



ОЦЕНКА ПЕРСПЕКТИВ ПРИМЕНЕНИЯ НА ЛИНЕЙНЫХ ГАЗОВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЯХ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ НА БАЗЕ ВЫСОКОНАПОРНЫХ СТУПЕНЕЙ С ВХОДНЫМ НАПРАВЛЯЮЩИМ АППАРАТОМ

А. Д. Ваняшов^{1,2}, В. В. Карабанова¹, А. А. Нефедов³

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

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

³АО «Газпромнефть-Омский НПЗ»,
Россия, 644040, г. Омск, пр. Губкина, 1

Рассмотрены вопросы оценки технических и экономических перспектив применения на линейных газовых компрессорных станциях газоперекачивающих агрегатов с одноступенчатыми центробежными компрессорами с осевым расположением всасывающего патрубка, созданными на базе высоконапорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами и регулируемым входным направляющим аппаратом. Приведено краткое описание методики пересчета испытаний малоразмерной ступени компрессора, выполненных на воздухе, на условия работы в составе газовой компрессорной станции. Выполнена сравнительная оценка конкурентоспособности предлагаемого типа компрессора с существующими типами компрессоров в двухступенчатом исполнении.

Ключевые слова: центробежный компрессор, входной направляющий аппарат, осерадиальное рабочее колесо, газодинамическая характеристика, газоперекачивающий агрегат, компрессорная станция, газотранспортная система.

Актуальность рассматриваемых вопросов и проблемы путей их решения

Современное состояние газотранспортных систем (ГТС), находящихся в эксплуатации дочерних обществ ПАО «Газпром», характеризуется существенным отклонением фактических режимов транспорта от проектных. Связано это во многом с политической ситуацией, что повлияло на перераспределение потоков газа, смещение акцента транспорта газа с запада на восток, увеличение доли экспорта сжиженного природного газа. Кроме того, большинство крупных месторождений Надым-Пур-Тазовского региона, введенных в эксплуатацию в 70-х – 80-х гг. прошлого века, имеют большую степень выработки или находятся в завершающей стадии добычи. Указанные обстоятельства способствуют тому, что существующая многониточная ГТС, связывающая месторождения Западной Сибири с потребителями в России и за рубежом, является недостаточно загруженной по объемам транспорта газа. Большинство компрессорных станций (КС) существующих ГТС включают в себя по несколько компрессорных цехов (КЦ), в соответствии с количеством газопроводов («ниток»). Соответственно, транспорт газа в объемах существенно меньше проектных при той же суммарной площади поперечного сечения газопроводов приводит к снижению гидравлических потерь давления на участке между КС, и, следовательно, требуемое отношение давле-

ний сжатия в газоперекачивающих агрегатах (ГПА) КЦ становится ниже проектного.

Большинство эксплуатируемых центробежных компрессоров (ЦК) природного газа имеют двухступенчатую проточную часть (ПЧ) с закрытыми рабочими колёсами (ЗРК) с отношением давлений $\epsilon_k = 1,44...1,5$ (в одной ступени $\epsilon_{ст} = 1,22...1,24$), а фактические режимы транспорта газа требуют отношения давлений в диапазоне 1,3...1,4. При этом, несмотря на суммарное снижение производительности многониточных ГТС, за счёт перераспределения потоков газа между КЦ в пределах КС, имеется возможность загрузить оборудование КЦ ближе к максимальной производительности. Эксплуатация на подобных режимах при одной и той же производительности КЦ может быть реализована либо увеличением количества работающих ГПА, достигая снижением частоты вращения приводной газотурбинной установки (ГТУ) и добываясь при этом положения рабочей точки в зоне максимального КПД, либо снижением количества рабочих ГПА. В последнем случае рабочая точка находится в правой зоне газодинамической характеристики (ГДХ), где КПД снижен, а потребляемая мощность выше (рис. 1). Анализ энергоэффективности рассматриваемых схем работы можно выполнить, используя критерий эффективности — относительный расход топливного газа:

$$\bar{Q}_{мг.КС} = (Q_{мг.КС} / Q_{г.КС}) 100 \% , \quad (1)$$

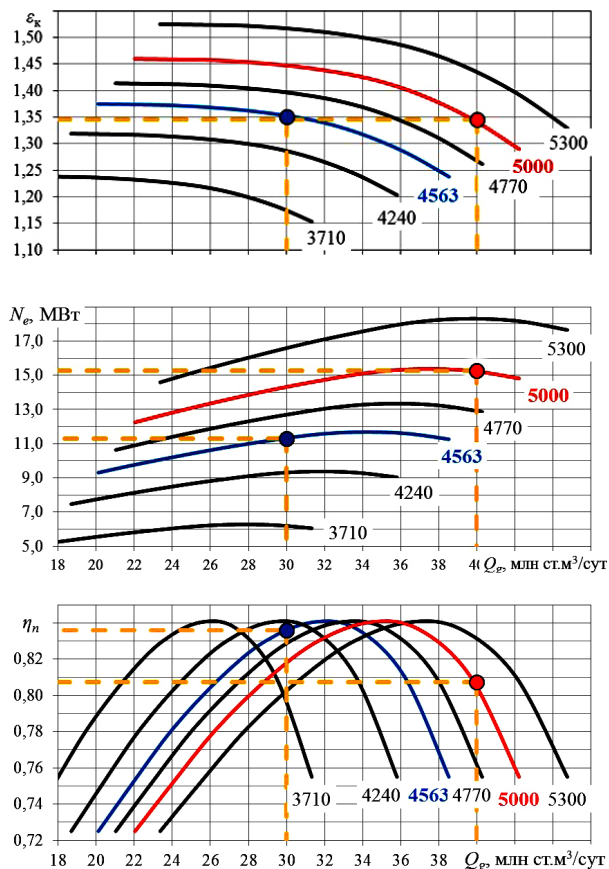


Рис. 1. Рабочие точки на ГДХ двухступенчатого ЦК при цеховой производительности $Q_{gKC} = 120$ млн.ст.м³/сут, отношении давлений $\varepsilon_k = 1,35$ для 3-х и 4-х ГПА в работе
Fig. 1. Working points on the gas dynamic characteristics of a two-stage centrifugal compressor with a shop floor capacity of 120 million m³/day, a pressure ratio of 1,35 for three and four units in operation

где Q_{mrKC} — расход топливного газа, млн.ст.м³; Q_{gKC} — производительность КС или КЦ, млн.ст.м³ (при 293 К и 101325 Па).

Результаты анализа показаны на рис. 2, на основании чего можно сделать вывод, что эксплуатация КЦ с меньшим количеством рабочих ГПА более целесообразна. Данный вывод подтверждается также в исследованиях [1–5]. Несмотря на, казалось бы, парадоксальный вывод, полученные результаты объясняются тем, что потребление топливного газа зависит не только от КПД ЦК, но и от КПД ГТУ, который, в свою очередь, зависит от загрузки её по мощности и оборотам ближе к максимальным значениям.

Повышение энергоэффективности транспорта газа в сложившихся условиях возможно за счёт модернизации существующих ГПА, т.е. замены ПЧ в ЦК на более расходные и менее напорные, чтобы требуемая рабочая точка располагалась в зоне максимального КПД.

