

УСЛОВНО ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА В АГРЕГАТНУЮ ЛИНИЮ РЕЦИРКУЛЯЦИИ

А. Д. Ваняшов

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

Разработана методика условно динамического (квазидинамического) гидравлического и теплового расчета линий рециркуляции компрессорных станций. В качестве примера рассмотрено решение задачи по реконструкции линейной компрессорной станции магистрального газопровода. С использованием разработанной методики предложены варианты модернизации существующей линии рециркуляции с целью повышения ее пропускной способности. Выполнен анализ изменения температуры газа в линии рециркуляции за счет различных факторов (теплообмена с грунтом, дросселирования) на пусковых режимах постоянных и переменных оборотах ротора компрессора. Выполнен анализ изменения времени цикла рециркуляции и интенсивности роста температуры на входе в компрессор в единицу времени.

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

Актуальность исследования

Решение вопросов эффективной и надежной эксплуатации компрессорных установок (КУ) с центробежными компрессорами (ЦК) в различных технологических процессах, в том числе в нефтяной и газовой промышленности, на различных эксплуатационных режимах, которые, как известно, зачастую не соответствуют проектным, а во многих случаях являются переменными или нестабильными, является важной задачей. Кроме того, немаловажным является обеспечение надежности и стабильности пуска и останова КУ, что обусловлено изменением режима компримирования газа, сменой рабочей и резервной КУ, вводом в эксплуатацию объекта после ремонта и другими факторами.

Указанные выше технологические операции для КУ с ЦК выполняются при работе в линии рециркуляции (ЛР) или байпасные линии, соединяющие сторону нагнетания с всасывающей стороной КУ с установленными в них антипомпажными (АПК) и регулирующими клапанами.

Для линейных, дожимных компрессорных станций (КС) и компрессорных цехов (КЦ) объектов добычи и транспорта природного газа, компримирования попутного нефтяного газа применяют агрегатные (для каждой КУ или газоперекачивающего агрегата (ГПА)) и цеховые (для всех параллельно подключенных ГПА) линии рециркуляции.

Работа компрессора в линию рециркуляции, которая в данном случае является для него сетью, на режимах пуска и останова характеризуется заданным изменением частоты вращения ротора. Нестабильность работы системы «компрессор – сеть» в данном случае возможна при постоянной или переменной частоте вращения ротора и связана, в том числе с нестационарностью изменения температуры всасываемого газа.

Работа компрессора на агрегатную ЛР необходима в следующих случаях:

- пуск КУ и выход на требуемый режим;
- нормальный или аварийный останов КУ;
- применение антипомпажной защиты;
- проведение теплотехнических испытаний (снятие газодинамических характеристик) при приемке в эксплуатацию и при проведении параметрической диагностики.

Для КС и КЦ, состоящих из нескольких параллельно работающих КУ, работа на режимах пуска и останова может осуществляться по следующим сценариям:

- пуск первой КУ в линию рециркуляции (остальные КУ остановлены);
- пуск одной КУ в линию рециркуляции при работающих других КУ.

Для всех перечисленных выше случаев работы КУ в агрегатную и цеховую ЛР будет происходить непрерывный рост температуры газа на входе в компрессор, причем наиболее интенсивный рост температуры будет при одной КУ в работе и остановленных других КУ. Для пусковых режимов, которые являются непродолжительными по времени, данное изменение не является существенным, а в случае необходимости более длительной работы, например, для проведения теплотехнических испытаний с стационарных условиях, будет иметь место нестабильность условий на входе в компрессор, что необходимо учитывать при обработке данных, а также для планирования испытаний.

Следует отметить, что в актуальной в настоящее время нормативно-технической документации имеется недостаточно сведений и требований по проектированию линий рециркуляции и выбору типоразмера регулирующих и АПК [1–3], некоторые случаи ошибочных решений по выбору пропускной способности АПК, приводящих к аварийным ситуа-

циям, содержатся в [4, 5]; вопросы проектирования трубопроводной обвязки рассмотрены в [6, 7]. Методика статического анализа работы компрессора в линию рециркуляции приведена в [8–10]. Для динамического моделирования поведения компрессора в режимах пуска и останова с целью избежать неверных решений при выборе типоразмера АПК и трубопроводной обвязки КУ используются специализированные программные комплексы, например HYSYS [11–15], применение которых также не гарантирует нахождение точного и однозначного решения.

Ошибочные решения в определении диаметра и точки подключения линии рециркуляции, а также пропускной способности антипомпажных и регулирующих клапанов может привести к усложнению процесса одновременной работы в ЛР двух КУ (например, одна в режиме пуска, вторая — в режиме останова) вследствие значительного увеличения скоростей газа и срабатывания антипомпажной защиты.

Объект исследования и методика расчета

Методика расчетного анализа системы «компрессор–сеть», состоит в определении зависимости сопротивления сети, т.е. агрегатной (или цеховой) ЛР с АПК (или регулирующим клапаном), крутизна которой зависит от степени открытия АПК и совмещение её с газодинамической характеристикой (ГДХ) ЦК в рабочем диапазоне частот вращения ротора или с применением других способов регулирования.

На большинстве КС агрегатная ЛР представляет собой комбинацию участков: трубопровод от АПК № 6р до врезки в общий для всех КУ коллектор рециркуляционной линии до врезки на вход установки очистки газа с сепараторами и пылеуловителями, цеховой (станционный) всасывающий коллектор, всасывающий трубопровод ЦК.

Разработана методика условно динамического (квазидинамического) гидравлического и теплового расчета ЛР с использованием зависимостей для расчетов потерь давления на линейных участках и местных потерь (отводы, тройники, запорно-регулирующая арматура), теплообмена с грунтом и эффекта дросселирования в АПК и ЛР, алгоритм расчёта и основные уравнения представлены ниже.

Для расчёта цеховой ЛР задаются начальные параметры газа на входе в КС (давление P_n , температура T_n и расход газа $Q_{гКС}$, количество работающих ГПА (КУ)). Для расчёта агрегатной ЛР задаётся число оборотов $n_{об}$ и производительность компрессора $Q_{гГПА}$ для заданных оборотов. Пересчитывается объёмная производительность при стандартных условиях на условия всасывания.

Задаётся отношение давлений ЦК ϵ_k , соответствующее заданной производительности и оборотам.

