

ПРОБЛЕМЫ СОГЛАСОВАННОСТИ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СЕКЦИЙ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА И ВЫБОРА АНТИПОМПАЖНЫХ РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ

А. Д. Ваняшов^{1,2}, И. А. Январев¹

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

² ОАО «Сибнефтетранспроект»,
Россия, 644042, г. Омск, ул. Иртышская набережная, 11, корп. 1

Рассмотрены варианты подхода к выбору типоразмера антипомпажных регулирующих клапанов применительно к двухсекционному (двухкорпусному) центробежному компрессорному агрегату, имеющему три контура регулирования (первая секция, вторая секция, общий контур). Показаны проблемы, возникающие при выборе клапана вследствие некорректного расчета газодинамических характеристик секций компрессора. Область применения — объекты добычи и компримирования природного и попутного нефтяного газа.

Ключевые слова: антипомпажный клапан, газодинамическая характеристика, газоперекачивающий агрегат, линия рециркуляции, компрессорная станция, компрессорная установка, центробежный компрессор.

Актуальность исследования

Совмещение характеристики сети (с учётом изменения положения регулирующего клапана) с газодинамическими характеристиками (ГДХ) компрессора (с учётом изменения частоты вращения ротора) позволяет проводить анализ совместной работы системы «компрессор-сеть».

В известной нормативно-технической литературе [1–4] отсутствуют требования или рекомендации к выбору типоразмера регулирующих (антипомпажных) клапанов для двухсекционных или двухкорпусных центробежных компрессорных агрегатов. Корректное решение данной задачи позволит успешно настроить систему противопомпажной защиты центробежного компрессора (ЦК), отработать алгоритмы пуска и останова [5]. Известны работы, посвященные динамическому анализу системы «компрессор-сеть» [6–12], которые позволяют выполнить оценку работоспособности системы, но требуют применения специального программного обеспечения. В работах [13–15] рассмотрены методики и получены рекомендации по выбору типоразмера антипомпажных регулирующих клапанов, в том числе с учётом сопротивления линии рециркуляции (ЛР).

По результатам анализа совместной работы системы «компрессор-сеть», применительно к двухсекционным или двухкорпусным ЦК (в общем случае, количество секций или корпусов ЦК может быть и более 2-х), можно судить о корректности выполнения газодинамических проектов подобных ЦК в части согласованности рабочих точек на ГДХ секций (корпусов) ЦК.

Объект исследования

Объектом исследования являлась компрессорная станция (КС), предназначенная для обеспече-

ния функционирования установки осушки попутного нефтяного газа и подачи его в магистральный газопровод внешнего транспорта.

Технологическая схема КС включает в себя четыре технологические линии (три в работе, одна в резерве), в каждой из которых установлены газоперекачивающие агрегаты (ГПА) с центробежным компрессором номинальной мощностью 16 (18) МВт. Проточная часть ЦК имеет двухсекционное исполнение, рабочие колеса секций развернуты всасывающими отверстиями в противоположные стороны (компоновка «спина к спине»), корпус цилиндрический с крышками вертикального разъёма. Привод ЦК осуществляется от газотурбинной установки (ГТУ) через повышающий редуктор (мультипликатор). Упрощенная схема одной технологической линии КС с двухсекционным ЦК показана на рис. 1 и включает следующее основное оборудование: входные сепараторы С-1/1, сепаратор на входе в первую секцию компрессора С-2/1, секция I ЦК, аппарат воздушного охлаждения газа АВО-1/1, сепаратор С-3/1 на выходе первой секции, секция II ЦК, аппарат воздушного охлаждения газа АВО-2, сепаратор С-4/1 на выходе второй секции компрессора, общий нагнетательный коллектор всех ГПА.

После ГКС газ направляется на установку осушки, состав оборудования которой: теплообменники, сепараторы, блок редуцирования с клапанами-регуляторами, низкотемпературные сепараторы, путевые подогреватели, средство измерения количества газа на рис. 1 не показаны.

Каждая технологическая линия КС имеет три линии рециркуляции для обеспечения режимов пуска, останова, выхода на режим, защиты от помпажа и регулирования. ЛР секции I с антипомпажным клапаном (АПК1) соединяет выход после сепаратора С-3/1 с входом в сепаратор С-2/1 (врезка после обратного клапана по ходу газа). Предназначена исключительно для защиты от помпажа секции I.

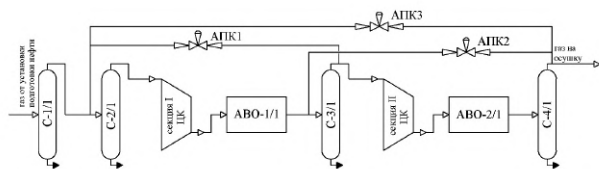


Рис. 1. Расчетная схема компрессорной станции с двухсекционным компрессором
Fig. 1. Design diagram of compressor station with two-section compressor

ЛР секции II с антипомпажным клапаном (АПК2) соединяет выход после сепаратора С-4/1 с входом в сепаратор С-3/1. Предназначена исключительно для защиты от помпажа секции II.