Замена существующих двухступенчатых ПЧ на одноступенчатые выглядит привлекательно, известны разработки по созданию высокоэффективных одноступенчатых ЦК [6–8]. Однако практически данные решения не реализованы по причине того, что требуемое число оборотов одноступенчатого ЦК превышает номинальное число оборотов ГТУ. Данная проблема обозначена в [6], однако вопросы модернизации ГТУ с форсированием ча-

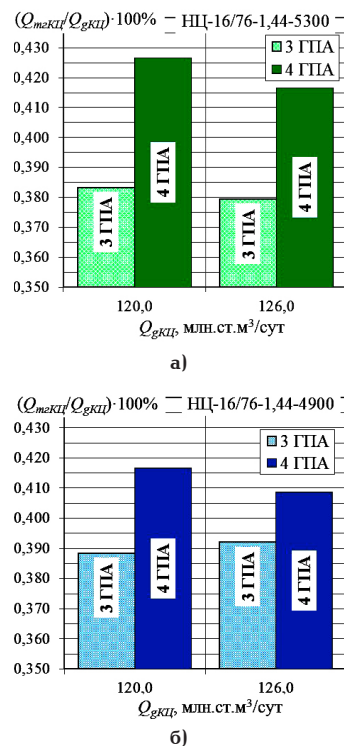
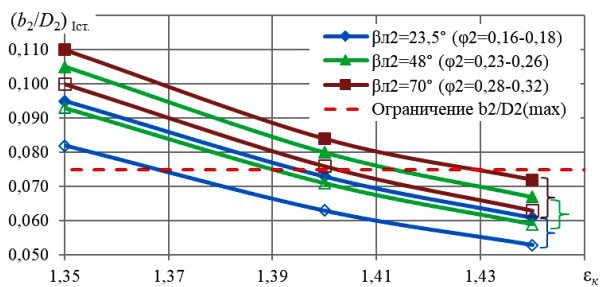


Рис. 2. Относительный расход топливного газа КЦ для производительности 120 и 126 млн.ст.м³/сут при 3-х или 4-х работающих ГПА:
а) ГПА с НЦ-16/76-1,44-5300;
б) ГПА с НЦ-16/76-1,44-4900
Fig. 2. Relative fuel gas consumption of the compressor shop for a capacity of 120 and 126 million m³/day with three and four operating units:
а) compressor-НЦ-16/76-1,44-5300;
б) compressor НЦ-16/76-1,44-4900

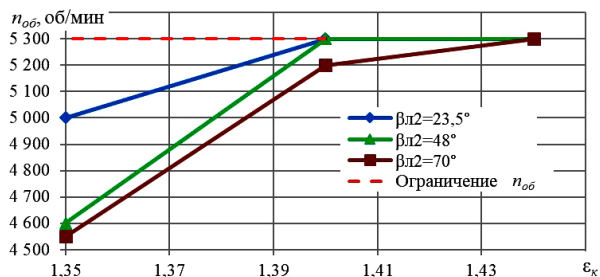
стоты вращения силовой турбины (СТ) до сих пор не решены. В связи с этим, наиболее реальной задачей является замена существующих ПЧ на такие же двухступенчатые. Следует заметить, что данный процесс уже реализован на ряде КС на некоторых участках ГТС. Ступени находящихся в эксплуатации ЦК и новые ПЧ модернизируемых ГПА имеют закрытые рабочие колеса (ЗРК) с загнутыми назад лопатками ($\beta_{a2} = 22,5...48^\circ$), что позволяет достигать высокого уровня политропного КПД $\eta_n = 0,84...0,87$, однако имеют ограничение верхнего предела окружных скоростей ($U_2 = 250...280$ м/с) из-за снижения прочности.

Результаты расчётного анализа, выполненного на основе газодинамических расчётов двухступенчатых ПЧ для различного отношения давлений, углов выхода лопаток ($\beta_{a2} = 22,5...48^\circ$), коэффициента расхода (φ_2) представлены на рис. 3 [9]. Следует заметить, что ПЧ ЦК должны соответствовать требованиям [10, 11], в частности, расчетное число оборотов не должно быть ниже 2...3 % от номинальных оборотов ГТУ, а потребляемая мощность не ниже 5...10 % от мощности ГТУ. Кроме того, для высокорасходных ПЧ относительная ширина ЗРК не должна превышать предельные значения [12, 13] из-за ухудшения прочностных и газодинамических характеристик.

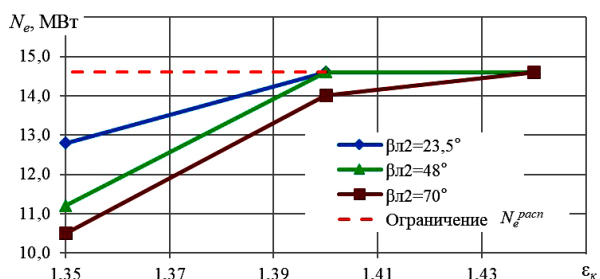
По результатам расчётного анализа видно, что обеспечение соответствия всем требованиям [8, 9]



а)



б)



в)

Рис. 3. Зависимости параметров двухступенчатого ЦК от расчётного отношения давлений: а) относительной ширины РК 1-й ступени ($n_{об} = 5300$ об/мин; $N_e = 14,6$ МВт); б) частоты вращения ротора ($N_e = 14,6$ МВт; $(b_2/D_2)_{1ст} < 0,075$); в) потребляемой мощности ($n_{об} = 5300$ об/мин; $(b_2/D_2)_{1ст} < 0,075$)

Fig. 3. The dependence of the parameters of a two-stage compressor on the calculated pressure ratio: а) the relative width of the first stage wheel ($n = 5,300$ rpm; $N_e = 14,6$ MW); б) rotor speed ($N_e = 14,6$ MW; $(b_2/D_2)_{1st} < 0,075$); в) power consumption ($n = 5300$ rpm; $(b_2/D_2)_{1st} < 0,075$)

Таблица 1. Основные параметры высоконапорной центробежной ступени
Table 1. The main parameters of the high-pressure centrifugal stage

Параметр	Значение
Диаметр рабочего колеса D_2 , м	0,272
Относительная ширина рабочего колеса b_2/D_2	0,0243
Угол выхода лопаток РК $\beta_{л2}$, град.	71,3
Число лопаток рабочего колеса, z_2	36
Втулочное отношение, $D_{вт}/D_2$	0,361
Число лопаток ВНА, $z_{ВНА}$	22
Исходный угол поворота лопатки ВНА (по хорде), θ_{90} , град.	25,2
Относительный входной диаметр РК, D_1/D_2	0,560

затруднительно при отношении давлений ПЧ в расчётной точке менее 1,4 по причинам [7]:

— требуемая частота вращения ротора ЦК ниже, чем номинальная для СТ ГТУ при условии

загрузки её до располагаемой мощности $N_e^{расп}$, что снижает эффективный КПД;

— относительная ширина ЗРК 1-й ступени становится выше рекомендуемого максимального значения $b_2/D_2 > 0,075$ при номинальной частоте вращения СТ ГТУ и располагаемой мощности;

— нагрузка ЦК по производительности и, соответственно, по мощности снижается при условии обеспечения номинальной частоты вращения СТ ГТУ и $b_2/D_2 \leq 0,075$.

