

УДК 621.515

Результаты моделирования параметров перспективных центробежных компрессоров природного газа с входным направляющим аппаратом

А.Д. Ваняшов¹, С.П. Сергеев², А.А. Нефедов³

¹ ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет»

² ООО «Томскнефтехим»

³ АО «Газпромнефть-Омский НПЗ»

Results of modeling parameters of prospective centrifugal natural gas compressors with inlet guide vanes

A.D. Vanyashov¹, S.P. Sergeev², A.A. Nefedov³

¹ Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education Omsk State Technical University

² Tomskneftekhim LLC

³ Gazpromneft-ONPZ JSC

Рассмотрены возможности применения в составе газотурбинных газоперекачивающих агрегатов линейных компрессорных станций центробежных одноступенчатых компрессоров с консольным ротором, осевым всасывающим патрубком и регулируемым входным направляющим аппаратом. Для разработки типоразмерного ряда перспективных центробежных компрессоров в диапазоне мощности 16...35 МВт использованы результаты как экспериментальных исследований модельных компрессорных ступеней, так и численных оптимизационных расчетов. Разработана методика моделирования газодинамических характеристик и параметров проточной части натурных центробежных компрессоров с учетом дополнительной возможности регулирования поворотом лопаток входного направляющего аппарата. На основе приведенного алгоритма вычислений получены геометрические размеры и газодинамические характеристики спроектированных компрессоров класса мощностей 16, 25, 32 и 35 МВт. Предложена эскизная проработка концепции по созданию подобных компрессоров и их интеграция в состав газоперекачивающих агрегатов линейных компрессорных станций.

EDN: AFMIZK, <https://elibrary/afmizk>

Ключевые слова: центробежный компрессор, газодинамическая характеристика, входной направляющий аппарат, газоперекачивающий агрегат, компрессорная станция

Possibilities of using centrifugal single-stage compressors with cantilever rotor, axial suction branch pipe and adjustable inlet guide vanes as part of gas-turbine gas-pumping units of linear compressor stations are considered. To develop a standard range of promising centrifugal compressors in the power range from 16 to 35 MW, the results of both experimental studies of model compressor stages and the results of numerical optimization calculations were used. The procedure of modeling of gas-dynamic characteristics and parameters of flow part of full-scale centrifugal compressors with consideration of additional possibility for adjustment of inlet guide vane rotation is presented. Geometrical dimensions and gas-

dynamic characteristics of designed compressors in power class 16, 25, 32 and 35 MW are obtained on the basis of the presented calculation algorithm. A preliminary study of the concept for the creation of such compressors and their integration into the gas pumping units of linear compressor stations is proposed.

EDN: AFMIZK, <https://elibrary.afmizk>

Keywords: centrifugal compressor, gas dynamic characteristic, inlet guide vanes, gas compressor unit, compressor station

В связи с дестабилизацией режимов транспорта газа по существующим многониточным газотранспортным системам (ГТС), обусловленной изменением объемов поставок газа и приоритетных направлений транспорта, а также с проектированием новых ГТС, появляются новые требования к совершенствованию компрессорных станций (КС), в частности газоперекачивающих агрегатов (ГПА) и их основного элемента — центробежного компрессора (ЦК) для обеспечения эффективной и надежной работы ГТС.

В последние годы наблюдается устойчивая тенденция к увеличению единичной мощности ГПА с приводом как от газотурбинных установок (ГТУ), так и от электродвигателя, что позволяет сократить количество оборудования на КС, снизить эксплуатационные затраты и повысить энергоэффективность. Однако производственные мощности России ограничены мощностью ГТУ 32 МВт, что сдерживает дальнейшее укрупнение ГПА.

Сложившиеся режимы транспорта газа на многих объектах реализуются при отношении давлений сжатия 1,30...1,40 вместо традиционно принимаемых значений 1,44...1,50, и в принципе могут быть обеспечены ЦК в одной ступени вместо двух. В этом случае особую актуальность приобретает совершенствование конструкции ЦК, в частности переход от многоступенчатых решений к одноступенчатым. Такой подход позволяет не только удешевить конструкцию ГПА, но и повысить их надежность путем снижения числа элементов.