ЛР всего компрессора с антипомпажным регулирующим клапаном (АПК3) соединяет выход из сепаратора С-4/1 с входом в сепаратор С-2/1. Предназначена для процессов пуска и останова ЦК, регулирования байпасированием части сжатого газа, в том числе для защиты от превышения давления нагнетания предельно допустимого значения 6,3 МПа.

Кроме того, в технологической схеме всей КС предусмотрена ЛР с регулирующим клапаном (на схеме рис. 1 не показана), которая соединяет выходной трубопровод КС перед узлом измерения количества газа с кольцевым коллектором всасывания КС. Предназначена она для работы на «кольцо» всех трех рабочих ГПА ГКС с целью вывода на режим по достижению точки росы по воде и углеводородам.

Методика и результаты расчётного анализа

Анализ системы «компрессор-сеть» для газовых компрессорных станций с двухсекционными или двухкорпусными центробежными компрессорами может включать решение следующих задач:

- работа секции I компрессора на свою линию рециркуляции;
- работа секции II компрессора на свою линию рециркуляции с перепуском газа с линии нагнетания секции II на линию всасывания секции II, при этом секция I работает в максимально возможном диапазоне без байпасирования;
- работа компрессора на линию рециркуляции с перепуском газа с линии нагнетания секции II на линию всасывания секции I.

Итогом выполнения расчётного анализа являются:

- выбор типоразмера секционных и агрегатного антипомпажных регулирующих клапанов;
- выявление «узких» мест в трубопроводах обвязки технологического оборудования ГКС и линиях рециркуляции, ограничивающих пропускную способность на переходных режимах пуска и останова;
- определение вероятности превышения давления нагнетания компрессора расчетного давления.

Ниже рассмотрено решение поставленных задач для конкретной КС, схема которой представлена на рис. 1. Результатом решения поставленных задач является выбор рекомендаций по выбору типоразмера АПК и получение информации о корректности выполнения газодинамического проекта ЦК в части согласованности секций (корпусов) ЦК. Методика и алгоритм решения поставленных задач описаны в [13–16].

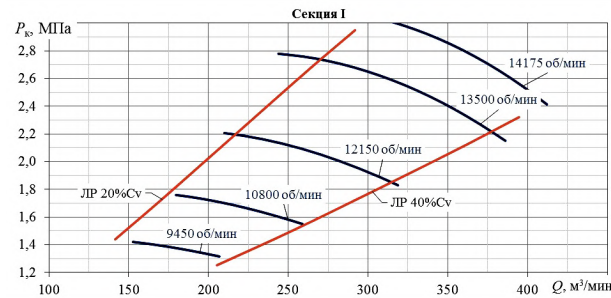


Рис. 2. ГДХ секции I в диапазоне от 14175 об/мин до 9450 об/мин и характеристика ЛР секции I с АПК1 10" Ду250 ($C_{vmax} = 1600$) открытым на 36 % (правая граница) и 20 % (левая граница) $P_{пл} = 0,75$ МПа, $T_{пл} = 40$ °С
Fig. 2. Gas dynamic characteristics of section I in the range from 14175 rpm to 9450 rpm and characteristics of section I recirculation line with APK1 10" Dn250 ($C_{vmax} = 1600$) open by 36 % (right boundary) and 20 % (left boundary) $P_{pl} = 0,75$ МПа, $T_{pl} = 40$ °С

Работа секции I на свою линию рециркуляции

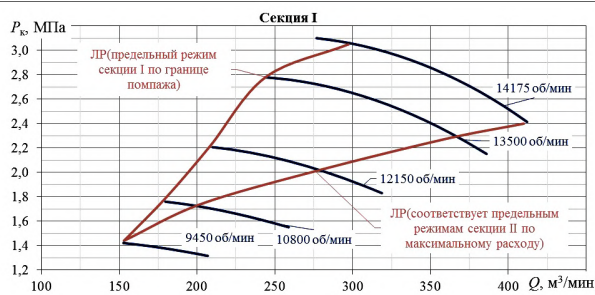
Линия рециркуляции секции I с перепуском газа с выхода из сепаратора С-3/1 на вход сепаратора С-2/1 через антипомпажный клапан АПК1 служит в основном для защиты от помпажа секции I и не используется для длительной работы на режиме «кольцо» секции I, поскольку в данном случае секция II окажется без расхода газа. Поэтому, с практической точки зрения, имеет смысл только работа секции I в свою линию рециркуляции в области малых расходов, т.е. вблизи левой границы ГДХ. Поэтому выбор типоразмера АПК должен производиться по линии режимов, ограниченной крайними левыми точками на ГДХ секции I. Маловероятно, но теоретически возможно, что могут создаться условия, особенно при работе на низких оборотах на пусковых режимах, когда для вывода из зоны помпажа секции I следует открывать АПК1 до максимальной производительности секции I. (Результаты расчета представлены на рис. 2.)

