. 2007. 204 p.
5. СТО Газпром 2-4.1-212-2008. Общие технические требования к трубопроводной арматуре, поставляемой на объекты ОАО «Газпром». М., 2008. 86 с.
6. СТО Газпром 2-3.5-051-2006. Нормы технологического проектирования магистральных газопроводов. М., 2006. 196 с.
7. Р Газпром 2-3.5-281-2008. Рекомендации по выбору основного технологического оборудования для транспорта газа: рекомендации организации. М., 2009. 68 с.
8. ВРД 39-1.8-055-2002. Типовые технические требования на проектирование КС, ДКС и УС ПХГ. М., 2002. 61 с.

9. ВНТП 3-85. Нормы технологического проектирования объектов сбора, транспорта, подготовки нефти, газа и воды нефтяных месторождений. М., 1986. 93 с.

10. Sloley A., Schroeder S. Treat Your Reciprocating Compressor Right // Chemical Processing. 2019. August 28.

11. Eijk A., Korst H. J. C., Ploumen G. [et al.]. Extensive Optimisation Analyses of the Piping of two large Underground Gas Storage Ariel compressors // 5th Conference of the EFRC. 2007. DOI: 10.2118/160741-RU.

12. Shu M., Yang M., Zhang K. [et al.]. Experimental study on performance of centrifugal compressor exposed to pulsating backpressure // Aerospace Science and Technology. 2019. Vol. 95. 105450. DOI: 10.1016/j.ast.2019.105450.

13. McMillan G. K. Centrifugal and Axial Compressor Control // Instrument Society of America. 1983. 133 p. ISBN 0-87664-744-1.

14. Ваняшов А. Д., Кустиков Г. Г. Моделирование нестационарных газодинамических режимов (помпаж) в системах с центробежными компрессорами // Динамика систем, механизмов и машин. 2019. Т. 7, № 3. С. 46–53. DOI: 10.25206/2310-9793-7-3-46-53.

15. Гузельбаев Я. З., Хавкин А. Л. Экспериментальное определение границы помпажа центробежных компрессоров с масляными и электромагнитными подшипниками без ввода их в помпаж // Компрессорная техника и пневматика. 2018. № 3. С. 25–28.

ВАНЯШОВ Александр Дмитриевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета; начальник отдела по проектированию компрессорных станций ОАО «Сибнефтетранспроект».

SPIN-код: 1103-5921

AuthorID (РИНЦ): 285096

AuthorID (SCOPUS): 8300390600

Адрес для переписки: adv@omgtu.ru

КРУПНИКОВ Антон Владимирович, главный инженер ОАО «Сибнефтетранспроект».

Адрес для переписки: anton@sntp.ru

Для цитирования

Ваняшов А. Д., Крупников А. В. Применение метода анализа «компрессор-сеть» для системы с поршневым компрессором и линией рециркуляции // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 2. С. 56–63. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-2-56-63.

Статья поступила в редакцию 07.03.2020 г.

© А. Д. Ваняшов, А. В. Крупников

APPLYING «COMPRESSOR-NETWORK» ANALYSIS METHOD FOR THE SYSTEM WITH RECIPROCATING COMPRESSOR AND RECIRCULATING LINE

A. D. Vanyashov^{1,2}, A. V. Krupnikov²

¹Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

²OJSC «Sibneftetransproekt»,
Russia, Omsk, Irtishskaya naberezhnaya St., 11/1, 644042

The subject of research is an opposed reciprocating compressor (RC) providing gas injection into the underground gas storage. Issues concerning implementation of compressor start-up conditions to recirculating line have been considered. As a tool, the compressor-network analysis method is used, which consists in determining the system operating points through matching characteristics of the reciprocating compressor and the network, for which in this case the recirculating line with the control valve is considered. Recommendations have been received to select a control valve type for the reciprocating compressor operating in both single-stage and two-stage modes.

Keywords: reciprocating compressor, underground gas storage, control valve, recirculating line.