Указанные выше проблемы не позволяют в полной мере обеспечить согласование ГДХ ПЧ ЦК с характеристиками приводной ГТУ, а следовательно, не позволяют значительно повысить энергоэффективность транспорта газа в указанных выше условиях.

Объект исследования

С целью попытки решения сформулированных выше проблем согласованности газодинамических характеристик ЦК и ГТУ для имеющих место низконапорных режимов транспортировки газа предложено использование для ПЧ ЦК высоконапорных осерадиальных рабочих колес с большими углами установки лопаток на выходе $\beta_{л2} = 60...90^\circ$. Достоинствами высоконапорных ступеней являются: возможность достижения больших отношений давлений в одной ступени, что приводит к снижению массогабаритных показателей ЦК; незначительное изменение КПД и отношения давлений в рабочем диапазоне изменения производительности. Недостатком являются невысокие значения КПД по сравнению с низконапорными ступенями, резкий переход к границе записания (максимальной производительности), вследствие чего диапазон рабочих режимов ограничен. Тем не менее подобные решения уже были реализованы в ряде зарубежных компаний [14].

Для выполнения пробного газодинамического проекта ЦК в одноступенчатом исполнении в качестве модельной ступени использована конструкция ступени авиационного компрессора с полукрытым осерадиальным рабочим колесом (ПООРК) и регулируемым входным направляющим аппаратом. Результаты испытаний на воздухе в широком диапазоне регулирования изменением частоты вращения и угла закрутки потока на входе приведены в работе [15].

Основные параметры испытанного компрессора приведены в табл. 1.

Методы расчёта и результаты

Для проектирования ступени натурного ЦК для работы в составе ГПА объектов транспорта газа с использованием результатов испытаний модельной ступени используется теория подобия, согласно которой требуется соблюдение равенства критериев кинематического и динамического подобия [12].

Кинематическое подобие (подобие треугольников скоростей на входе и выходе РК) обеспечивается равенством коэффициентов расхода в сходственных сечениях модельной и натурной ступеней $\phi'_1 = \phi_1$ и $\phi'_2 = \phi_2$, а также коэффициентов теоретического напора $\psi'_T = \psi_T$.

Динамическое подобие обеспечивается равенством критериев Эйлера (Eu) и Рейнольдса (Re). В теории турбокомпрессоров принято вместо критерия Eu использовать числа Маха и показатель

изоэнтропы, поскольку они связаны между собой соотношением $Eu = (M^2 \cdot k)^{-1}$.

Для удобства вычислений динамическое подобие сводится к выполнению равенства условных чисел Маха $M'_{U2} = M_{U2}$, определенных по окружной скорости РК, при условии, что показатели изоэнтропы воздуха и газа отличаются незначительно $k' \approx k$.

Еще одним условием пересчета характеристик является выполнение равенства политропных КПД $\eta'_n = \eta_n$ и коэффициентов мощности $\psi'_i = \psi_i$ на сходственных режимах.

Другой критерий динамического подобия — условное число Рейнольдса

$$Re_U = \frac{D_2 \cdot U_2}{\nu_n} \quad \text{или} \quad Re = \frac{U_2 \cdot b_2}{\nu_n}, \quad (2)$$

где ν_n — кинематическая вязкость воздуха (газа) при начальных условиях, m^2/c .

В большинстве практических случаев испытаний модельных ступеней и работы натурных ЦК на газе числа Re находятся в области автомодельности ($Re_U > Re_{Unpeg} = 5 \cdot 10^6$) [12, 13] и его влияние при пересчете характеристик с воздуха на газ не учитывают.

В качестве исходных данных задаются номинальная мощность ГТУ ($N_{ном} = 16$ МВт) параметры газа на входе в ЦК (начальное давление P_n и температура T_n), а также состав газа, для которого определяются показатель изоэнтропы k , газовая постоянная R и фактор сжимаемости z_n .

Задается масштабный фактор, представляющий отношение диаметра РК проектируемого натурного ЦК к диаметру РК модельной ступени $I = (D_2/D'_2)$.

Из условия кинематического подобия $\phi'_2 = \phi_2$ определяется объемная производительность натурного ЦК [13]

$$Q_n = Q'_n \cdot \left(\frac{D_2}{D'_2} \right)^2 \cdot \frac{U_2}{U'_2} \cdot \frac{k_{v2}}{k'_{v2}}. \quad (3)$$

Частота вращения ротора ЦК, об/мин

$$n_{ог} = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot D_2} \quad (4)$$

Отношение давлений [13]

$$\varepsilon_k = \left[1 + \left(\varepsilon'_k \right)^{1/\sigma'} - 1 \right] \left(\frac{n_{ог}}{n'_{ог}} \right)^2 \frac{k-1}{k'-1} \cdot \frac{k'R'T'_n}{kRT_n} \right]^{\sigma} \quad (5)$$

Внутренняя мощность ЦК, Вт

$$N_i = N'_i \cdot \left(\frac{n_{ог}}{n'_{ог}} \right)^3 \cdot \frac{\rho_n}{\rho'_n} \cdot \left(\frac{D_2}{D'_2} \right)^5 \quad (6)$$

При испытаниях модельной ступени получены $Re_U \approx 4 \cdot 10^6$, но уже в проектируемом натурном ЦК $Re_U > 2 \cdot 10^7$, т.е. находятся в зоне автомодельности. Кроме того, следует учитывать значительное различие в геометрических размерах модельной и проектируемой ступени. В этом случае существенное влияние на характеристики может оказывать чистота обработки поверхностей (техническая шероховатость Ra). Методика учета этих двух факторов приведена в работе [16] и принята международными стандартами [17, 18].

Согласно этой методике считается, что вблизи максимума КПД доля потерь, которая не зависит от числа Re , составляет 0–50 %. Принимая эту долю, равную 40 %, получаем соотношение между КПД в условиях эксплуатации η'_n и полученным в условиях испытаний η_n

$$\frac{1 - \eta_n}{1 - \eta'_n} = \frac{0,4 + 0,6 \cdot \lambda / \lambda_{кр}}{0,4 + 0,6 \cdot \lambda' / \lambda_{кр}}, \quad (7)$$

где λ , λ' , $\lambda_{кр}$ — коэффициенты трения в условиях эксплуатации, испытаний и при критическом числе Рейнольдса.

При критических числах Re коэффициент трения определяется на основе уравнения Кармана [19], где в качестве эквивалентного гидравлического радиуса принята ширина РК:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{кр}}} = 1,74 - 2 \cdot \lg \left(\frac{Ra}{b_2} \right), \quad (8)$$

где Ra , b_2 — техническая шероховатость поверхности и ширина рабочего колеса натурной ступени.

Коэффициенты трения в эксплуатационных условиях и в условиях испытаний определяются по формуле Коулбрука — Уайта [20]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,74 - 2 \cdot \lg \left(\frac{Ra}{b_2} + \frac{18,7}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} \right). \quad (9)$$

Значение технической шероховатости в формулах (7–8) приняты для модельной ступени $Ra' = 0,63$, для натурной ступени $Ra = 2,5$.