Определяется конечное давление газа на выходе ЦК, МПА

$$P_k = P_n(i) \cdot \epsilon_k(i). \quad (1)$$

Политропный КПД вычисляется по функциональной зависимости $\eta_n(i) = f(Q(i))$.

Температура газа на выходе ЦК, К

$$T_k(i) = T_n(i) \cdot (\epsilon_k(i))_{1/\sigma}, \quad (2)$$

где $\sigma(i) = \eta_n(i)k/(k-1)$ — число политропы сжатия.

Рассчитываются суммарные потери давления $\Delta P_{л.р.Σ}$ в агрегатной или цеховой ЛР, которые складываются из потерь на трение $\Delta P_{мп}$, местных потерь ΔP_m и потерь давления в клапане $\Delta P_{кл}$, МПа

$$\Delta P_{л.р.Σ(i)} = \Delta P_{мп(i,j)} + \Delta P_{m(i,j)} + \Delta P_{кл(i)}. \quad (3)$$

Потери давления на трение на прямых участках ЛР

$$\Delta P_{мп.(j)} = \lambda_{(j)} \cdot (l_{(j)}/D_{вн(j)}) \cdot 0,5\rho_{(j)} \cdot C_{(j)}^2, \quad (4)$$

где $\lambda_{(j)}$ — коэффициент сопротивления трения; $l_{(j)}$ — длина прямолинейного участка, мм; $D_{вн(j)}$ — внутренний диаметр трубопровода на данном участке, мм; $\rho_{(j)}$ — плотность газа в элементе, кг/м³; $C_{(j)}$ — скорость газа на участке трубопровода, м/с.

Коэффициент сопротивления трения по рекомендации ВНИИГАЗа [1]

$$\lambda_{(j)} = 0,067 \left(\frac{158}{Re} + \frac{2K}{D_{вн(j)}} \right)^{0,2}, \quad (5)$$

где $Re = V_{(j)} \cdot D_{вн(j)} \cdot \rho_{(j)} / \mu$ — число Рейнольдса; K — шероховатость внутренней поверхности трубопровода, мм; μ — коэффициент динамической вязкости, Па·с.

Потери давления на участках местных сопротивлений

$$\Delta P_{m(j)} = 0,5\xi_{m(j)} \cdot \rho_{(j)} \cdot C_{(j)}^2, \quad (6)$$

где $\xi_{m(j)}$ — коэффициент местного гидравлического сопротивления.

Потери давления в регулирующем клапане

$$\Delta P_{(кл)} = 0,5\xi_{(кл)} \cdot \rho_{вх(кл)} \cdot C_{вх(кл)}^2. \quad (7)$$

Коэффициент сопротивления клапана зависит от степени его открытия и коэффициента пропускной способности (Kv) при полном его открытии

$$\zeta_{(кл.100\%)} = \frac{200}{Kv_{(100\%)}^2} \cdot f_{кл}^2. \quad (8)$$

Зависимость коэффициента пропускной способности, а значит, и коэффициента сопротивления от степени открытия клапана может быть линейной или равнопроцентной.

Находится давление газа в конце ЛР, т.е. на входе КС, которое должно быть равно заданному начальному давлению $P_{н(i)}$, т.е. выполняется проверка условия:

$$P_{н(i+1)} = P_{к(i)} - \Delta P_{л.р.Σ(i)} = P_{н(i)}. \quad (9)$$

В случае если $P_{н(i+1)} \neq P_{н(i)}$, то значение ϵ_k корректируется:

$$\epsilon_{к(i+1)} = \epsilon_{к(i)} + \delta\epsilon_k$$

где $\delta\epsilon_k$ — итерационная прибавка, рекомендуется $\delta\epsilon_k = 0,001$.

Далее расчет повторяется, начиная с формулы (1).

Если условие $P_{n(i+1)} = P_{n(i)}$ выполняется, тогда найденные значения ε_k и P_n считаются определенными для заданного режима.

Аналогичным образом для других значений расхода газа при других оборотах находятся соответствующие ε_k .

Выполняется построение характеристик сети — ЛР в виде зависимости $\varepsilon_k = f(Q)$, которая совмещается с ГДХ ЦК для оценки положения рабочей точки.

На изменение температуры газа на входе ЦК влияет характер работы КС в режиме «кольцо»:

— режим частичной рециркуляции с добавлением к байпасируемому газу газа из газопровода (например, пуск 1-го ГПА в агрегатную ЛР, в то время как другие ГПА работают в режиме подачи газа в газопровод);

— режим полной рециркуляции (например, пуск 1-го ГПА в агрегатную ЛР, в то время как другие ГПА остановлены).

Для режима частичной рециркуляции изменение температуры в ЛР за счет подогрева от перепускаемого газа

$$T_{n(i+1)} = \frac{T_{n(i)} Q_{gKC} + T_{nep} Q_{g,nep}}{Q_{gKC} + Q_{g,nep}}, \quad (10)$$

где $T_{n(i)}$, T_{nep} , Q_{gKC} , $Q_{g,nep}$ — температуры и расход газа, соответственно поступающего из МГ и перепускаемого, К, млн м³/сут.

При перепуске газа через линию с краном № 6, его температура принимается равной температуре конца сжатия в ЦК $T_{nep} = T_k$, при перепуске газа через кран № 36 — температуре после охлаждения в АВО $T_{nep} = T_{охла}$.

Изменение температуры газа на входе ЦК на режиме полной рециркуляции происходит за счет подогрева от перепускаемого газа, теплообмена с окружающей средой (грунтом) и расширением газа (эффект дросселирования).

В результате решения определяется интенсивность роста температуры на агрегатной кольцевой линии, которая представляет собой отношение прироста температуры на входе в ЦК ΔT к времени t , за которое количество газа, находящегося в элементах ЛР, совершит полный кольцевой цикл $\Delta T_n^+ / \tau_u$.