Кроме того, одноступенчатые ЦК открывают возможности для внедрения входных направляющих аппаратов (ВНА), что способствует повышению адаптивности к изменчивым условиям транспорта газа. Дополнительные преимущества применения ВНА в конструкции ЦК заключаются в том, что требуемые режимы перекачки газа в условиях сезонной или долгосрочной нестабильности можно обеспечить без значительного уменьшения частоты вращения ротора, а снижение производительности и

отношения давлений сжатия достигается созданием закрутки потока перед рабочим колесом (РК) ЦК, что способствует более высокому коэффициенту полезного действия (КПД) ГТУ.

На основании изложенного становится актуальной разработка перспективных ЦК для ГПА, в том числе повышенной мощности, позволяющих эффективно адаптировать рабочие параметры под потребности газопроводных систем с использованием дополнительной системы регулирования — поворота лопаток ВНА.

Цель работы — анализ перспектив применения одноступенчатых ЦК повышенных напорности и мощности в составе ГПА с газотурбинным приводом.

В рамках исследования реализована методика моделирования основных геометрических размеров проточной части и газодинамических характеристик (ГДХ) серии натурных ЦК мощностью 16, 25 и 32 и 35 МВт [1–4]. В качестве модельных использованы результаты газодинамических испытаний концевых и промежуточных ступеней, включающих в себя закрытое осерадиальное РК, лопаточный диффузор, кольцевую сборную камеру или обратно-направляющий аппарат [5–8].

Методика моделирования. Исходными данными для выполнения моделирования ГДХ и параметров одноступенчатого ЦК на условия эксплуатации являются экспериментальные исследования на воздухе модельных ступеней, различающихся сочетаниями линейных геометрических размеров, углов установки лопаток и конфигураций проточной части.

Примеры модельных ступеней с указанием геометрических параметров в меридиональной плоскости приведены на рис. 1, основными из которых являются следующие: D_2 — диаметр РК, м; $D_{вт}$ — диаметр втулки РК, м; D_1 — диаметр расточки покрывного диска (для закрытых РК), м; D_0 — диаметр периферийной поверхности лопаток РК, м; b_2 — ширина РК, м; $\beta_{л1}$ и $\beta_{л2}$ — углы установки лопаток на входе в РК и на выходе из РК, град.

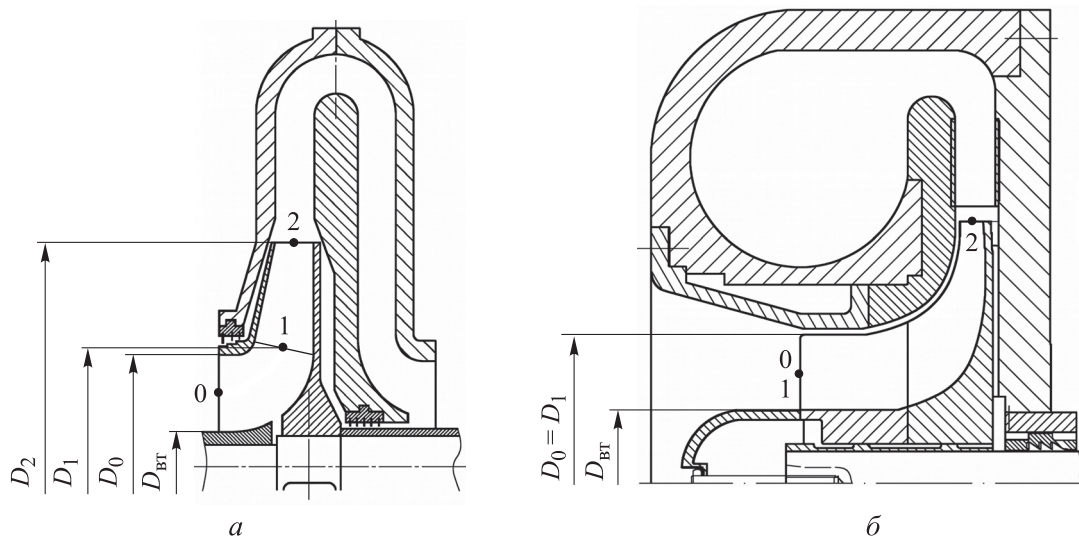


Рис. 1. Схемы модельных ступеней промежуточного типа с закрытым радиальным РК (а) и концевой типа с осерадийным РК (б) с геометрическими параметрами в меридиональной плоскости