Изменение внутреннего напора и расхода при увеличении числа Re

$$\frac{\psi_i}{\psi'_i} = 0,4 + 0,6 \cdot \left(\frac{\eta'_n}{\eta_n} \right), \quad (10)$$

$$\frac{\Phi}{\Phi'} = \sqrt{\frac{\psi'_i}{\psi_i}}. \quad (11)$$

ГДХ спроектированного натурного одноступенчатого ЦК природного газа, полученные расчётом по приведенной методике (2–6) с учетом поправки на увеличение чисел Рейнольдса по формулам (7–11), а также с учётом возможности регулирования режимов работы с помощью закрутки потока на входе в ПООРК, создаваемой ВНА, с использованием методики [21], представлены на рис. 4. Параметры натурного ЦК приведены в табл. 2. Расчет выполнялся на следующие исходные данные: начальное давление $P_n = 5,32$ МПа и температура $T_n = 288$ К газа; номинальная мощность ГТУ $N_{ном} = 16$ МВт.

Обсуждение результатов

Для сравнения рабочих диапазонов спроектированного ЦК с учётом регулирования изменением частоты вращения ротора и дополнительного регулирования закруткой потока ВНА выполнено сопоставление с ГДХ одного из находящихся в эксплуатации на ряде объектов транспорта газа ЦК типа 398-25-1. Совмещение ГДХ, спроектированного ЦК на базе ступени К39 с ГДХ ЦК 398-25-1, показано на рис. 5.

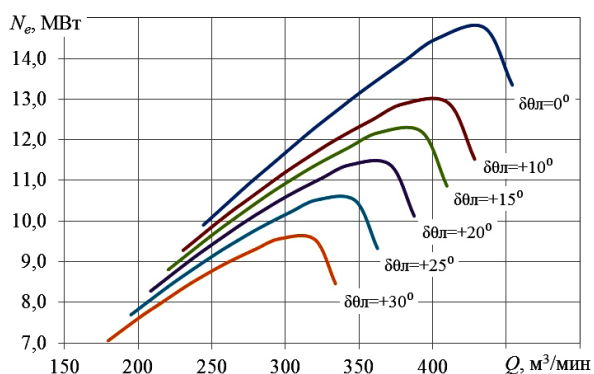
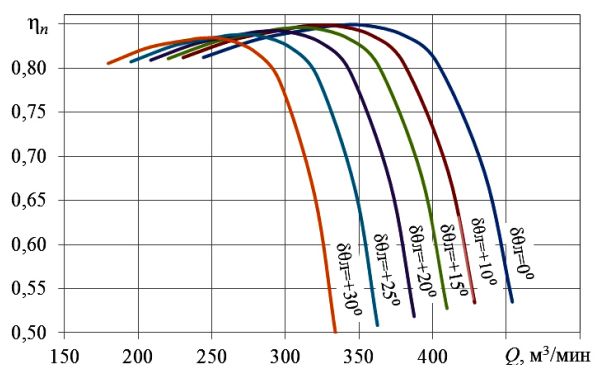
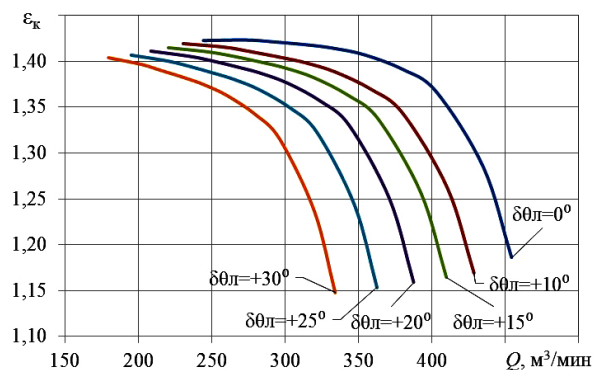


Рис. 4. ГДХ спроектированного ЦК с регулируемым входным направляющим аппаратом ($P_n = 5,32$ МПа, $T_n = 288$ К, $R = 502,7$ Дж/(кг·К))

Fig. 4. Gas dynamic characteristics of the designed compressor with an adjustable inlet guide ($P_n = 5,32$ МПа, $T_n = 288$ К, $R = 502,7$ Дж/(кг·К))

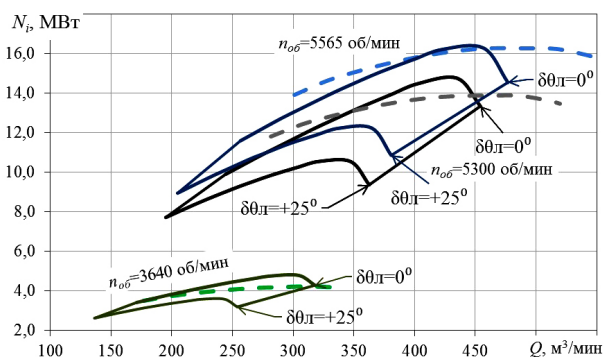
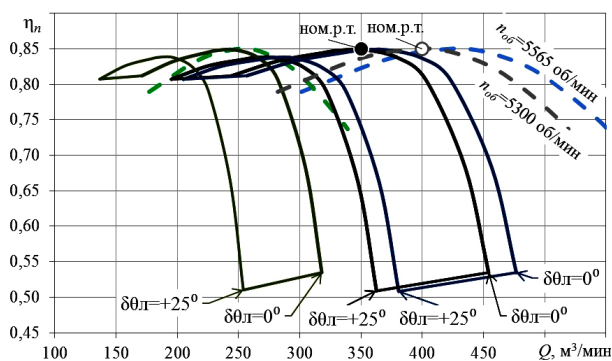
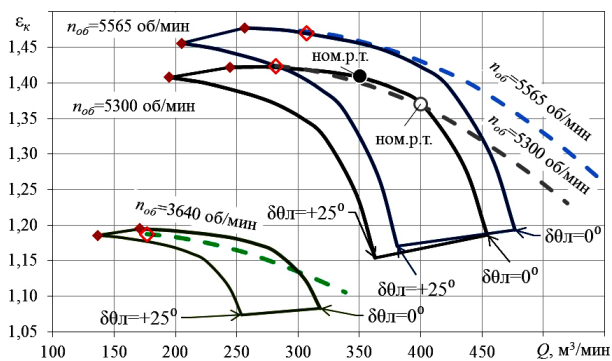


Рис. 5. Сравнение ГДХ спроектированного одноступенчатого ЦК на базе ступени К39 и существующего двухступенчатого ЦК 398-25-1

Fig. 5. Comparison of the gas dynamic characteristics of the designed single-stage compressor based on the K39 stage and the existing two-stage compressor 398-25-1

Таблица 2. Основные параметры спроектированного компрессора

Table 2. The main parameters of the designed compressor

Параметр	Значение
Диаметр рабочего колеса, D_2 , м	0,970
Ширина рабочего колеса, b_2 , м	23,5
Угол выхода лопаток ПООРК, $\beta_{\lambda 2}$, град.	71,3
Число лопаток рабочего колеса, z_2	36
Втулочный диаметр, $D_{в'}$, м	0,350
Входной диаметр ПООРК, D_1 , м	0,544
Число оборотов ротора, $n_{об}$, об/мин	5300
Расчётное отношение давлений, ϵ_k	1,4
Объёмная производительность по условиям всасывания, Q , м³/мин	360
Давление газа начальное, P_n , МПа	5,32
Температура газа начальная, T_n , °С	15