Изменение температуры в трубопроводе происходит за счет теплообмена с окружающей средой (грунтом) и расширением газа (эффект дросселирования) и может быть определено по уравнению

$$dT = -\frac{K\pi D_n(T - T_0)}{Gc_p} dx - D_t dP \quad (11)$$

или на элементарном участке трубопровода

$$\frac{dT}{dx} = -\frac{K\pi D_n(T - T_0)}{Gc_p} - D_t \frac{dP}{dx}, \quad (12)$$

где K — коэффициент теплопередачи от газа в окружающую среду, Вт/(м²·К); T — температура газа в элементарном участке трубы dx , °С; T_0 — температура окружающей среды, °С; D_n — наружный диаметр трубопровода, м; c_p — удельная изобарная теплоемкость газа, Дж/(кг·К); G — массовый расход, кг/с; D_t — коэффициент Джоуля–Томсона, К/МПа [1].

Коэффициент теплопередачи

$$K = (1/\alpha_{газ} + R_{из} + 1/\alpha_{гр})^{-1},$$

где $\alpha_{газ}$, $\alpha_{гр}$ — коэффициенты теплоотдачи соответственно от газа к стенке трубы и от наружной поверхности трубопровода в окружающую среду, Вт/(м²·К) [1];

$R_{из}$ — термическое сопротивление изоляции, Вт/(м²·К);

$R_{из} = (D_n/2) \cdot (1 + 2\delta_{из}/D_n)$, где $\delta_{из}$ — толщина изоляции трубопровода, м; $\lambda_{из}$ — коэффициент теплопроводности материала изоляции, Вт/(м·К).

Считаем, что коэффициент теплопередачи $K = K_{cp}$, изобарная теплоемкость c_p постоянны для всей ЛР, тогда изменение температуры газа за счёт теплообмена с грунтом на участках ЛР

$$\Delta T_{(i,j)}^{mo} = -\frac{K_{cp} \cdot \pi \cdot (T_{(i,j)} - T_0)}{G \cdot c_p} \left(\sum_{j=1}^n D_n^j \cdot L^j \right). \quad (13)$$

Как правило, линия рециркуляции состоит из агрегатной линии (А.Л.) и цехового коллектора (Ц.К.), тогда:

$$\Delta T_{(i)}^{mo} = -\frac{K_{cp} \cdot \pi \cdot (T_{(i)} - T_0)}{G \cdot c_p} \times \left(D_n^{А.Л.} \cdot L^{А.Л.} + D_n^{Ц.К.} \cdot L^{Ц.К.} \right).$$

Изменение температуры газа за счёт эффекта дросселирования на участках агрегатной линии (А.Л.) и цехового коллектора (Ц.К.)

$$\Delta T_{(i,j)}^{gp} = D_t \left(\sum_{j=1}^n (\Delta P_{А.Л.(i,j)} / L_j) \right). \quad (14)$$

Для ЛР, состоящей из А.Л. и Ц.К., $\Delta T_{(i)}^{gp} = D_t (\Delta P_{А.Л.(i)} / L^{А.Л.} + \Delta P_{Ц.К.(i)} / L^{Ц.К.})$.

Снижение температуры газа в результате дросселирования на АПК, К:

$$\Delta T_{(i)}^{ка} = D_t \Delta P_{ка(i)} \approx D_t (P_{к(i)} - P_{н(i)} + \sum_{j=1}^n \Delta P_{(j)}), \quad (15)$$

где $\sum_{j=1}^n \Delta P_{(j)}$ — потери давления на участке, включающем АПК, агрегатную линию рециркуляции, цеховой коллектор, установку очистки газа, цеховой всасывающий коллектор, агрегатный всасывающий трубопровод.

Суммарное снижение температуры в линии рециркуляции, К

$$\Delta T_{\Sigma(i)}^{охла} = \Delta T_{(i)}^{gp} + \Delta T_{(i)}^{mo} + \Delta T_{(i)}^{ка}. \quad (16)$$

Температура газа на входе ЦК после линии рециркуляции, К

$$T_{n(i+1)} = T_{к(i)} - \Delta T_{\Sigma(i)}^{охла}. \quad (17)$$

Приращение температуры на входе в ЦК, К

$$\Delta T_n^+ = T_{n(i+1)} - T_{n(i)}. \quad (18)$$

Время цикла рециркуляции, сек

$$\tau_u = V_{г(ЛР)} \cdot \rho_{cp} / G_{ГПА}. \quad (19)$$

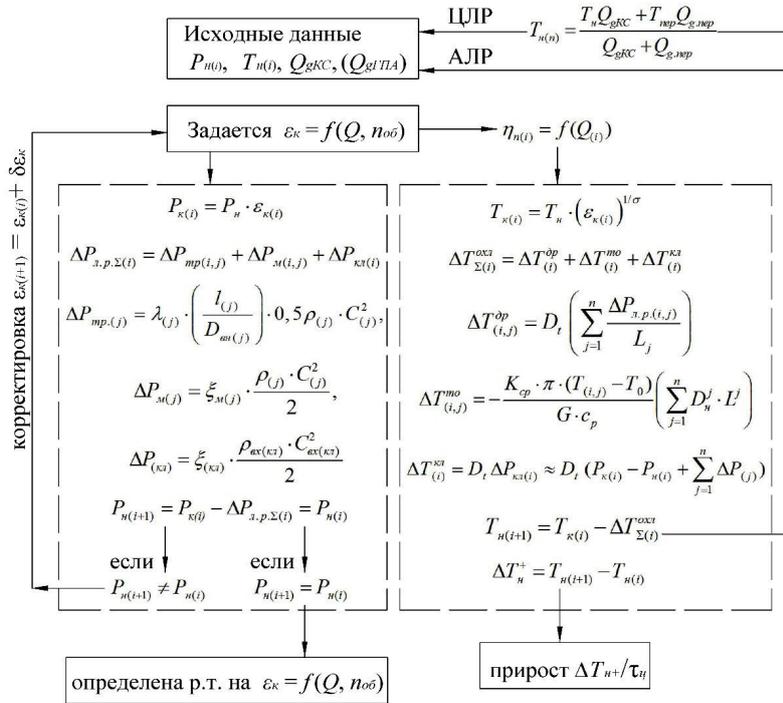


Рис. 1. Блок-схема решения задачи совместной работы компрессора на линию рециркуляции
Fig. 1. Flowchart for solving the problem of compressor co-operation on the recirculation line

где $V_{r(ЛР)}$ — геометрический объём коммуникаций линии рециркуляции, м³; ρ_{cp} — средняя плотность газа в объёме коммуникаций ЛР, кг/м³; $G_{ГПА}$ — массовая производительность ГПА, кг/с.