Результатами испытаний модельных ступеней являются их ГДХ — зависимости энергетических параметров от расходных, полученные на воздухе (что помечает индекс «'» в их обозначении) и приведенные к безразмерному виду, т. е. представленные в виде функциональных зависимостей коэффициентов политропного ψ'_n , внутреннего ψ' напоров и политропного КПД η'_n от коэффициента расхода ϕ'_2 :

$$\begin{aligned} \psi'_n &= f(\phi'_2); \quad \psi'_i = f(\phi'_2); \\ \eta'_n &= \psi_n / \psi_i = f(\phi'_2) \end{aligned} \quad (1)$$

при каком-либо значении условного числа Маха

$$M'_{u_2} = \frac{u'_2}{k'R'T'_n},$$

где u'_2 — окружная скорость на наружном диаметре РК D'_2 ; k' — показатель изоэнтропы; R' — газовая постоянная; T'_n — начальная температура.

Коэффициент расхода связан с геометрическими параметрами в выходном сечении РК соотношением

$$\phi'_2 = c'_{r2} / u'_2 = Q'_n / (k_{p2} \pi D_2 b_2 \tau_2 u_2),$$

где c'_{r2} — расходная составляющая абсолютной скорости на выходе из РК; Q'_n — объемная производительность; k_{p2} — коэффициент изменения плотности газа на выходе из РК ρ_2 относительно плотности во входном патрубке ρ_n , $k_{p2} = \rho_2 / \rho_n$; τ_2 — коэффициент загромождения потока лопатками на выходе из РК.

Через функцию коэффициента внутреннего напора можно выразить функцию теоретического напора

$$\psi'_t = \psi'_i / \gamma' = f(\phi'_2), \quad (2)$$

где γ' — коэффициент потери напора на протечки $\beta_{пр}$ и дисковое трение $\beta_{тр}$, которые можно приблизительно вычислить по известным зависимостям для закрытых [9] и полуоткрытых РК [10],

$$\gamma' = 1 + \beta_{пр} + \beta_{тр} = f(\phi'_2).$$

Безразмерным ГДХ по зависимостям (1) соответствуют размерные ГДХ, т. е. функции от отношения давлений ϵ'_k , внутренней мощности N'_i и политропного КПД от объемной производительности:

$$\epsilon'_k = f(Q'_n); \quad N'_i = f(Q'_n); \quad \eta'_n = f(Q'_n).$$

Исходными данными для моделирования ГДХ натурного одноступенчатого ЦК служат начальные условия на входе (давление p_n , Па, и температура T_n , К) и состав газа, характеризуемый показателем изоэнтропы k , газовой постоянной R , Дж/кг, фактором сжимаемости при начальных условиях $z_n = f(p_n, T_n)$ и, как следствие, плотностью $\rho_n = p_n / (z_n R T_n)$, кг/м³.

Контролируемым параметром является потребляемая на валу мощность, которая не должна превышать располагаемую $N_{расп}$ или номинальную $N_{ном}$ мощность приводной ГТУ.

В качестве варьируемых параметров выступают масштабный фактор — отношение размеров натурной ступени ЦК к сходственным раз-

мерам модельной ступени (например, отношение диаметров РК $I = D_2/D'_2$) и оборотный фактор — отношение расчетного (эквивалентного) числа Маха к его экспериментальному значению при испытаниях на воздухе $Y = M'_{u2\text{экв}}/M'_{u2}$. При этом выполняется равенство условных чисел Маха на моделируемом газе и воздухе: $M'_{u2\text{экв}} = M'_{u2}$ и $M_{u2} = YM'_{u2}$.