На графиках (рис. 5) зависимостей $\epsilon_k = f(Q)$ и $\eta_n = f(Q)$ видно, что ЦК 398-25-1 в расчётной точке ($\eta_n = \max$) имеет $\epsilon_{k, \text{расч}} = 1,37$ и $Q_{\text{расч}} = 400$ м³/мин, а спроектированный ЦК К39 соответственно $\epsilon_{k, \text{расч}} = 1,4$ и $Q_{\text{расч}} = 350$ м³/мин. При этом основной диапазон рабочих режимов по зависимости $\epsilon_k = f(Q)$ на номинальных $n_{об} = 5300$ об/мин и максимальных $n_{об} = 5565$ об/мин практически совпадает при нахождении лопаток ВНА у ЦК К39 в исходном положении. В диапазоне положительных закруток потока (в сторону вращения РК) от $\delta\theta_l = 0^\circ$ до $\delta\theta_l = +25^\circ$ имеется возможность изменения рабочих режимов по производительности и отношению давлений в широком пределе при неизменной частоте вращения. Следует отметить смещение границы помпажа (крайние левые точки на ГДХ) в область меньших производительностей у ЦК К39, чем у 398-25-1, что способствует также расширению диапазонов работы.

При смещении рабочих режимов в левую сторону от расчетной точки политропный КПД для ЦК

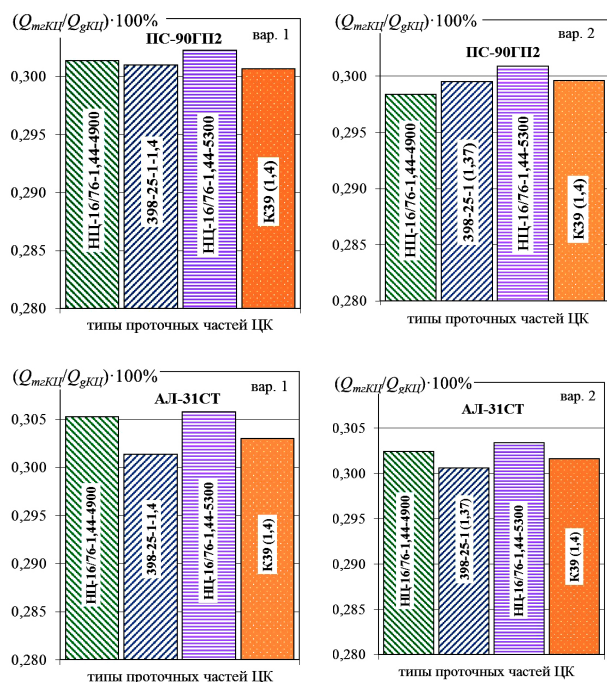


Рис. 6. Сравнение различных типов ПЧ ЦК по величине относительного расхода топливного газа ГПА с различными типами приводом ПС-90ГП2 и АЛ-31СТ для двух вариантов годовой загрузки КС
 Fig. 6. Comparison of different types of flow parts of centrifugal compressors in terms of relative fuel gas consumption with different types of drive PS-90GP2 and AL-31ST for two variants of the annual compressor station load

К39 выше, чем у 398-25-1, соответственно, потребляемая мощность ниже. Правее расчётной точки ситуация обратная. Недостатком, как было сказано выше, является резкое снижение $\epsilon_k = f(Q)$ у ЦК К39 в правой зоне, способствующее некоторому снижению рабочего диапазона, что связано с особенностями высоконапорной ступени с большими углами β_{A2} . При этом указанный недостаток переходит в достоинство в случае рассмотрения пусковых режимов, которые будут выполняться при меньшей производительности и, соответственно, мощности.

С целью оценки конкурентоспособности предлагаемого типа ПЧ ЦК для линейных газовых КС выполнен расчетный анализ рабочих режимов ГПА

с различными типами ГТУ в классе мощностей 16 МВт (ПС-90ГП2 и АЛ-31СТ), с различными типами ЦК. При этом использовались фактические среднемесячные графики загрузки за два года (вариант 1 — годовой объём транспорта газа 1,2 млрд м³, среднесуточный 98,8 млн м³/сут и вариант 2 — годовой объём транспорта газа 1,0 млрд м³, среднесуточный 86,0 млн м³/сут) на примере одной из линейных КС.

Расчет выполнялся по методике, изложенной в [9]. В качестве критерия эффективности рассматривался относительный расход топливного газа, определяемый по формуле (1). Результаты расчетов приведены на рис. 6.

Из полученных результатов сравнения следует, что среди существующих типов ПЧ, различающихся расчётным отношением давлений, разница в потреблении топливного газа составляет менее 1 % (от 0,5 до 0,8 %), что ставит под сомнение экономическую целесообразность замены ПЧ эксплуатируемых двухступенчатых ЦК с $\epsilon_{k,расч} = 1,44$ на двухступенчатые ПЧ с $\epsilon_{k,расч} = 1,35$.

Предлагаемый тип ЦК К 39 в одноступенчатом исполнении с ПООРК и ВНА для различных графиков загрузки КС и типов ГТУ имеет сопоставимые показатели по энергоэффективности с существующими в настоящее время ЦК, в некоторых случаях превосходящую эффективность и небольшое снижение со сравниваемым 398-25-1 не более чем на 0,2 %. Следует акцентировать, что взятая для выполнения проекта модельная ступень авиационного компрессора не является идеальной для работы на таких объектах (смещена область рабочих режимов в меньшую сторону). Возможность применения в качестве модельных ступеней с закрытыми осе-радиальными колёсами, с возможностью варьирования относительной ширины РК, углов установки лопаток и других параметров позволит повысить политропный КПД и расширить диапазон эффективной работы одноступенчатых ЦК с консольным ротором и ВНА и еще более увеличить энергоэффективность транспорта газа.

Варианты конструктивного облика предлагаемых типов ЦК в виде эскизной проработки показаны на рис. 7, а компоновки ГПА на КС показаны на рис. 8.

Очевидно, что реализация предлагаемых технических решений невозможна при модернизации

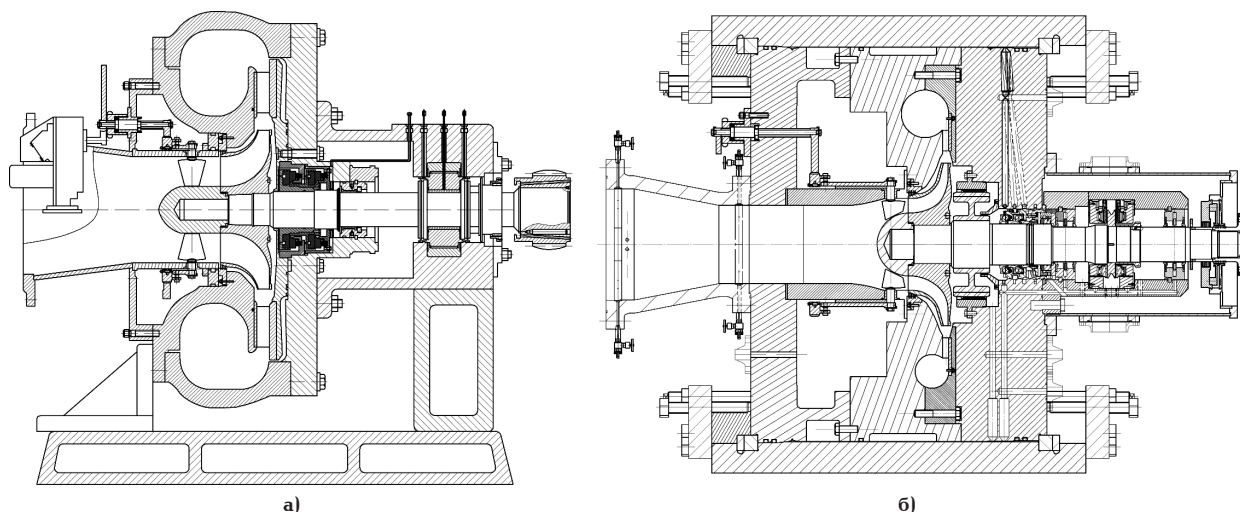


Рис. 7. Варианты конструктивного исполнения одноступенчатого ЦК с ВНА:
 а) со сборным корпусом; б) с цилиндрическим корпусом