Прирост температуры в единицу времени: $\Delta T_n^+ / \tau_u$.

Важным, для достоверной оценки положения рабочей точки на характеристиках ЦК, является необходимость их пересчета из представления — при заданном номинальном конечном давлении ($P_k^{ном} = const$), в другой вид — при заданном фактическом начальном давлении ($P_n = const$).

Краткий алгоритм реализации разработанной методики представлен в виде блок-схемы на рис. 1.

С использованием разработанного алгоритма выполнен анализ неустойчивости пусковых режимов на примере одной линейной КС системы магистральных газопроводов, в которой к существующим 4-м КУ, в данном случае газоперекачивающим агрегатам (ГПА), дополнительно установлены еще два ГПА. Расчётная схема существующей (до модернизации) агрегатной ЛР приведена на рис. 2. Поскольку точка врезки цехового коллектора агрегатной ЛР со всасывающим коллектором КС реализована на узле подключения к магистральному газопроводу, в том числе вследствие заниженного диаметра ЛР, она имеет повышенное гидравлическое сопротивление, что приводило при одновременной работе двух КУ на байпасной линии к аварийным остановам КУ и КЦ из-за срабатывания антипомпажной защиты.

Полученные результаты расчетов подтвердили данную проблему. На рис. 3 показаны результаты расчёта сопротивления ЛР с учётом только сопротивления АПК (без учёта ЛР), только с учётом сопротивления ЛР (без учёта АПК) и с учётом сопротивления АПК и ЛР. Сравнение с результатами расчёта сопротивления только АПК при

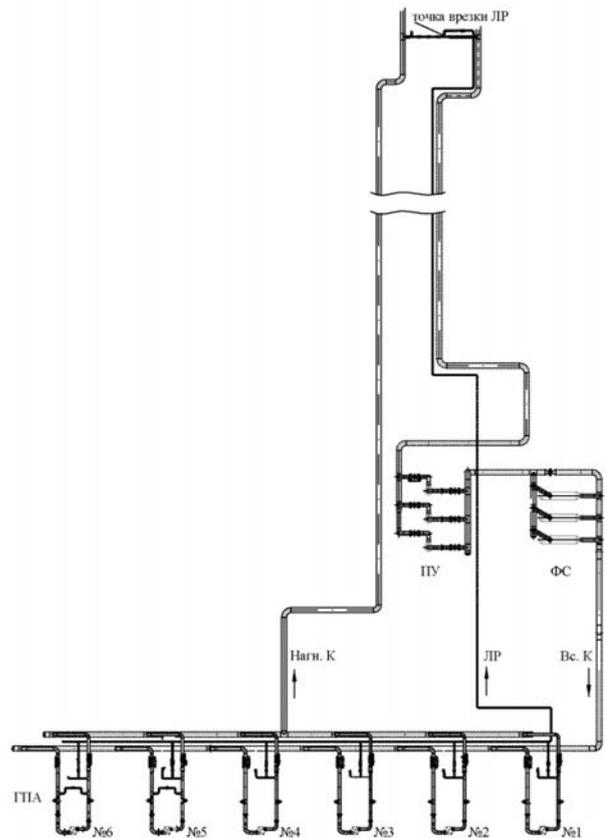


Рис. 2. Расчётная схема существующей агрегатной линии рециркуляции: ЛР — линия рециркуляции; ПУ — пылеуловители; ФС — фильтр-сепараторы; ГПА — газоперекачивающие агрегаты (№ 1–6); Вс.К — всасывающий коллектор; Нагн.К — нагнетательный коллектор
Fig. 2. Design diagram of the existing recirculation train: ЛР — recycle line; ПУ — dust collectors; ФС — filter separators; ГПА — gas-compressor units (№ 1–6); Вс.К — suction collector; Нагн.К — discharge collector

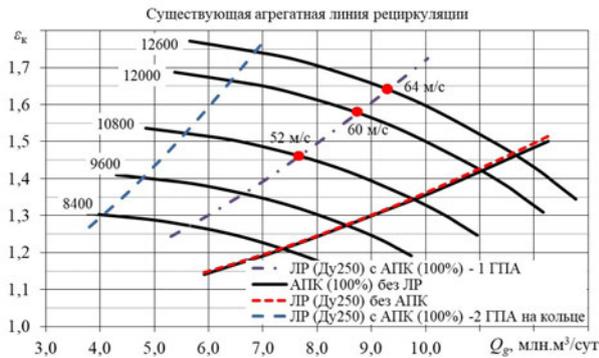


Рис. 3. Результаты расчета существующей агрегатной линии рециркуляции с антипомпажным клапаном
Fig. 3. Results of calculation of existing recirculation line with anti-surge valve

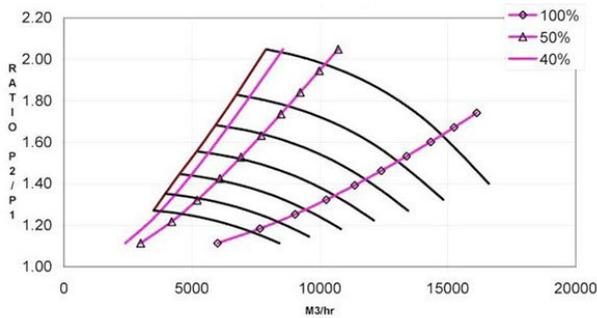


Рис. 4. Результаты расчёта пропускной способности антипомпажного клапана Fisher совместно с газодинамической характеристикой компрессора C402 по данным Solar Turbines при степени открытия 40 %, 50 %, 100 %
Fig. 4. Fisher Anti-Surge Valve Capacity Calculation Results in Conjunction with Compressor Gas Dynamic Performance C402 according to Solar Turbines at an opening rate of 40 %, 50 %, 100 %