Известно, что при $M'_{u2} \leq 0,6...0,8$ [11, 12] по этому критерию подобия соблюдается условие автомодельности, и безразмерные зависимости (1) не меняют характер при изменении условного числа Маха, поэтому варьирование фактора Y в указанном диапазоне M'_{u2} не приводит к существенным неточностям в моделировании ГДХ натурного ЦК. Кроме того, выполнение условий теории подобия и автомодельности по другому критерию подобия — числу Рейнольдса ($Re_{u2} > 5 \cdot 10^5$) позволяет гарантировать равенство коэффициентов расхода ($\varphi_2 = \varphi'_2$), теоретических напоров ($\psi_\tau = \psi'_\tau$), политропных напоров ($\psi_\pi = \psi'_\pi$) и КПД ($\eta_\pi = \eta'_\pi$), а значит, и коэффициентов внутреннего напора ($\psi_i = \psi'_i$).

Таким образом, переходя от равенства безразмерных коэффициентов к размерным параметрам, можно получить значения для каждого сходственного режима:

- для производительности

$$Q_n = \pi D_2^2 \left(\frac{b_2}{D_2} \right) \tau_2 \varphi_2 M_{u2} k_{p2} (kz_n RT_n)^{0,5}, \text{ м}^3/\text{с}; \quad (3)$$

- для отношения давлений

$$\varepsilon_k = (1 + \psi_\pi M_{u2}^2 k / \sigma)^\sigma; \quad (4)$$

- для внутренней мощности

$$N_i = Q_n \rho_n \psi_i M_{u2}^2 (kz_n RT_n), \text{ кВт}, \quad (5)$$

где k_{p2} — коэффициент изменения плотности в РК,

$$k_{p2} = [1 + (k-1) M_{u2}^2 \Omega \psi_i]^{-1}$$

(Ω — коэффициент реактивности РК); σ — число политропы сжатия, $\sigma = \eta_\pi k / (k-1)$.

В случае необходимости применения положительной закрутки на входе в РК ЦК, создаваемой поворотом лопаток ВНА на некоторый угол θ_π , исходные безразмерные ГДХ, полученные без закрутки потока ($\theta_\pi = 0$), корректируют с помощью методик, приведенных в работах [13–16].

Коэффициент расхода с учетом закрутки потока перед РК

$$\varphi_{2\theta} = \varphi_2 \frac{k_{p2}}{k_{p2\theta}} \frac{1}{1 + \operatorname{tg} \beta_{\pi 1} \operatorname{tg} \theta_1},$$

где θ_1 — угол выхода потока с лопаток ВНА, скорректированный с учетом угла отставания потока δ_1 , $\theta_1 = \theta_\pi - \delta_1$, град.

Коэффициент теоретического напора с учетом закрутки потока перед РК

$$\psi_{\tau\theta} = \mu_\theta \psi_\tau - \frac{4\bar{b}_2 \bar{D}_1}{\bar{D}_1^2 - \bar{D}_{\text{вт}}^2} \varphi_{2\theta} k_{p2\theta} \operatorname{tg} \theta_1,$$

где μ_θ — коэффициент изменения закрутки потока на выходе РК, для которого рекомендована формула с эмпирическим коэффициентом k_θ [16]

$$\mu_\theta = k_\theta / (1 - \varphi_{2\theta} \operatorname{ctg} \beta_{\pi 2});$$

$\bar{b}_2$ — относительная ширина РК; $\bar{D}_1$ и $\bar{D}_{\text{вт}}$ — относительный диаметр расточки покрывного диска и втулки РК.

Скорректированный с учетом коэффициента аэродинамических потерь во ВНА $\zeta_{\text{ВНА}\theta}$ политропный КПД имеет вид

$$\eta_{\pi\theta} = \eta_\pi - \Delta\eta_{\pi\theta}^{\text{ВНА}},$$

где $\Delta\eta_{\pi\theta}^{\text{ВНА}} = \zeta_{\text{ВНА}\theta} (\varphi_{2\theta}^2 / 2\psi_{i\theta})$.

Подробный вывод формул и рекомендации по эмпирическим коэффициентам, необходимым для реализации алгоритма вычислений, приведены в работе [16].