Fig. 7. Design options for a single-stage compressor with an inlet guide: а) with a prefabricated body; б) with a cylindrical body

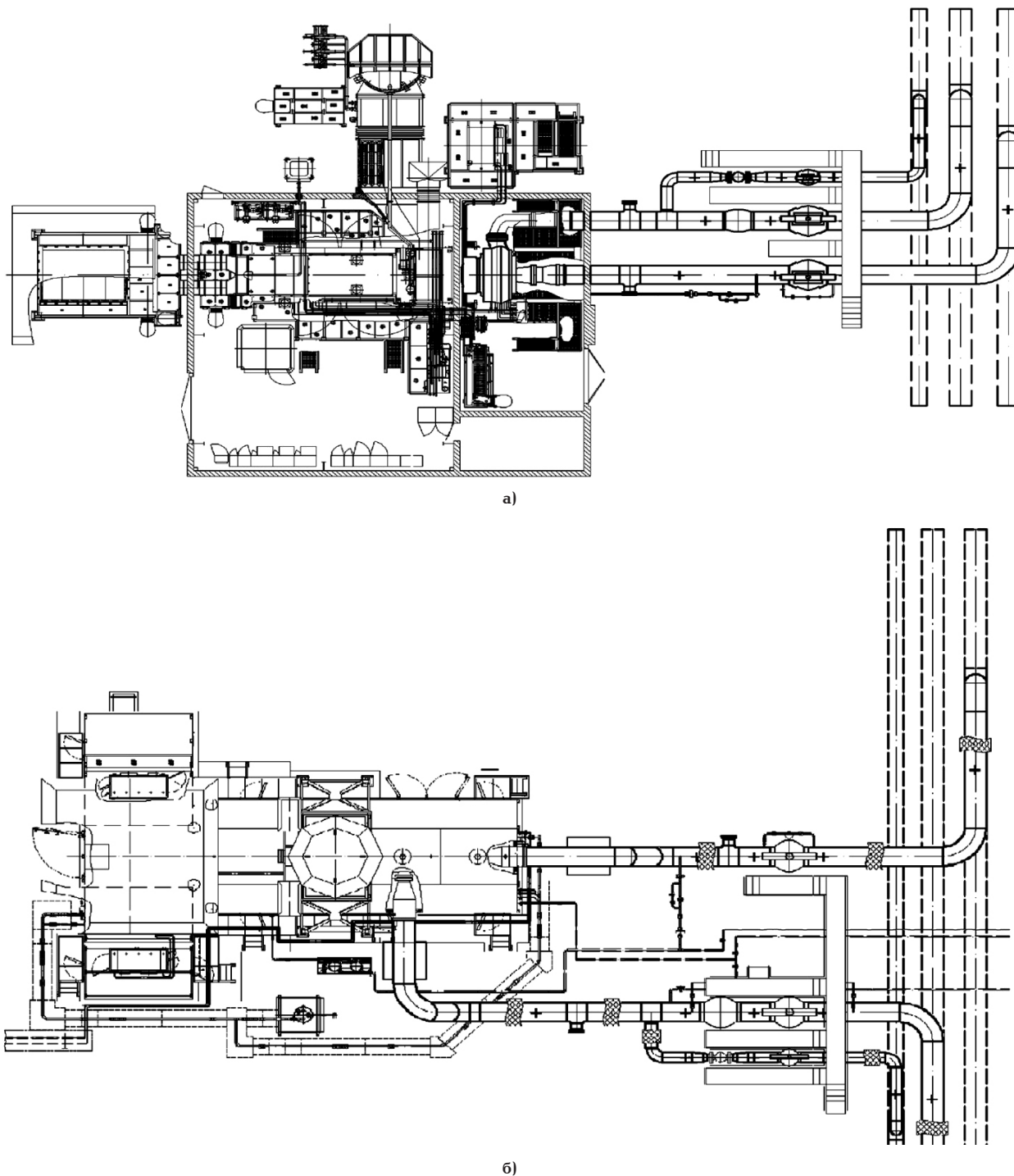


Рис. 8. Компоновка ГПА с одноступенчатым ЦК с осевым входом: а) ГТН-16Р «Уфа»; б) ГПА-16 «Арлан»
 Fig. 8. Layout of gas pumping units with a single-stage centrifugal compressor with axial inlet: а) GTN-16R Ufa; б) GPA-16 Arlan

ГПА (замене ПЧ), а возможна только при реконструкции существующих КС с заменой оборудования и трубопроводной обвязки или при строительстве новых КС.

Заключение

Разработана и апробирована методика проектирования натурных газовых ЦК на основе результатов испытания на воздухе модельной ступени, геометрические размеры которой и качество обработки поверхностей значительно отличаются от натурной ступени с учётом влияния поправок на изменение чисел Рейнольдса.

Выполнена серия газодинамических расчетов разработанного компрессора с учетом регулирова-

ния изменением закрутки потока на входе в рабочее колесо. Показано, что рассчитанные газодинамические характеристики проектируемого компрессора сопоставимы по рабочему диапазону с существующими в настоящее время ЦК, при этом имеют более широкий диапазон в левой части и зауженный диапазон в правой части характеристики.

Выполнено сравнение энергоэффективности различных типов эксплуатируемых центробежных компрессоров на линейных КС и предлагаемого ЦК в одноступенчатом исполнении с ВНА.

Проведенный расчётный анализ показал, что предложенный тип ЦК на базе ступени с полуоткрытым рабочим колесом и ВНА по энергоэффективности не уступает существующим и имеет перспективы для дальнейшего совершенствования.

Конструкция предлагаемого ЦК имеет преимущество в снижении металлоемкости, габаритов, а использование в составе ГПА на КС позволяет обеспечить осевой подвод газа к РК, что снижает гидравлические потери. При этом реализация предлагаемых решений существенно изменит конструктивный облик существующих КС.