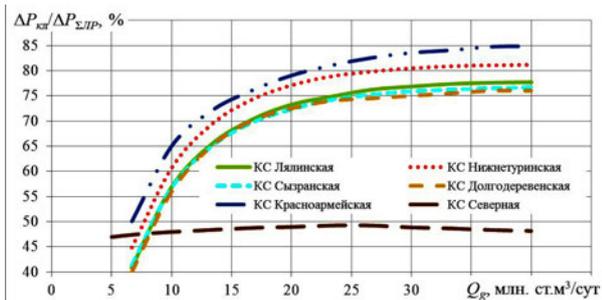
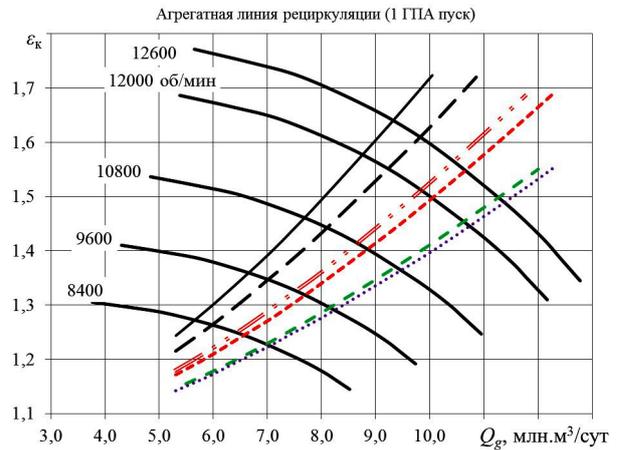


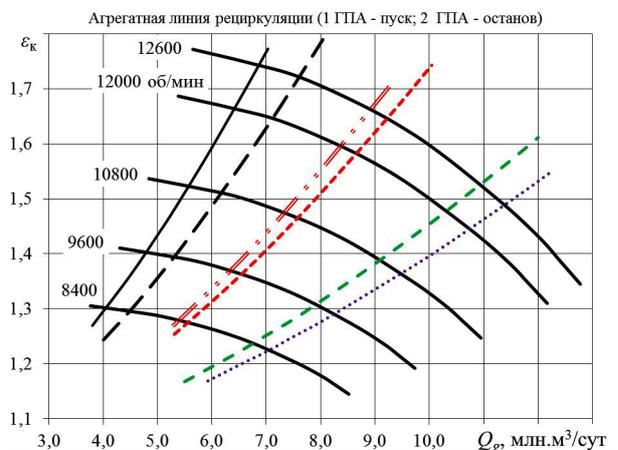
Рис. 5. Доля потерь давления в клапане от потерь давления во всей агрегатной линии рециркуляции
Fig. 5. Fraction of pressure losses in the valve due to pressure losses in the entire recirculation line

его открытия на 100 %, предоставленными фирмой Solar (поставщиком оборудования) и приведенными на рис. 4, показало практически точное совпадение с результатами расчётов по разработанному алгоритму. Ошибочные проектные решения, допущенные поставщиком оборудования, могут быть объяснены тем, что для большинства подобных объектов, как показывает опыт проектирования и реконструкции КС, сопротивление собственно АПК составляет около 75–80 % от сопротивления всей линии (рис. 5), включая АПК и сопротивление самой линии,



— Существующая ЛР (Ду 250) с АПК (100%)
— Длинная ЛР (Ду 300) с АПК (100%)
— Укороченная ЛР (Ду 400) с АПК (100%)

а)



— Укороченная ЛР (Ду 250) с АПК (100%)
— Укороченная ЛР (Ду 300) с АПК (100%)
— Укороченная ЛР (Ду 500) с АПК (100%)

б)

Рис. 6. Результаты расчета вариантов модернизации агрегатной линии рециркуляции: а) для одного ГПА; б) для двух ГПА
Fig. 6. Results of calculation of options for modernization of the recirculation line: а) for one GPU; б) for two GPU

не учитывают при выборе типоразмера АПК, что и произошло на данном объекте.

По результатам расчета видно, что существующая линия рециркуляции не удовлетворяет пропускной способности как при работе одного ГПА, тем более двух ГПА. При работе одного ГПА в ЛР скорости газа в ней превышают допустимые 50 м/с. При работе одновременно в режиме пуска двух ГПА (или 1 ГПА — пуск, 2 ГПА — останов) рабочие точки на ГДХ компрессора находятся вблизи границы помпажа (менее уставки в 10 %) при условии 100 % открытия АПК (рис. 3).

С использованием разработанной методики предложены варианты модернизации существующей ЛР с целью повышения её пропускной способности (рис. 6):

— уменьшение длины линии рециркуляции Ду 250 с переносом точки врезки на вход установки очистки газа;

— увеличение диаметра линии рециркуляции до Ду 300;

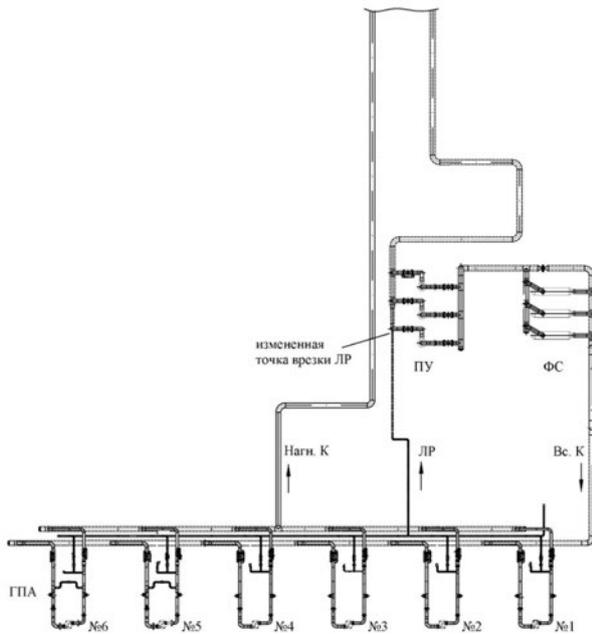


Рис. 7. Расчетная схема изменённой агрегатной линии рециркуляции: ЛР — линия рециркуляции; ПУ — пылеуловители; ФС — фильтр-сепараторы; ГПА — газоперекачивающие агрегаты (№ 1–6); Вс.К — всасывающий коллектор; Нагн.К — нагнетательный коллектор
 Fig. 7. Design diagram of the revised recirculation line: ЛР — recycle line; ПУ — dust collectors; ФС — filter separators; ГПА — gas-compressor units (№ 1–6); Вс.К — suction collector; Нагн.К — discharge collector

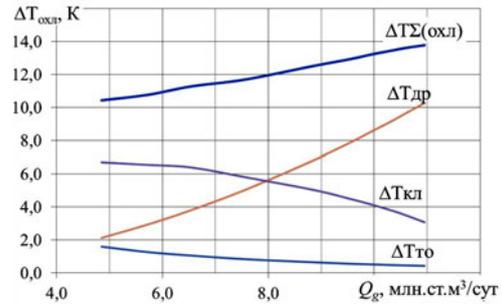
- уменьшение длины ЛР с увеличением диаметра до Ду 300;
- уменьшение длины ЛР с увеличением диаметра до Ду 400;
- уменьшение длины ЛР с увеличением диаметра до Ду 500.