Безразмерные коэффициенты $\psi_{i\theta}$ и $\psi_{\pi\theta}$ определяют по формулам, аналогичным (1) и (2), а размерные параметры — по выражениям (3)–(5).

Результаты моделирования. Для обоснования технических решений по созданию перспективных одноступенчатых ЦК повышенной мощности применена комплексная методика, построенная на основе теории подобия с учетом возможности изменения ГДХ созданием закрутки потока на входе в РК поворотом лопаток ВНА, описанная выше.

На первом этапе исследования использованы результаты газодинамических испытаний шести типоразмеров концевых ступеней, проведенных в Центральном котлотурбинном институте в 80-х годах прошлого столетия [5–7]. В условных обозначениях испытанных модельных ступеней К-69-66, К-43-60, К-37-53, К-49-60, К-54-60 и К-49-63 первая цифра соответствует относительной ширине РК b_2/D_2 ,

вторая — отношению внутреннего диаметра расточки покрывающего диска к наружному диаметру РК D_0/D_2 . Угол выхода лопаток для рассмотренных модельных ступеней $\beta_{л2} = 70^\circ$.

На втором этапе исследования использованы результаты газодинамического моделирования (CFD) с применением программно-вычислительного комплекса NUMECA FINE TURBO на базе метода конечных элементов, выполненных в ООО НПФ «Энтехмаш» [8]. Условное обозначение спроектированной компрессорной ступени с углом выхода лопаток $\beta_{л2} = 45^\circ$ — К-60-58.

Особенностью рассмотренных модельных компрессорных ступеней является наличие осерадиальных РК закрытого типа. Основные

параметры задействованных модельных компрессорных центробежных ступеней приведены в табл. 1, а примеры безразмерных ГДХ — на рис. 2.

Проектирование натурального ЦК на основе выбранных модельных ступеней выполнено для ГПА линейных КС мощностью 16...35 МВт для газопроводов с наиболее распространенным рабочим давлением 76 кг/см² с учетом рекомендаций, выданных в работе [17]. Для номинального (расчетного) режима приняты следующие значения: начальное давление — 5,52 МПа, отношение давлений — 1,35, начальная температура — 288 К.

Основные ГДХ — показатель изоэнтропии и фактор сжимаемости — определяли по урав-

Таблица 1

Основные параметры модельных центробежных ступеней

Параметр	Значение для модели					
	К-37-53	К-69-66	К-54-60	К-49-63	К-43-60	К-60-58
Диаметр РК D_2 , м	0,350	0,350	0,350	0,350	0,350	0,490
Относительная ширина РК $\bar{b}_2$	0,037	0,069	0,054	0,049	0,043	0,060
Угол выхода лопаток РК $\beta_{л2}$, град	70	70	70	70	70	45
Число лопаток РК z_2 , шт.	18	18	18	18	18	20
Политропный КПД в расчетной точке $\eta_{п}$	0,85	0,82	0,87	0,87	0,87	0,86
Окружная скорость u_2 , м/с	300	300	230	230	230	257
Условное число Маха M_{u2}	0,85	0,86	0,67	0,67	0,67	0,75
Отношение давлений в расчетной точке ϵ_k	1,865	1,812	1,475	1,468	1,486	1,550
Условный коэффициент расхода	0,052	0,114	0,079	0,083	0,085	0,065
Диаметр входа в РК D_0 , м	0,186	0,232	0,210	0,220	0,210	0,282
Площадь входного сечения РК F_0 , м ²	0,0221	0,0336	0,0260	0,0290	0,0296	0,0430
Частота вращения $n_{об}$, мин ⁻¹	16 370	16 370	12 550	12 550	10 000	10 000