В итоге, для секции I выбран АПК осевого типа с линейной характеристикой RZD-RQX 10" (Ду250) с коэффициентом пропускной способности $C_{vmax} = 1600$. На рис. 2 изображена характеристика линии рециркуляции секции I с открытием АПК на 20 % ($C_v = 320$) и на 36–40 % ($C_v = 576$). Переход на меньший диаметр АПК1, т.е. для типоразмера RZD-RQX 8" (Ду200) с целью увеличения процента открытия клапана вблизи границы помпажа, приводит к недопустимому высокому увеличению чисел Маха на выходе клапана (более 0,33) и большому уровню шума (более 110 дБ).

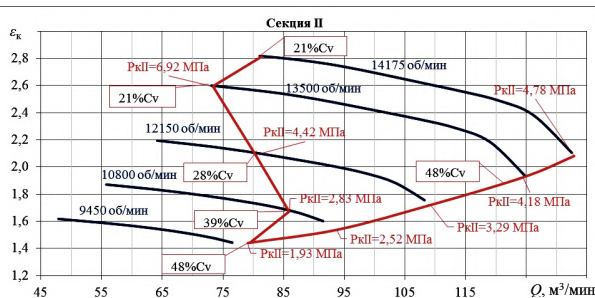
Таким образом, выбор типоразмера АПК1 целесообразно производить по линии режимов, ограниченной крайними левыми точками на ГДХ секции I.

Работа секции II на кольцо, при этом секция I работает в максимально возможном диапазоне без байпасирования

Линия рециркуляции секции II с перепуском газа с выхода из сепаратора С-4/1 на вход сепаратора С-3/1 через АПК2 служит в основном также для защиты от помпажа секции II и не используется для длительной работы на режиме «кольцо» секции II. В отличие от секции I работа в правой части ГДХ секции II более вероятна, т.к. производительность секции I в этом случае не будет нулевой, а будет



а)



б)

Рис. 3. ГДХ секции I (а) и секции II (б) в диапазоне от 14175 об/мин до 9450 об/мин и характеристика ЛР (а) с АПК2 RZD-RQX 6" Ду150 ($C_v^{\max} = 580$), открытым на 48 % (правая граница) и с изменением степени открытия от 48 % до 21 % (левая граница): $P_{ит} = 0,75$ МПа, $T_{ит} = 40$ °С
Fig. 3. Gas dynamic characteristics of section I (a) and section II (б) in the range from 14175 rpm to 9450 rpm and characteristics of the recirculation line (a) with АПК2 RZD-RQX 6" DN150 ($C_v^{\max} = 580$) open by 48 % (right boundary) and with change of opening degree from 48 % to 21 % (left boundary): $P_{ит} = 0,75$ МПа, $T_{ит} = 40$ °С

определяться положением рабочей точки на ГДХ секции II, т.е. секция II является сетью для секции I.

Типоразмер АПК секции II целесообразно выбирать по линии режимов, ограниченной крайними правыми точками на ГДХ секции II. Для секции II выбран АПК осевого типа RZD-RQX 6" (Ду150) с коэффициентом пропускной способности $C_v^{\max} = 580$.

На рис. 3 показаны результаты расчёта рабочих точек на ГДХ секций I, II при условии работы на режиме байпасирования секции II. Максимальная пропускная способность АПК2 совместно с ЛР секции II соответствует совокупности крайних правых точек на ГДХ в диапазоне рабочих чисел оборотов от 14175 до 9450 об/мин. В случае корректного выполнения газодинамического проекта секций ЦК, отменяющего условие их согласованности по режимам работы, рабочие точки на ГДХ секции I также должны быть в правой части, в зоне максимальной производительности. На рис. 3б изображена характеристика линии рециркуляции секции II с открытием АПК2 на 48 % ($C_v = 278$). Она касается крайней правой точки ГДХ на частоте 13500 об/мин, на других частотах в диапазоне от 70 % до 105 % характеристика сети проходит правее. При этом следует обратить внимание, что для секции I (рис. 3а) рабочие точки не соответствуют крайнему правому положению (за исключением максимальных оборотов 14175 об/мин), а смещены влево. На самой низкой частоте 9450 об/мин рабочая точка находится в крайнем левом положении, т.е. на границе помпажа.