Список источников

1. Завальный П. Н., Ревзин Б. С., Тарасов А. В. О влиянии вида характеристики центробежного нагнетателя природного газа на среднегодовые экономические показатели // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: тр. II Междунар. симп. (21–23 мая 1996 г.). Санкт-Петербург, 1996. С. 165–167.
2. Завальный П. Н., Ревзин Б. С., Тарасов А. В. О рациональном использовании центробежных компрессорных машин в многониточных газотранспортных системах // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: тр. III Междунар. симп. Санкт-Петербург, 1997. С. 153–156.
3. Завальный П. Н., Ревзин Б. С. Повышение эффективности использования центробежных нагнетателей ГПА в газотранспортных системах. Екатеринбург: Изд-во УГТУ, 1999. 105 с.
4. Ревзин Б. С., Тарасов А. В., Варивода О. А. О преимуществах совместной оптимизации центробежного нагнетателя природного газа и приводящей его силовой турбины при их проектировании // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: тр. V Междунар. симп. Санкт-Петербург, 1999. С. 203–206.
5. Калинин А. Ф. Низконапорный транспорт природного газа // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2023. № 6 (138). С. 71–76. DOI: 10.33285/1999-6934-2023-6(138)-71-76. EDN: JTSZDV.
6. Галеркин Ю. Б. Вопросы проектирования проточной части центробежных компрессоров природного газа // Компрессорная техника и пневматика в XXI веке: материалы XIII Междунар. науч.-техн. конф. по компрессоростроению, 15–17 сент. 2004 г. В 2 т. Сумы: Изд-во СумГУ, 2004. Т. 2. С. 166–188.
7. Смирнов А. В., Гадяка В. Г., Парафейник В. П. [и др.]. Высокоэффективный центробежный компрессор для агрегата ГПА-Ц-32/76-1,35 линейных компрессорных станций магистральных газопроводов газовой промышленности // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: тр. XIX Междунар. симп., 17–19 июня 2015 г. Санкт-Петербург, 2015. С. 21–31.
8. Галеркин Ю. Б., Рекстин А. Ф., Солдатова К. В., Дроздов А. А. Высокоэффективный одноступенчатый полнонапорный компрессор ГПА (газодинамический проект, результаты модельных испытаний) // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 8. С. 19–24. EDN: TSXTHX.
9. Ванияшов А. Д., Крупников А. В., Жерелевич А. В., Матвеев Ю. Н. Согласование характеристик центробежного нагнетателя и газотурбинной установки для низконапорных режимов работы компрессорных станций // Газотранспортные системы: настоящее и будущее (GTS-2011): материалы IV Междунар. науч.-техн. конф.: в 2 ч. Москва: Газпром ВНИИГАЗ, 2012. Ч. 2. С. 183–201.
10. СТО Газпром 2-3.5-051-2006. Нормы технологического проектирования магистральных газопроводов. Введ. 2006–07–03. Москва: ООО ИРЦ Газпром, 2005. 198 с.
11. 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.
12. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. 3-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение. Ленингр. отд-е, 1981. 351 с.
13. Ден Г. Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров. Ленинград: Машиностроение, 1980. 232 с.
14. Kurauchi S. K., Barbosa J. R. Design of a Centrifugal Compressor for Natural Gas // Thermal Engineering. 2013. Vol. 12, № 2. P. 40–45. DOI: 10.5380/reterm.v12i2.62043.
15. Ванияшов А. Д., Жерелевич А. В., Грехнев А. В., Дудьев Д. Я. Результаты экспериментальных исследований центробежной компрессорной ступени с осерадиальным рабочим колесом и входным регулирующим аппаратом // Омский научный вестник. 2010. № 2 (90). С. 105–108. EDN: QBYRBZ.
16. Strub R. A., Bonciani L., Borer C. J. [et al.] Influence of the Reynolds Number on the Performance of Centrifugal Compressors // Journal of Turbomachinery. 1988. Vol. 110. P. 280–282.
17. ISO 5389:2005 (R). Турбокомпрессоры. Правила проведения испытания для определения рабочих характеристик. Введ. 2005–12–15. Москва: Стандартинформ, 2008. 144 с.
18. API STD 617. Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services. American Petroleum Institute. 2014. 386 p.
19. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. Москва: Наука. 1970. 904 с.
20. Кондратьев А. С., Ньа Т. Л., Швыдько П. П. Обобщение формулы Колбрука–Уайта на течения жидкости в трубе с произвольной песочной шероховатостью стенки // Фундаментальные исследования. 2017. № 1. С. 74–78. EDN: XVLQSZ.
21. Ванияшов А. Д., Грехнев А. В. Теоретическое получение газодинамических характеристик высоконапорной центробежной компрессорной ступени при изменении угла поворота лопаток входного регулирующего аппарата // Омский научный вестник. 2012. № 3 (113). С. 122–127. EDN: PJWFML.

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 «Сибнефтьтранспроект», г. Омск.
SPIN-код: 1103-5921
AuthorID (РИНЦ): 285096
AuthorID (SCOPUS): 8300390600
Адрес для переписки: adv@omgtu.ru
КАРАБАНОВА Вероника Викторовна, старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.
SPIN-код: 1350-9468
AuthorID (РИНЦ): 1002170
AuthorID (SCOPUS): 57191033107
Адрес для переписки: gveronik@mail.ru
НЕФЕДОВ Александр Александрович, оператор технологических установок, АО «Газпромнефть-Омский НПЗ», г. Омск.

Для цитирования

Ванияшов А. Д., Карабанова В. В., Нефедов А. А. Оценка перспектив применения на линейных газовых компрессорных станциях одноступенчатых центробежных компрессоров на базе высоконапорных ступеней с входным направляющим аппаратом // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 3. С. 36–45. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-3-36-45.

Статья поступила в редакцию 09.08.2024 г.

© А. Д. Ванияшов, В. В. Карабанова, А. А. Нефедов



EVALUATION OF THE PROSPECTS FOR THE USE OF SINGLE-STAGE CENTRIFUGAL COMPRESSORS BASED ON HIGH-PRESSURE STAGES WITH AN INLET GUIDE DEVICE AT LINEAR GAS COMPRESSOR STATIONS

A. D. Vanyashov^{1,2}, V. V. Karabanova¹, A. A. Nefedov³

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

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

³JSC «Gazpromneft-ONPZ»,
Russia, Omsk, Gubkin ave., 1, 644040

The issues of evaluating the technical and economic prospects for the use of gas pumping units with single-stage centrifugal compressors with an axial suction nozzle, created on the basis of high-pressure stages with axial impellers and an adjustable inlet guide device, at linear gas compressor stations are considered. A brief description of the methodology for recalculating tests of a small compressor stage performed in air for working conditions as part of a gas compressor station is given. A comparative assessment of the competitiveness of the proposed compressor type with existing types of compressors in two-stage design has been performed.

Keywords: centrifugal compressor, inlet guide device, axial radial impeller, gas dynamic characteristics, gas pumping unit, compressor station, gas transmission system.

References

1. Zavalnyy P. N., Revzin B. S., Tarasov A. V. O vliyaniy vida kharakteristiki tsentrobezhnogo nagnetatelya prirodnogo gaza na srednegodovyye ekonomicheskiye pokazateli [Influence of the type of characteristic of a natural gas centrifugal blower on average annual economic performance] // *Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya*: tr. II Mezhdunar. simp. *Proceedings of the II International Symposium Compressor Users-Manufacturers*. Saint Petersburg, 1996. P. 165–167. (In Russ.).