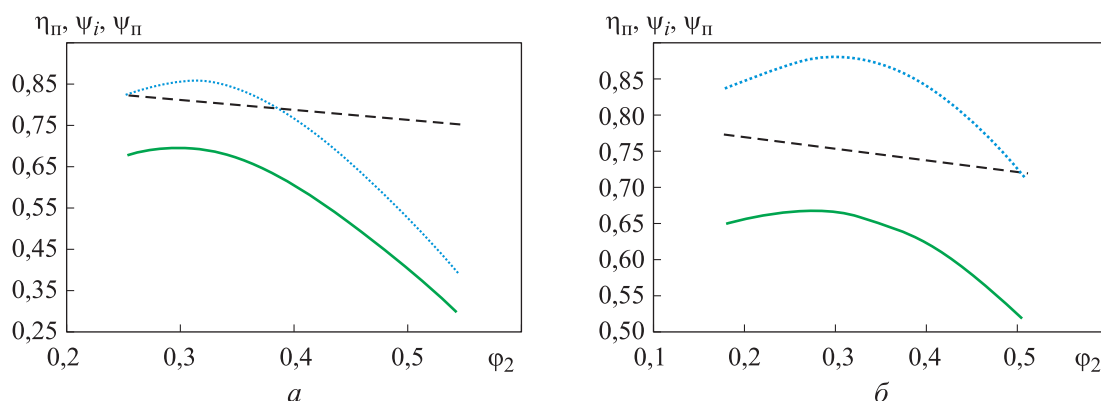


Рис. 2. Зависимости безразмерных коэффициентов внутреннего ψ_i (---) и политропного $\psi_{п}$ (—) напора, политропного КПД $\eta_{п}$ (.....) от коэффициента расхода ϕ_2 модельных центробежных компрессорных ступеней К-37-53 (а) и К-54-60 (б)

нению состояния AGA8-92DC [18]. Для выявления неопределенностей в результатах расчета искомые параметры сравнивали с результатами расчета по методу GERG-2008. Отличительная особенность этих уравнений заключается в определении показателя изоэн-

тропы через скорость звука, т. е. такой подход позволяет сделать поправку на неквазистатичный процесс [19].

Принятые к вариантным расчетам типы ГТУ, используемые основными российскими производителями ГПА, приведены в табл. 2 [20].

Таблица 2

Основные типы ГТУ в ГПА

Предприятие-изготовитель ГПА	Тип ГПА	Тип ГТУ	Частота вращения силовой турбины, мин ⁻¹	Номинальная мощность $N_{\text{ном}}$, МВт
ПАО НПО «Искра»	Урал	ГТУ-16П (ПС-90ГП-2 АЛ-31СТ)	5300	16,5
		ГТУ-25П (ПС-90ГП-25)	5000	25,6
АО «Невский завод»	Ладога	ГТУ-Т16	7800	16,5
		ГТУ-Т25	6300	22,4
		ГТУ-Т32	5714	31,2
АО «Казанское моторостроительное производственное объединение»	Волга	НК-38СТ	5300	16,0
		НК-16СТ	5300	16,0
		НК-16-18СТ	5300	18,0
		НК-36СТ	5000	25,0
Siemens	SGT	SGT-750	6100	39,3
Baker Hughes	PGT	PGT25+G4	6100	34,3