Получить аналогичную характеристику ЛР с АПК2 для левой части ГДХ секции II при фиксированной степени открытия АПК2 для всего

диапазона оборотов не представлялось возможным, т.к. только на высоких оборотах от 13500 до 14175 об/мин помпажные режимы секции II (рис. 3б) и секции I (рис. 3а) совпадают. При снижении оборотов, оставляя фиксированным положение открытия АПК2, рабочие точки секции I уходят далеко за границу помпажа. Поэтому для данной ситуации были выбраны предельно низкие по расходу режимы работы секции I с рабочими точками, лежащими на границе помпажа (рис. 3а), а рабочие точки секции II определялись подбором степени открытия АПК2 (рис. 3б). Со снижением оборотов по характеристике ЛР с АПК2, проходящей по границе помпажа секции I, рабочие точки секции II смещаются вправо вследствие увеличения степени открытия АПК2, вплоть до предельно максимальной производительности (даже выше) для 9450 об/мин. Положение открытия АПК2 меняется от 21 % ($C_v = 122$) до 48 % ($C_v = 278$). При такой несогласованности секций не только пусковые режимы, но и рабочие режимы компрессора с производительностью, близкой к минимальной, секции I не могут быть реализованы без частичного байпасирования секции II, причем степень открытия АПК2 необходимо изменять в зависимости от рабочей частоты вращения.

Приведенные результаты моделирования позволяют сделать вывод о том, что ГДХ секции I и секции II не согласуются между собой при условии одинаковой степени открытия АПК, что значительно усложняет эксплуатацию КС не только на режимах байпасирования (пуск, выход на режим, останов, антипомпажная защита), но и в том числе при нормальной работе на рабочих режимах. Вероятнее всего это связано с некорректным выполнением газодинамического проекта ЦК разработчиком.

Таким образом, типоразмер АПК2 секции II целесообразно выбирать по линии режимов, ограниченной крайними правыми точками на ГДХ секции II.

Работа компрессора на линию рециркуляции с перепуском газа с линии нагнетания секции II на линию всасывания секции I

Линия рециркуляции всего компрессора с перепуском газа с выхода сепаратора С-4/1 на вход в сепаратор С-2/1 через антипомпажный клапан АПК3 предназначена для процессов пуска и останова компрессора, вывода его на режим при работающих параллельно других агрегатах, в том числе для регулирования байпасированием части сжатого газа, а также с целью защиты от превышения давления нагнетания предельно допустимого значения 6,3 МПа. Поэтому выбор типоразмера АПК3 должен выполняться по рабочим точкам как правой, так и левой границам диапазона возможной работы секции II с учётом возможностей секции I.

Особенностью данного клапана является очень большой перепад давлений между входом в клапан и выходом из него, а также вероятность образования жидкости в результате дросселирования. Во избежание повышенной вибрации и шума, эрозийного износа проточной части клапана, требуется клапан с несколькими ступенями сброса давления. В связи с этим для линии рециркуляции компрессора выбран регулирующий клапан осевого типа RZD-RMX3 12" (Ду300) с $C_v^{\max} = 465$.