References

- Smereka B. M., Levi I. B. [et al.]. Opyt ekspluatatsii kompressorov Ariyel' na Nevskoy SPKHG [Operating experience of Ariel compressors at Nevskaya SPGG] // *Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya. Potrebiteli-proizvoditeli Kompressorov i Kompressornogo Oborudovaniya*. St. Petersburg, 2011. P. 167–173. (In Russ.).
- Smereka B., Shestoporov I. [et al.]. Primeneniye porshnevnykh kompressorov na dozhimnykh KS [The use of reciprocating compressors on booster compressor stations] // *Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya. Potrebiteli-proizvoditeli Kompressorov i Kompressornogo Oborudovaniya*. St. Petersburg, 2010. P. 52–62. (In Russ.).
- Yablokov A. V., Guzaef E. V. Energeticheskiye i gazoperekachivayushchiye gazoturbinnyye agregaty OAO «Saturn-Gazovyie turbiny» [Power generating and gas pumping turbine driven units by Saturn-Gas Turbines JSC] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Kompressornaya Tekhnika i Pnevmatika*. 2010. No. 3. P. 2–5. (In Russ.).
- API Standard 618. Reciprocating Compressor for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services. 5th ed. 2007. 204 p. (In Engl.).
- STO Gazprom 2-4.1-212-2008. Obshchiye tekhnicheskiye trebovaniya k truboprovodnoy armature, postavlyayemoy na ob'yekty OAO «Gazprom» [General technical requirements for pipeline valves supplied to the facilities of Gazprom]. Moscow, 2008. 86 p. (In Russ.).
- STO Gazprom 2-3.5-051-2006. Normy tekhnologicheskogo proyektirovaniya magistral'nykh gazoprovodov [Norms of technological design of gas pipelines]. Moscow, 2006. 196 p. (In Russ.).
- R Gazprom 2-3.5-281-2008. Rekomendatsii po vyboru osnovnogo tekhnologicheskogo oborudovaniya dlya transporta gaza: rekomendatsii organizatsii [Recommendations on the selection of basic technological equipment for gas transport: organization recommendations]. Moscow, 2009. 68 p. (In Russ.).
- VRD 39-1.8-055-2002. Tipovyye tekhnicheskiye trebovaniya na proyektirovaniye KS, DKS I US PKHG [Typical technical requirements for the design of the compressor station, booster compressor station, and storage facility]. Moscow, 2002. 61 p. (In Russ.).
- VNTP 3-85. Normy tekhnologicheskogo proyektirovaniya ob'yektov sbora, transporta, podgotovki nefi, gaza i vody neftyanykh mestorozhdeniy [Norms of technological design of facilities for the collection, transport, preparation of oil, gas and water of oil fields]. Moscow, 1986. 93 p. (In Russ.).
- Sloley A., Schroeder S. Treat Your Reciprocating Compressor Right // *Chemical Processing*. 2019. August 28. (In Engl.).
- Eijk A., Korst H. J. C., Ploumen G. [et al.]. Extensive Optimisation Analyses of the Piping of two large Underground Gas Storage Ariel compressors // 5th Conference of the EFRC. 2007. DOI: 10.2118/160741-RU. (In Engl.).
- Shu M., Yang M., Zhang K. [et al.]. Experimental study on performance of centrifugal compressor exposed to pulsating backpressure // *Aerospace Science and Technology*. 2019. Vol. 95. 105450. DOI: 10.1016/j.ast.2019.105450. (In Engl.).
- McMillan G. K. Centrifugal and Axial Compressor Control // *Instrument Society of America*. 1983. 133 p. ISBN 0-87664-744-1. (In Engl.).
- Vanyashov A. D., Kustikov G. G. Modelirovaniye nestatsionarnykh gazodinamicheskikh rezhimov (pompazh) v sistemakh s tsentrobezhnyimi kompressorami [Modeling of the non-stationary gasdynamic modes (surge) in systems with centrifugal compressors] // *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin. Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines*. 2019. Vol. 7, no. 3. P. 46–53. DOI: 10.25206/2310-9793-7-3-46-53. (In Russ.).
- Guzelbaev Ya. Z., Khavkin A. L. Eksperimental'noye opredeleniye granitsy pompazha tsentrobezhnykh kompressorov s maslyanymi i elektromagnitnymi podshipnikami bez vvoda ikh v pompazh [Experimental determination of the surge limit of centrifugal compressors with oil and electro-magnetic bearings without entering into surging] //

Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. *Kompressornaya Tekhnika i Pnevmatika*. 2018. No. 3. P. 25–28. (In Russ.).

VANYASHOV Aleksandr Dmitriyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department, Omsk State Technical University; Head of Compressor Station Design Department, OJSC «Sibneftetransproyekt». SPIN-code: 1103-5921, AuthorID (RSCI): 285096, AuthorID (SCOPUS): 8300390600 Address for correspondence: adv@omgtu.ru

KRUPNIKOV Anton Vladimirovich, Chief Engineer, OJSC «Sibneftetransproyekt».

Address for correspondence: anton@sntp.ru

For citations

Vanyashov A. D., Krupnikov A. V. Applying «compressor-network» analysis method for the system with reciprocating compressor and recirculating line // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2020. Vol. 4, no. 2. P. 56–63. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-2-56-63.

Received March 7, 2020.

© A. D. Vanyashov, A. V. Krupnikov