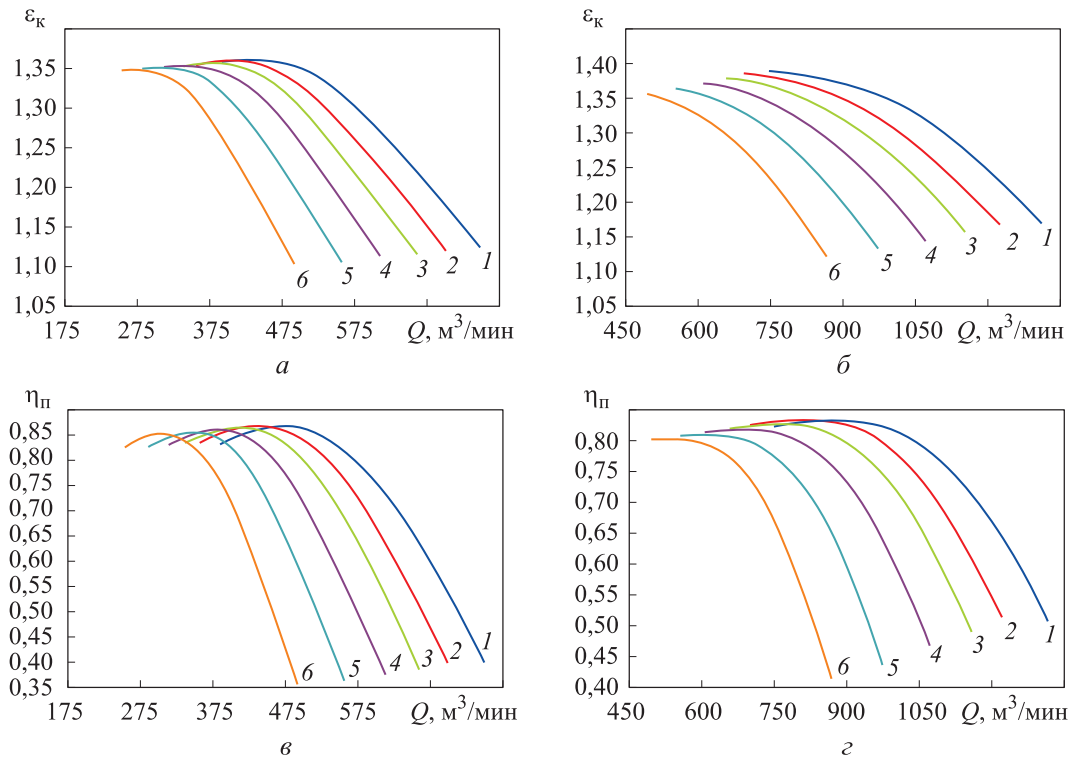


Рис. 3 (начало). Зависимости отношения давлений ϵ_k (а, б), политропного КПД η_p (в, г) и эффективной мощности N_e (д, е) от расхода природного газа Q ЦК с ВНА при угле закрутки $\theta_n = 0$ (1), 10 (2), 15 (3), 20 (4), 25 (5) и 30° (6): а, в — для ГПА мощностью 16 МВт на базе модельной ступени К-37-53; б, г — для ГПА мощностью 35 МВт на базе модельной ступени К-69-66

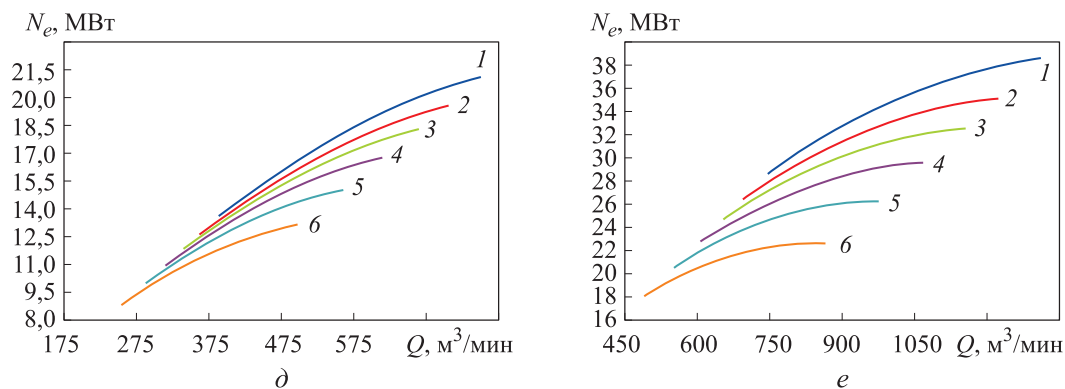


Рис. 3 (окончание). Зависимости отношения давлений ε_k (а, б), политропного КПД η_n (в, г) и эффективной мощности N_e (д, е) от расхода природного газа Q ЦК с ВНА при угле закрутки $\theta_n = 0$ (1), 10 (2), 15 (3), 20 (4), 25 (5) и 30° (6):
 д — для ГПА мощностью 16 МВт на базе модельной ступени К-37-53;
 е — для ГПА мощностью 35 МВт на базе модельной ступени К-69-66