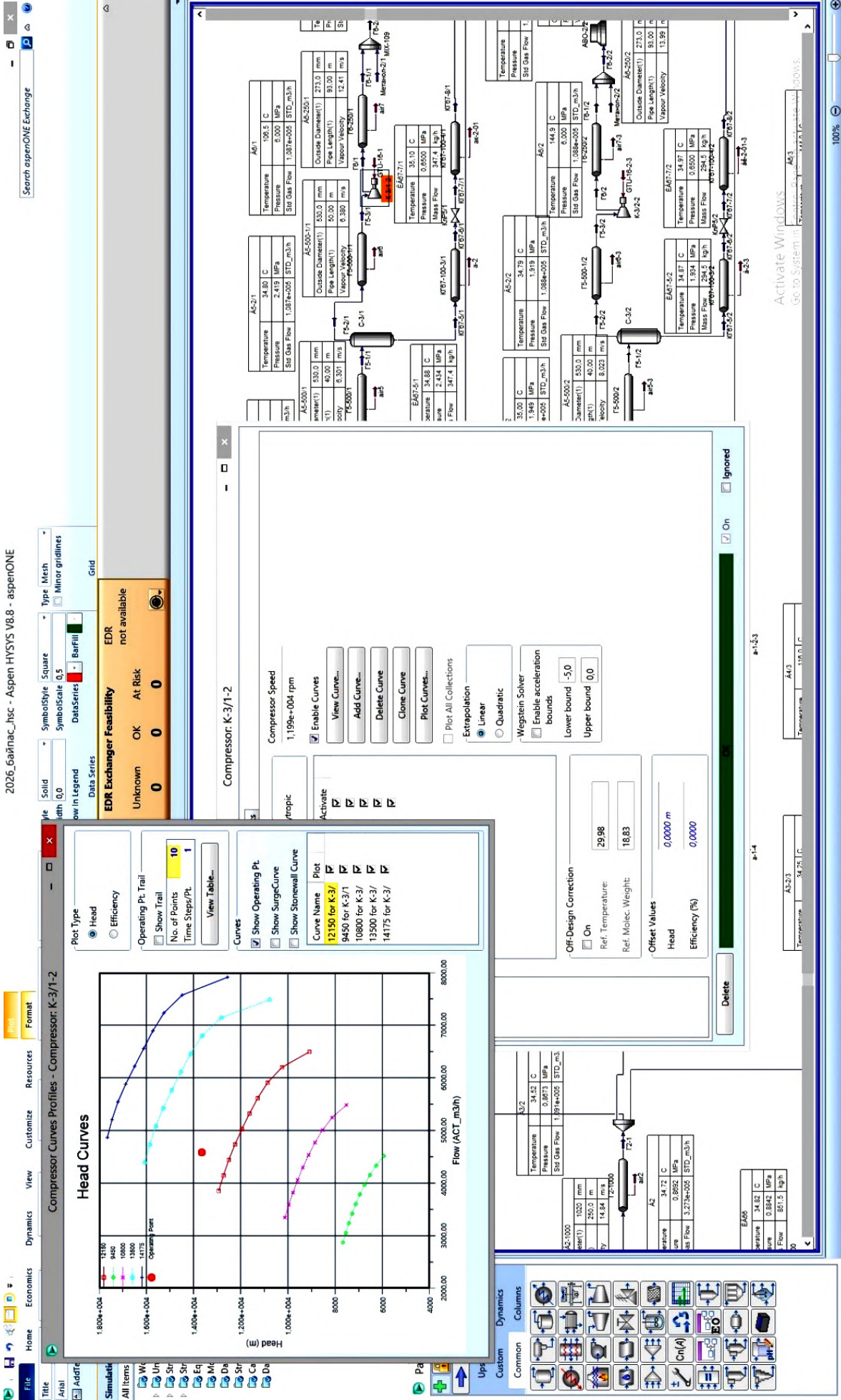


Рис. 4. Расчётная схема КС и ГТХ секции I компрессора с рабочей точкой в программе HYSYS
 Fig. 4. Design diagram of compressor station and gas-dynamic characteristics of compressor section I with operating point in HYSYS program

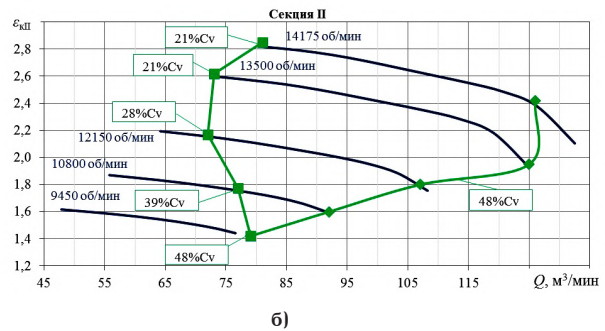
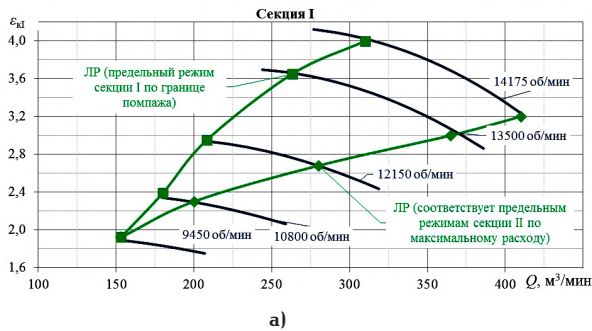


Рис. 5. Газодинамические характеристики секции I (а) и секции II (б) в рабочем диапазоне от 14175 об/мин до 9450 об/мин и характеристика сети с линией рециркуляции и АПКЗ, полученной расчётом в программе HYSYS:

$$P_{ит} = 0,75 \text{ МПа}, T_{ит} = 40 \text{ }^\circ\text{C}, \rho_{ст} = 0,727 \text{ кг/м}^3$$

Fig. 5. Gas dynamic characteristics of section I (a) and section II (б) in the operating range from 14175 rpm to 9450 rpm and characteristics of the network with the recirculation and ASV3 line obtained by calculation in the HYSYS program:

$$P_{ит} = 0,75 \text{ МПа}, T_{ит} = 40 \text{ }^\circ\text{C}, \rho_{ст} = 0,727 \text{ кг/м}^3$$

В целом, расположение границ совместной работы секций для линии рециркуляции секции II (рис. 3) и всего компрессора принципиально не меняется. В случае работы на общую линию рециркуляции компрессора через АПКЗ давление нагнетания секции II и секции I несколько выше, чем при работе на линию рециркуляции секции II из-за большего сопротивления линии.

Соответственно, установленные выше проблемы несогласованности секций будут усложнять эксплуатацию компрессорной установки и КС.

Результаты моделирования работы компрессора с перепуском газа с линии нагнетания секции II на линию всасывания секции I в программе HYSYS

Выполнено моделирование работы компрессора в программе HYSYS. В модель компрессора введены газодинамические характеристики секций в рабочем диапазоне оборотов.