2. Zavalnyy P. N., Revzin B. S., Tarasov A. V. O ratsional'nom ispol'zovanii tsentrobezhnykh kompressornykh mashin v mnogonitochnykh gazotransportnykh sistemakh [On rational use of centrifugal compressor machines in multi-line gas transmission systems] // *Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya*: tr. III Mezhdunar. simp. *Proceedings of the III International Symposium Compressor Users-Manufacturers*. Saint Petersburg, 1997. P. 153–156. (In Russ.).

3. Zavalnyy P. N., Revzin B. S. Povysheniye effektivnosti ispol'zovaniya tsentrobezhnykh nagnetateley GPA v gazotransportnykh sistemakh [Improving the efficiency of GPU centrifugal blowers in gas transmission systems]. Ekaterinburg, 1999. 105 p. (In Russ.).

4. Revzin B. S., Tarasov A. V., Varivoda O. A. O preimushchestvakh sovmestnoy optimizatsii tsentrobezhnogo nagnetatelya prirodnogo gaza i privodyashchey ego silovoy turbiny pri ikh proyektirovaniy [The advantages of joint optimization of a natural gas centrifugal blower and its driving power turbine in their design] // *Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya*: tr. V Mezhdunar. simp. *Proceedings of the V International Symposium Compressor Users-Manufacturers*. Saint Petersburg, 1999. P. 203–206. (In Russ.).

5. Kalinin A. F. Nizkonapornyy transport prirodnogo gaza [Low-pressure natural gas transportation] // *Oborudovanie i*

tekhnologii dlya neftegazovogo kompleksa. Equipment and Technologies for Oil and Gas Complex. 2023. No. 6 (138). P. 71–76. DOI: 10.33285/1999-6934-2023-6(138)-71-76. EDN: JTSZDV. (In Russ.).

6. Galerkin Yu. B. Voprosy proyektirovaniya protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov prirodnogo gaza [Design issues of the flow part of natural gas centrifugal compressors] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika v XXI veke*. V 2 t. *Compressor Engineering and Pneumatics in the XXI century*. In 2 vols. Sumy, 2004. Vol. 2. P. 166–188. (In Russ.).

7. Smirnov A. V., Gadyaka V. G., Parafeynik V. P. [et al.]. Vysokoeffektivnyy tsentrobezhnyy kompressor dlya agregata GPA-Ts-32/76-1,35 lineynykh kompressornykh stantsiy magistral'nykh gazoprovodov gazovoy promyshlennosti [Highly efficient centrifugal compressor for GPA-Ts-32/76-1,35 unit of linear compressor stations of gas main pipelines of gas industry] // *Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya*: tr. IX Mezhdunar. simp. *Proceedings of the IX International Symposium Compressor Users-Manufacturers*. Saint Petersburg, 2015. P. 21–31. (In Russ.).

8. Galerkin Yu. B., Rekstin A. F., Soldatova K. V., Drozdov A. A. Vysokoeffektivnyy odnostupenchatyy polnonapornyy kompressor GPA (gazodinamicheskiy proyekt, rezul'taty model'nykh ispytaniy) [High effective single stage pipe line compressor (gas dynamic design, model test results)] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2014. No. 8. P. 19–24. EDN: TSXTHX. (In Russ.).

9. Vanyashov A. D., Krupnikov A. V., Zherelevich A. V., Matveyev Yu. N. Soglasovaniye kharakteristik tsentrobezhnogo nagnetatelya i gazoturbinnoy ustanovki dlya nizkonapornykh rezhimov raboty kompressornykh stantsiy [Matching of centrifugal blower and gas turbine unit characteristics for low-pressure operation modes of compressor stations] // *Gazotransportnyye sistemy: nastoyashcheye i budushcheye (GTS-2011)*: v 2 ch. *Gas Transportation Systems: Present and*

Future (GTS-2011): in 2 vols. Moscow, 2012. Ch. 2. P. 183–201. (In Russ.).

10. 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.).

11. 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.).

12. Ris V. F. Centrobezhnyye kompressornyye mashiny [Centrifugal compressors]. 3rd ed., revised and supplemented. Leningrad, 1981. 351 p. (In Russ.).

13. Den G. N. Proyektirovaniye protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov [Centrifugal compressor flow design]. Leningrad, 1980. 232 p. (In Russ.).

14. Kurauchi S. K., Barbosa J. R. Design of a Centrifugal Compressor for Natural Gas // *Thermal Engineering*. 2013. Vol. 12, no. 2. P. 40–45. DOI: 10.5380/reterm.v12i2.62043. (In Engl.).

15. Vanyashov A. D., Zherelevich A. V., Grekhnev A. V., Dudyev D. Ya. Rezul'taty eksperimental'nykh issledovaniy tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni s oseradial'nym rabochim kolesom i vkhodnym reguliruyushchim apparatom [The results of test of high-pressure centrifugal compressor stage including radial axis impellers and inlet regulator] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Omsk Scientific Bulletin*. 2010. No. 2 (90). P. 105–108. EDN: QBYRBZ. (In Russ.).

16. Strub R. A., Bonciani L., Borer C. J. [et al.] Influence of the Reynolds Number on the Performance of Centrifugal Compressors // *Journal of Turbomachinery*. 1988. Vol. 110. P. 280–282. (In Engl.).

17. ISO 5389:2005 (R). Turbokompressory. Pravila provedeniya ispytaniya dlya opredeleniya rabochikh kharakteristik [Turbocompressors – Performance test code]. Moscow, 2008. 144 p. (In Russ.).

18. 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.).

19. Loytsyanskiy L. G. Mekhanika zhidkosti i gaza [Mechanics of liquids and gases]. Moscow, 1970. 904 p. (In Russ.).

20. Kondratyev A. S., N'a T. L., Shvyd'ko P. P. Obobshcheniye formuly Kolbruka — Uayta na techeniya zhidkosti v trube s proizvol'noy pesochnoy sherokhovatost'yu stenki [The colebrook-white general formula in pipe flow for arbitrary sand

roughness of pipe wall] // *Fundamental'nyye issledovaniya. Fundamental Research*. 2017. No. 1. P. 74–78. EDN: XLQSZ. (In Russ.).

21. Vanyashov A. D., Grekhnev A. V. Teoreticheskoye polucheniye gazodinamicheskikh kharakteristik vysokonapornoy tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni pri izmenenii ugla povorota lopatok vkhodnogo reguliruyushchego apparata [Theoretical gas and dynamics characteristics of high pressure centrifugal compressor stage with changing of angle of rotation of rotor blades of inlet guide vane] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Omsk Scientific Bulletin*. 2012. No. 3 (113). P. 122–127. EDN: PJWFML. (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

KARABANOVA Veronika Viktorovna, Senior Lecturer of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 1350-9468

AuthorID (RSCI): 1002170

AuthorID (SCOPUS): 57191033107

Correspondence address: gveronik@mail.ru

NEFEDOV Alexander Alexandrovich, Process Unit Operator, JSC «Gazpromneft-ONPZ», Omsk.

For citations

Vanyashov A. D., Karabanova V. V., Nefedov A. A. Evaluation of the prospects for the use of single-stage centrifugal compressors based on high-pressure stages with an inlet guide device at linear gas compressor stations // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 3. P. 36–45. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-3-36-45.

Received August 09, 2024.

© A. D. Vanyashov, V. V. Karabanova, A. A. Nefedov