По результатам анализа вариантов модернизации принято решение по увеличению ее диаметра с Ду 250 до Ду 400 и переносом точки врезки на вход установки очистки, в результате чего её протяжённость сократилась в 7 раз (рис. 7).

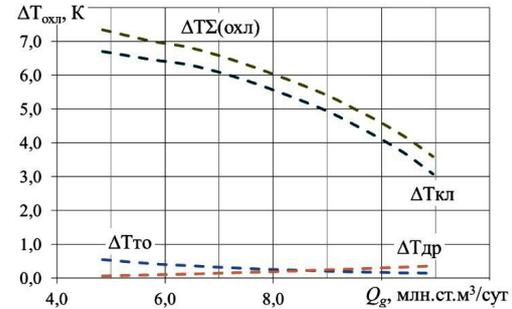
С другой стороны, сокращение протяженности агрегатной ЛР приводит к снижению интенсивности охлаждения газа на участке от АПК № 6р до всасывающего патрубка ЦК, по сравнению с существующей конфигурацией ЛР, за счет уменьшения теплообмена с грунтом ($\Delta T_{гo}$) и эффекта дросселирования ($\Delta T_{др}$). Таким образом, общий эффект охлаждения газа в модернизированной ЛР ($\Delta T_{\Sigma To}$) практически обеспечивается только за счёт дросселирования в антипомпажном клапане ($\Delta T_{ка}$). Кроме того, сокращение времени цикла рециркуляции газа ($\tau_{ц}$) приводит к более интенсивному росту температуры на всасывании в компрессор ($\Delta T_{н+}$), т.е. возникает дополнительная нестабильность в режиме работы компрессора. Особенно это неблагоприятно для процесса испытаний по снятию ГДХ ЦК.

Расчеты по представленному алгоритму выполнялись с учетом работы на ЛР одного ГПА (режим «кольцо»), при трех ГПА, работающих в режиме «магистраль», т.е. подачи газа в систему газопроводов.

Результаты расчёта снижения температуры газа в существующей и модернизированной ЛР за счет различных факторов при постоянных оборотах ротора 10800 об/мин показаны на рис. 8.



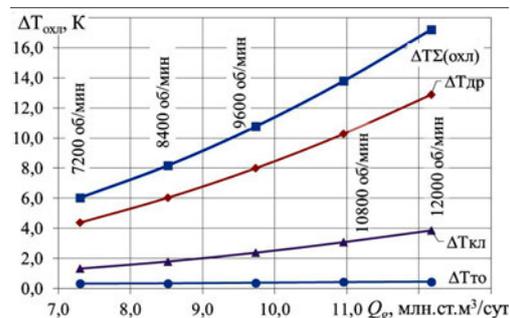
а)



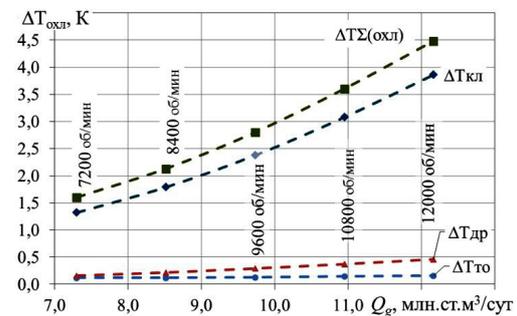
б)

Рис. 8. Изменение температуры газа в агрегатной линии рециркуляции за счет различных факторов при постоянных оборотах ротора 10800 об/мин: а) существующая ЛР; б) модернизированная ЛР

Fig. 8. Change in gas temperature in the recirculation line due to various factors at constant rotor speeds of 10800 rpm: а) existing recycle line; б) modernized recycle line



а)



б)

Рис. 9. Изменение температуры газа в агрегатной линии рециркуляции за счет различных факторов при переменных оборотах ротора и открытом на 100 % АПК: а) существующая длинная ЛР; б) модернизированная короткая ЛР

Fig. 9. Change in gas temperature in the recirculation line due to various factors at variable rotor speeds and open by 100 % anti-surge valve а) existing long recirculation line; б) upgraded short recirculation line