Выполнены расчёты в статическом режиме работы трех компрессоров на стационарную линию рециркуляции. Суть расчётов сводилась к выбору в автоматическом режиме положения рабочих точек на ГДХ секции I и секции II из условия обеспечения равенства давлений в точке врезки линии рециркуляции во всасывающий коллектор.

Динамический расчёт процесса пуска или останова компрессорных агрегатов и КС не проводился.

Расчётная схема КС месторождения и ГДХ компрессора с рабочей точкой показана на рис. 4.

Алгоритм расчёта с использованием расчётной модели HYSYS в целом аналогичен расчёту, реализованному в программе Excel, результаты которого приведены выше.

Параметры рабочих точек для каждой секции компрессора, полученные в результате итерационного расчёта в HYSYS во всем диапазоне чисел оборотов, нанесены на ГДХ секций компрессора и приведены на рис. 5. Т.е. результаты, полученные в HYSYS, обработаны в Excel и нанесены на общий график.

Обращает внимание некоторое несоответствие рабочих точек характеристики сети — стационарной ЛР с линиями постоянных оборотов компрессора. Особенно расхождение заметно для секции II и для высоких чисел оборотов. По всей видимости, это расхождение объясняется различием методик поиска рабочей точки, а именно методикой пересчёта ГДХ на другие обороты и входные параметры.

В то же время следует обратить внимание, что качественная картина расположения рабочих точек, полученных расчётом по модели в HYSYS и по модели в Excel, совпадает. Самый главный результат такого совпадения — это подтверждение факта о несогласованности секций компрессора, что является следствием некорректного газодинамического проектирования ЦК, выполненного разработчиком либо для секции I, либо для секции II.

Заключение

Пример применения разработанной методики на конкретном технологическом объекте показал возможность получения рекомендаций по выбору диаметра антипомпажных и регулирующих клапанов, коэффициента пропускной способности и степени их открытия при работе во всем возможном диапазоне газодинамических характеристик компрессора. В результате расчётов установлена возможность работы на переходных режимах пуска, останова и рабочих режимах во всем диапазоне чисел оборотов компрессора при условии не превышения расчётного давления.

Приведенная методика позволила получить рекомендации по выбору типоразмера антипомпажных и регулирующих клапанов, коэффициента пропускной способности и степени их открытия для каждого контура регулирования при работе во всем возможном диапазоне газодинамических характеристик компрессора.

В результате расчётного анализа установлено несоответствие газодинамических характеристик секции I и секции II с учётом их совместной работы на одной частоте вращения.

Список источников

- СТО Газпром 2-3.5-051-2006. Нормы технологического проектирования магистральных газопроводов. Введ. 2006–07–03. Москва: ООО ИРЦ Газпром, 2005. 198 с.
- СТО Газпром 2-4.1-212-2008. Общие технические требования к трубопроводной арматуре, поставляемой на объекты ОАО «Газпром». Введ. 2008–06–14. Москва: ООО ИРЦ Газпром, 2008. 86 с.
- Рекомендации по повышению виброустойчивости технологических трубопроводов при проектировании и реконструкции КЦ КС. Москва: ООО ВНИИГАЗ, 2002. 29 с.
- API STD 617. Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services. American Petroleum Institute. 2014. 386 p.

5. Щуровский В. А. Особенности статической и динамической работоспособности ЦБК и газотранспортной сети // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: тр. 18-го Междунар. симп. Санкт-Петербург, 2013. С. 53–58.
6. Zhang N., Malekgoudarzi M. Compressor surge control using a new robust adaptive method in the presence of uncertainty and unmatched disturbance // *Systems Science & Control Engineering*. 2020. № 8 (1). P. 405–412. DOI: 10.1080/21642583.2020.1785970.
7. Amin A. A. Mahmood-Ul-Hasan K. Advanced anti-surge control algorithm for turbine driven centrifugal compressors // *Science International (Lahore)*. 2015. Vol. 27 (3). P. 1845–1854.
8. Amin A. A., Maqsood M. T., Mahmood-Ul-Hasan K. Surge protection of centrifugal compressors using advanced anti-surge control system // *Measurement and Control*. 2021. Vol. 54. P. 1–16. DOI: 10.1177/0020294020983372.
9. Wolfswinkel van O., Smeulers J. P. M. Evaluation of Anti-Surge Control Concepts during ESD Simulation of dynamic process behaviour with PULSIM // *Engineering*. 2002. P. 1–6.
10. Morini M., Pinelli M., Venturini M. Development of a One-Dimensional Modular Dynamic Model for the Simulation of Surge in Compression Systems // *Journal of Turbomachinery*. 2007. Vol. 129 (3). P. 437–447. DOI: 10.1115/1.2447757.
11. Belardini E., Tapinassi L., Rubino D. T. Modeling of pressure dynamics during surge and ESD // *3rd Middle East Turbomachinery Symposium (METS III)*. Doha, 2015. P. 1–13.
12. Wilson J., Sheldon A. Matching antisurge control valve performance with integrated turbomachinery control systems // *Hydrocarbon Processing*. 2006. Vol. 85. P. 55–58.
13. Филькин Н. Ю., Ваняшов А. Д., Крупников А. В. Анализ режимов работы и выбор типоразмера цехового регулирующего клапана технологической обвязки компрессорных станций // *Динамика систем, механизмов и машин*. Омск, 10–12 ноября 2009 г. В 5 кн. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2009. Кн. 2. С. 158–162. ISBN 978-5-8149-0766-0.
14. Филькин Н. Ю., Ваняшов А. Д. Выбор типоразмера агрегатного и цехового регулирующих клапанов газоперекачивающих компрессорных станций на основе технико-экономических и гидравлических расчетов // *Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты: сб. тр. 3-й Всерос. молодеж. науч.-практ. конф. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. С. 123–128. ISBN 978-5-900025-53-7.*
15. Филькин Н. Ю., Юша В. Л., Ваняшов А. Д. Оценка влияния конфигурации локальных участков трубопроводной обвязки компрессорных установок на их теплонапряженное состояние // *Тр. 15-й Междунар. науч.-техн. конф. по компрессорной технике*. Казань, 19–20 июля 2011 г. В 2 т. Казань: Слово, 2011. Т. 2. С. 21–28.
16. Ваняшов А. Д. Условно динамический анализ работы центробежного компрессора в агрегатную линию рециркуляции // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2024. Т. 8, № 1. С. 32–41. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-32-41. EDN: TDUJME.

ВАНЯШОВ Александр Дмитриевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск; начальник отдела по проектированию компрессорных станций ОАО «Сибнефтетранспроект», г. Омск.
SPIN-код: 1103-5921
AuthorID (РИНЦ): 285096
AuthorID (SCOPUS): 8300390600
Адрес для переписки: adv@omgtu.ru

ЯНВАРЕВ Игорь Анатольевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Теплоэнергетика» ОмГТУ, г. Омск.
SPIN-код: 8964-1929
AuthorID (РИНЦ): 489402
AuthorID (SCOPUS): 8384597800
Адрес для переписки: iayanvarev@mail.ru

Для цитирования

Ваняшов А. Д., Январев И. А. Проблемы согласованности газодинамических характеристик секций центробежного компрессора и выбора антипомпажных регулирующих клапанов // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2024. Т. 8, № 2. С. 30–37. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-30-37.

Статья поступила в редакцию 20.02.2024 г.
© А. Д. Ваняшов, И. А. Январев

PROBLEMS OF CONSISTENCY OF GAS DYNAMIC CHARACTERISTICS OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR SECTIONS AND SELECTION OF ANTI-SURGE CONTROL VALVES

A. D. Vanyashov^{1,2}, I. A. Yanvarev¹

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

² OJSC «Sibneftetransproekt»,
Russia, Omsk, Irtyshskaya Embankment str., bld. 11/1, 644042

Options of approach to selection of standard size of anti-surge control valves in relation to two-section (two-shell) centrifugal compressor unit with three control circuits (first section, second section, general circuit) are considered. The problems arising from valve selection due to incorrect calculation of gas dynamic characteristics of compressor sections are shown. Field of application — natural and associated gas production and compression facilities.

Keywords: anti-surge valve, gas dynamic characteristic, gas compressor unit, recirculation line, compressor station, compressor unit, centrifugal compressor.