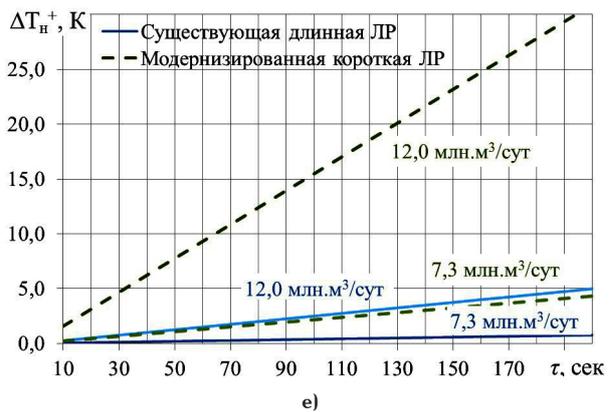
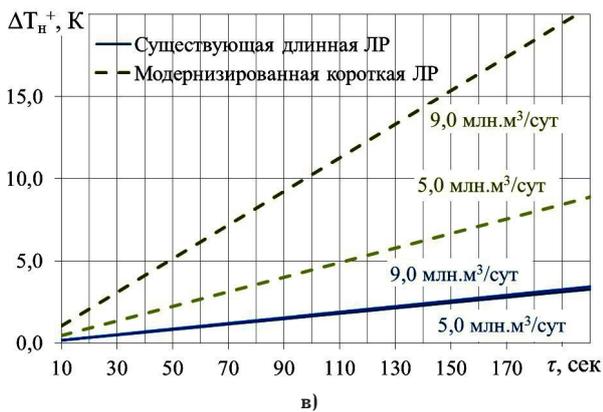
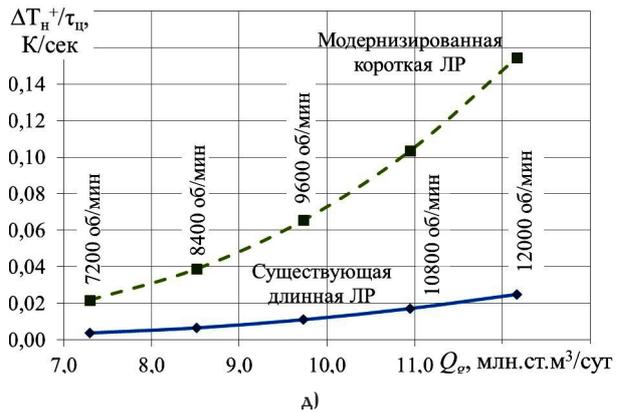
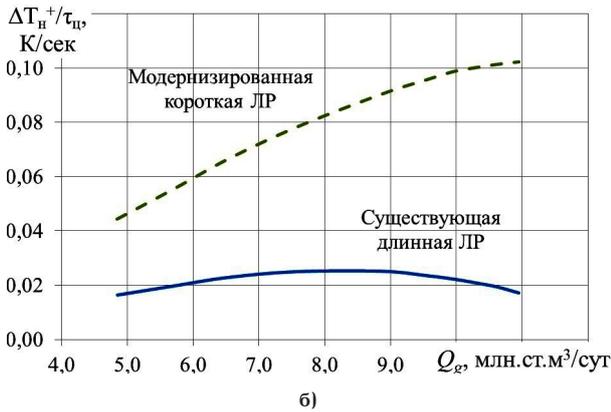
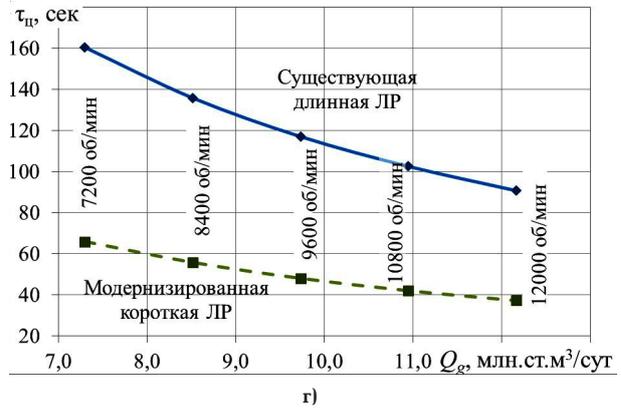
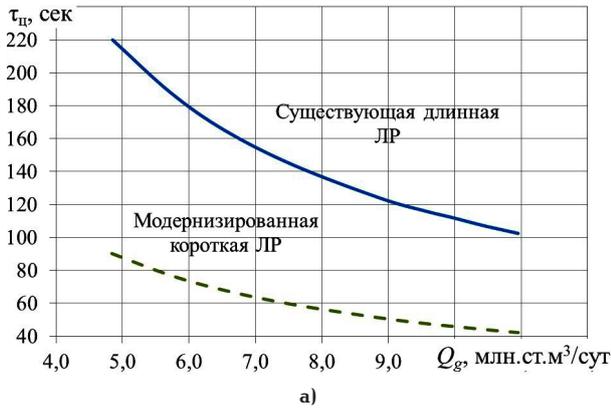


Рис. 10. Результаты условно динамического расчёта существующей и модернизированной линии рециркуляции:
 а), г) время цикла рециркуляции; б), д) интенсивность роста температуры на входе в ЦК в единицу времени;
 в), е) приращение температуры на входе в ЦК в зависимости от времени работы на ЛР;
 а), б), в) при постоянном числе оборотов ротора 10800 об/мин;
 г), д), е) при переменных оборотах ротора и открытом на 100 % АПК
 Fig. 10. Results of conditionally dynamic calculation of the existing and upgraded recirculation line:
 а), г) recirculation cycle time; б), д) the rate of temperature rise at the compressor inlet per unit time;
 в), е) increase in compressor inlet temperature depending on the operating time of the recirculation line;
 а), б), в) at constant number of rotor revolutions 10800 rpm;
 г), д), е) at variable rotor RPM and open by 100 % anti-surge valve

На рис. 9 показаны результаты расчёта изменения температуры газа в существующей и модернизированной ЛР для различных чисел оборотов ротора ЦБК от 7200 об/мин до 12000 об/мин при полностью открытом АПК.

На рис. 10а, б, в показаны результаты условно динамического расчёта существующей и модернизированной линии рециркуляции при постоянном числе оборотов ротора 10800 об/мин, а на рис. 10г, д, е — при переменных оборотах ротора от 7200 об/мин до 12000 об/мин и открытом на 100 % АПК. Вычисляемыми параметрами условно динамическо-

го расчёта на рис. 10 являлись: а), г) время цикла рециркуляции; б), д) интенсивность роста температуры на входе в ЦК в единицу времени $\Delta T_n^+/\tau_{ци}$; в), е) приращение температуры на входе в ЦК в зависимости от времени работы на ЛР.

Как видно, интенсивность роста температуры в линии рециркуляции после ее модернизации увеличится в 3–4 раза по сравнению с ее существующей конфигурацией. Происходит это главным образом из-за снижения эффекта дросселирования за счёт увеличения диаметра и сокращения длины.

Заключение

Таким образом, при выполнении проектировочных или поверочных расчётов агрегатных и цеховых линий рециркуляции необходимо, кроме сопротивления регулирующего или антипомпажного клапана, учитывать сопротивление всей линии рециркуляции с учётом тепловых режимов.

Выполнение условно динамического (квазидинамического) расчёта ЛР позволит определять интенсивность роста температуры на входе в ЦК за время его работы в агрегатную ЛР, что необходимо учитывать, особенно при проведении эксплуатационных испытаний, обработке результатов испытаний при построении интегральных газодинамических характеристик.