References

1. STO Gazprom 2-3.5-051-2006. Normy tekhnologicheskogo proyektirovaniya magistral'nykh gazoprovodov [Standards for technological design of main gas pipelines]. Moscow, 2005. 198 p. (In Russ.).
2. STO Gazprom 2-4.1-212-2008. Obshchiye tekhnicheskiye trebovaniya k truboprovodnoy armature, postavlyayemoy na ob"yekty OAO «Gazprom» [General technical requirements for pipeline fittings supplied to the facilities of OJSC «Gazprom»]. Moscow, 2008. 86 p. (In Russ.).
3. Rekomendatsii po povysheniyu vibroustoychivosti tekhnologicheskikh truboprovodov pri proyektirovanii i rekonstruktsii KTs KS [Recommendations for increasing the vibration resistance of process pipelines during the design and reconstruction of Compressor shop Compressor station]. Moscow, 2002. 29 p. (In Russ.).
4. API STD 617. Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services. American Petroleum Institute. 2014. 386 p. (In Engl.).
5. Shchurovskiy V. A. Osobennosti staticheskoy i dinamicheskoy rabotosposobnosti TsBK i gazotransportnoy seti [Features of static and dynamic performance of the pulp and paper mill and gas transportation network] // Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressorogo oborudovaniya. *Consumers-Manufacturers of Compressors and Compressor Equipment*. Saint Petersburg, 2013. P. 53–58. (In Russ.).
6. Zhang N., Malekgoudarzi M. Compressor surge control using a new robust adaptive method in the presence of uncertainty and unmatched disturbance // *Systems Science & Control Engineering*. 2020. № 8 (1). P. 405–412. DOI: 10.1080/21642583.2020.1785970. (In Engl.).
7. Amin A. A., Mahmood-Ul-Hasan K. Advanced anti-surge control algorithm for turbine driven centrifugal compressors // *Science International (Lahore)*. 2015. Vol. 27 (3). P. 1845–1854. (In Engl.).
8. Amin A. A., Maqsood M. T., Mahmood-Ul-Hasan K. Surge protection of centrifugal compressors using advanced anti-surge control system // *Measurement and Control*. 2021. Vol. 54. P. 1–16. DOI: 10.1177/0020294020983372. (In Engl.).
9. Wolfswinkel van O., Smeulers J. P. M. Evaluation of Anti-Surge Control Concepts during ESD Simulation of dynamic process behaviour with PULSIM // *Engineering*. 2002. P. 1–6. (In Engl.).
10. Morini M., Pinelli M., Venturini M. Development of a One-Dimensional Modular Dynamic Model for the Simulation of Surge in Compression Systems // *Journal of Turbomachinery*. 2007. Vol. 129 (3). P. 437–447. DOI: 10.1115/1.2447757. (In Engl.).
11. Belardini E., Tapinassi L., Rubino D. T. Modeling of pressure dynamics during surge and ESD // 3rd Middle East Turbomachinery Symposium (METS III). Doha, 2015. P. 1–13. (In Engl.).
12. Wilson J., Sheldon A. Matching antisurge control valve performance with integrated turbomachinery control systems // *Hydrocarbon Processing*. 2006. Vol. 85. P. 55–58. (In Engl.).
13. Filkin N. Yu., Vanyashov A. D., Krupnikov A. V. Analiz rezhimov raboty i vybor tiporazmera tsekhovogo reguliruyushchego klapana tekhnologicheskoy obvyazki kompressornykh stantsiy [Analysis of operating modes and selection of standard size of a shop control valve for the process piping of compressor stations] // *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin. Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines*. In 5 bks. Omsk, 2009. Bk. 2. P. 158–162. ISBN 978-5-8149-0766-0. (In Russ.).
14. Filkin N. Yu., Vanyashov A. D. Vybor tiporazmera agregatnogo i tsekhovogo reguliruyushchikh klapanov gazoperekachivayushchikh kompressornykh stantsiy na osnove tekhniko-ekonomicheskikh i gidravlicheskikh raschetov [Selection of standard size of unit and shop control valves of gas pumping compressor stations based on technical, economic and hydraulic calculations] // *Vakuumnaya, kompressoraya tekhnika i pnevmoagregaty. Vacuum, Compressor Technology and Pneumatic Units*. Moscow, 2010. P. 123–128. ISBN 978-5-900025-53-7. (In Russ.).
15. Filkin N. Yu., Yusha V. L., Vanyashov A. D. Otsenka vliyaniya konfiguratsii lokal'nykh uchastkov truboprovodnoy obvyazki kompressornykh ustanovok na ikh teplonapryazhennoye sostoyaniye [Assessment of the influence of the configuration of local sections of piping of compressor units on their thermally stressed state] // *Trudy 15-y Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. po kompressoroy tekhnike. Proceedings of the 15th Int. Scientific-Technical Conf. on Compressor Technology*. In 2 vols. Kazan, 2011. Vol. 2. P. 21–28. (In Russ.).
16. Vanyashov A. D. Uslovno dinamicheskii analiz raboty tsentrobeznoy kompressora v agregatnuyu liniyu retsirkulyatsii

[Conditionally dynamic analysis of the centrifugal compressor operation in the aggregate recirculation line] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatzionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 1. P. 32–41. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-32-41. EDN: TDUJME. (In Russ.).

VANYASHOV Aleksandr Dmitriyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk; Head of Compressor Station Design Department, OJSC «Sibneftetransproekt», Omsk.

SPIN-code: 1103-5921

AuthorID (RSCI): 285096

AuthorID (SCOPUS): 8300390600

Correspondence address: adv@omgtu.ru

YANVAREV Igor Anatolievich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Heat Power Engineering Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 8964-1929

AuthorID (RSCI): 489402

AuthorID (SCOPUS): 8384597800

Correspondence address: iayanvarev@mail.ru

For citations

Vanyashov A. D., Yanvarev I. A. Problems of consistency of gas dynamic characteristics of centrifugal compressor sections and selection of anti-surge control valves // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 2. P. 30–37. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-30-37.

Received February 20, 2024.

© A. D. Vanyashov, I. A. Yanvarev