Список источников

1. СТО Газпром 2-3.5-051-2006. Нормы технологического проектирования магистральных газопроводов. Введ. 2006–07–03. Москва: ООО ИРЦ Газпром, 2005. 198 с.
2. 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.
3. Рекомендации по повышению виброустойчивости технологических трубопроводов при проектировании и реконструкции КЦ КС. Москва: ООО ВНИИГАЗ, 2002. 29 с.
4. Гузельбаев Я. З. Некоторые особенности динамических свойств центробежных компрессоров и сети // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: тр. 14-го Междунар. симп. Санкт-Петербург, 2008. С. 191–196.
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. Акимов В. И., Бакиев Т. А., Скрынников С. В. [и др.]. Обеспечение виброустойчивости технологических трубопроводов пускового контура КС // Газовая промышленность. 2015. № 8 (726). С. 56–59. EDN: UZMVAV.
7. Лапицкий А. Е., Козаченко Л. И., Королев А. А. Особенности заводских (стендовых) и эксплуатационных испытаний центробежных газовых компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 6. С. 10–17. EDN: OHMUFL.
8. Филькин Н. Ю., Ваяншов 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.
9. Филькин Н. Ю., Ваяншов А. Д. Выбор типоразмера агрегатного и цехового регулирующего клапанов газоперекачивающих компрессорных станций на основе технико-эко-

номических и гидравлических расчетов // Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты: сб. тр. 3-й Всерос. молодежной науч.-практ. конф., Москва, 01 июня 2021 г. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. С. 123–128. ISBN 978-5-900025-53-7.

10. Филькин Н. Ю., Юша В. Л., Ваяншов 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.
11. 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.
12. 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.
13. Wolfswinkel van O., Smeulders J. P. M. Evaluation of Anti-Surge Control Concepts during ESD Simulation of dynamic process behaviour with PULSIM // Engineering. 2002. P. 1–6. URL: https://folk.ntnu.no/skoge/prost/proceedings/escape12/CD_ESCAPE12_with_supplementary_proceedings/escape/C11.pdf (дата обращения: 11.12.2023).
14. 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. URL: <https://core.ac.uk/download/pdf/187123742.pdf> (дата обращения: 11.12.2023).
15. 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.

ВАНЯШОВ Александр Дмитриевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета, 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

Для цитирования

Ваяншов 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.

Статья поступила в редакцию 26.01.2024 г.

© А. Д. Ваяншов

CONDITIONALLY DYNAMIC ANALYSIS OF THE CENTRIFUGAL COMPRESSOR OPERATION IN THE AGGREGATE RECIRCULATION LINE

A. D. Vanyashov

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

The procedure for conditionally dynamic (quasi-dynamic) hydraulic and thermal calculation of recirculation lines of compressor stations has been developed. As an example, the solution to the problem of reconstruction of the linear compressor station of the main gas pipeline is considered. Using the developed methodology, options for upgrading the existing recirculation line in order to increase its throughput are proposed. The gas temperature change in the recirculation line is analyzed due to various factors (heat exchange with soil, throttling) at the starting modes of constant and variable rotations of the compressor rotor. The analysis of the change in the recirculation cycle time and the rate of temperature growth at the compressor inlet per unit time is performed.

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. Guzel'bayev Ya. Z. Nekotoryye osobennosti dinamicheskikh svoystv tsentrobezhnykh kompressorov i seti [Some features of the dynamic properties of centrifugal compressors and networks] // Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya. *Consumers-Manufacturers of Compressors and Compressor Equipment*. Saint Petersburg, 2008. P. 191–196. (In Russ.).
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 kompressornogo oborudovaniya. *Consumers-Manufacturers of Compressors and Compressor Equipment*. Saint Petersburg, 2013. P. 53–58. (In Russ.).
6. Akimov V. I., Bakiyev T. A., Skrynnikov S. V. [et al.]. Obespecheniye vibroustoychivosti tekhnologicheskikh truboprovodov puskovogo kontura KS [Ensuring vibration resistance of process pipelines of the Compressor station starting circuit] // Gazovaya promyshlennost'. *GAS Industry of Russia*. 2015. No. 8 (726). P. 56–59. EDN: UZMVAB. (In Russ.).
7. Lapitskiy A. E., Kozachenko L. I., Korolev A. A. Osobennosti zavodskikh (stendovyykh) i ekspluatatsionnykh ispytaniy tsentrobezhnykh gazovyykh kompressorov [Features factory (poster) and operational tests of centrifugal gas compressors] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2015. No. 6. P. 10–17. EDN: OHMUFL. (In Russ.).
8. Fil'kin 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.).
9. Fil'kin N. Yu., Vanyashov A. D. Vybor tiporazmera agregatnogo i tsekhovogo reguliruyushchikh klapanov gazoperekachivayushchikh kompressornykh stantsiy na osnove tekhniko-ekonomicheskikh i gidravlicheskh raschetov [Selection of standard size of unit and shop control valves of gas pumping compressor stations based on technical, economic and hydraulic calculations] // *Vakuumnaya, kompressornaya tekhnika i pnevmoagregaty. Vacuum, Compressor Technology and Pneumatic Units*. Moscow, 2010. P. 123–128. ISBN 978-5-900025-53-7. (In Russ.).
10. Fil'kin 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 kompressornoy tekhnike. Proceedings of the 15th Int. Scientific-Technical Conf. on Compressor Technology*. In 2 vols. Kazan, 2011. Vol. 2. P. 21–28. (In Russ.).
11. 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.).
12. 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.).

13. 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. URL: https://folk.ntnu.no/skoge/prost/proceedings/escape12/CD_ESCAPE12_with_supplementary_proceedings/escape/C11.pdf (accessed: 11.12.2023). (In Engl.).

14. 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.).

15. 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. URL: <https://core.ac.uk/download/pdf/187123742.pdf> (accessed: 11.12.2023). (In Engl.).

VANYASHOV Aleksandr Dmitriyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate

Professor of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University, Omsk; Head of Compressor Station Design Department, OJSC «Sibneftetransproyekt», Omsk.
SPIN-code: 1103-5921
AuthorID (RSCI): 285096
AuthorID (SCOPUS): 8300390600
Correspondence address: adv@omgtu.ru

For citations

Vanyashov A. D. Conditionally dynamic analysis of the centrifugal compressor operation in the aggregate recirculation line // 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.

Received January 26, 2024.

© A. D. Vanyashov