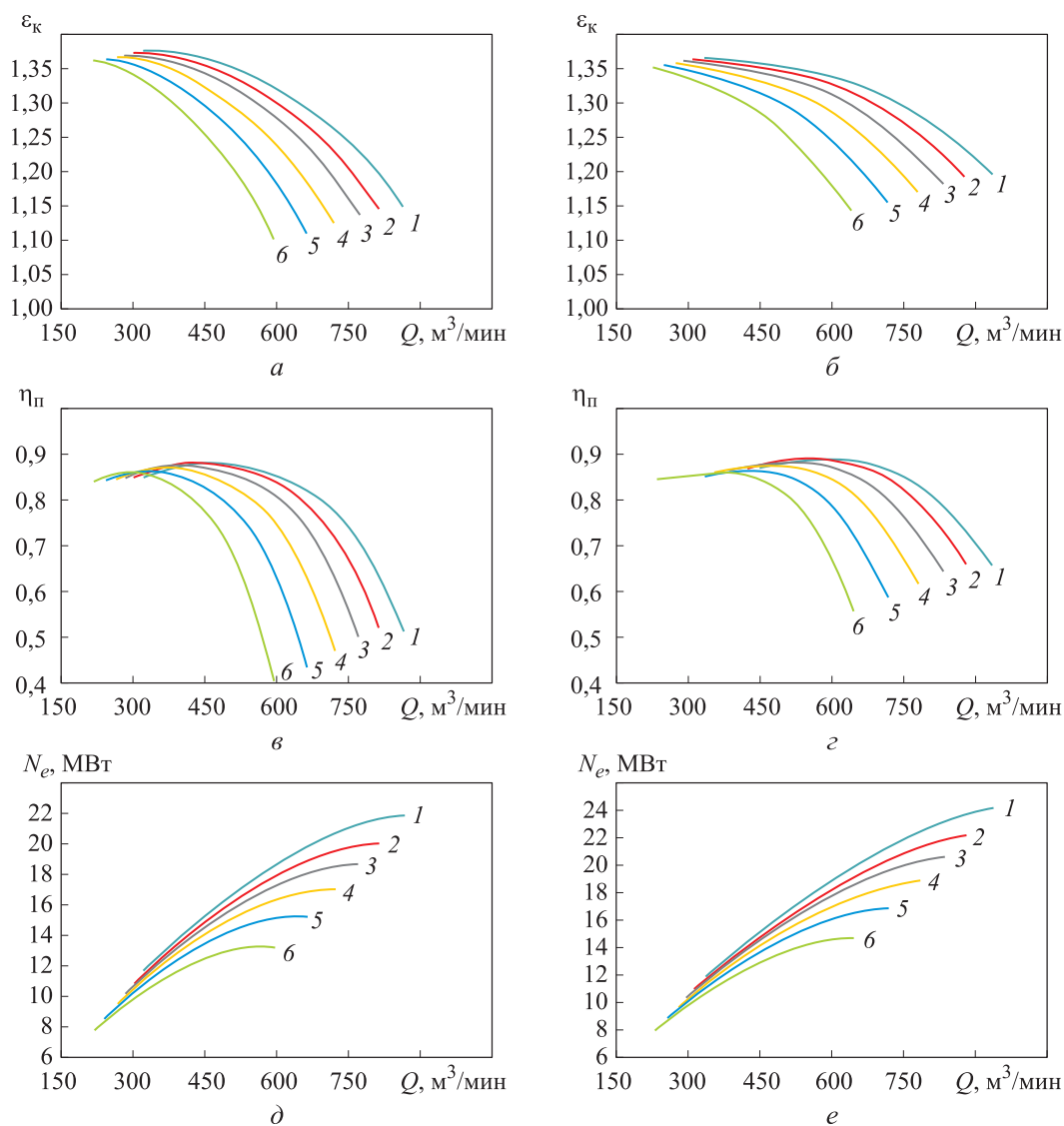


Рис. 4. Зависимости отношения давлений ε_k (а, б), политропного КПД η_n (в, г) и эффективной мощности N_e (д, е) от расхода природного газа Q ЦК с ВНА при угле закрутки $\theta_n = 0$ (1), 10 (2), 15 (3), 20 (4), 25 (5) и 30° (6):
 а, в, д — для ГПА мощностью 25 МВт на базе модельной ступени К-43-60;
 б, г, е — для ГПА мощностью 32 МВт на базе модельной ступени К-49-63

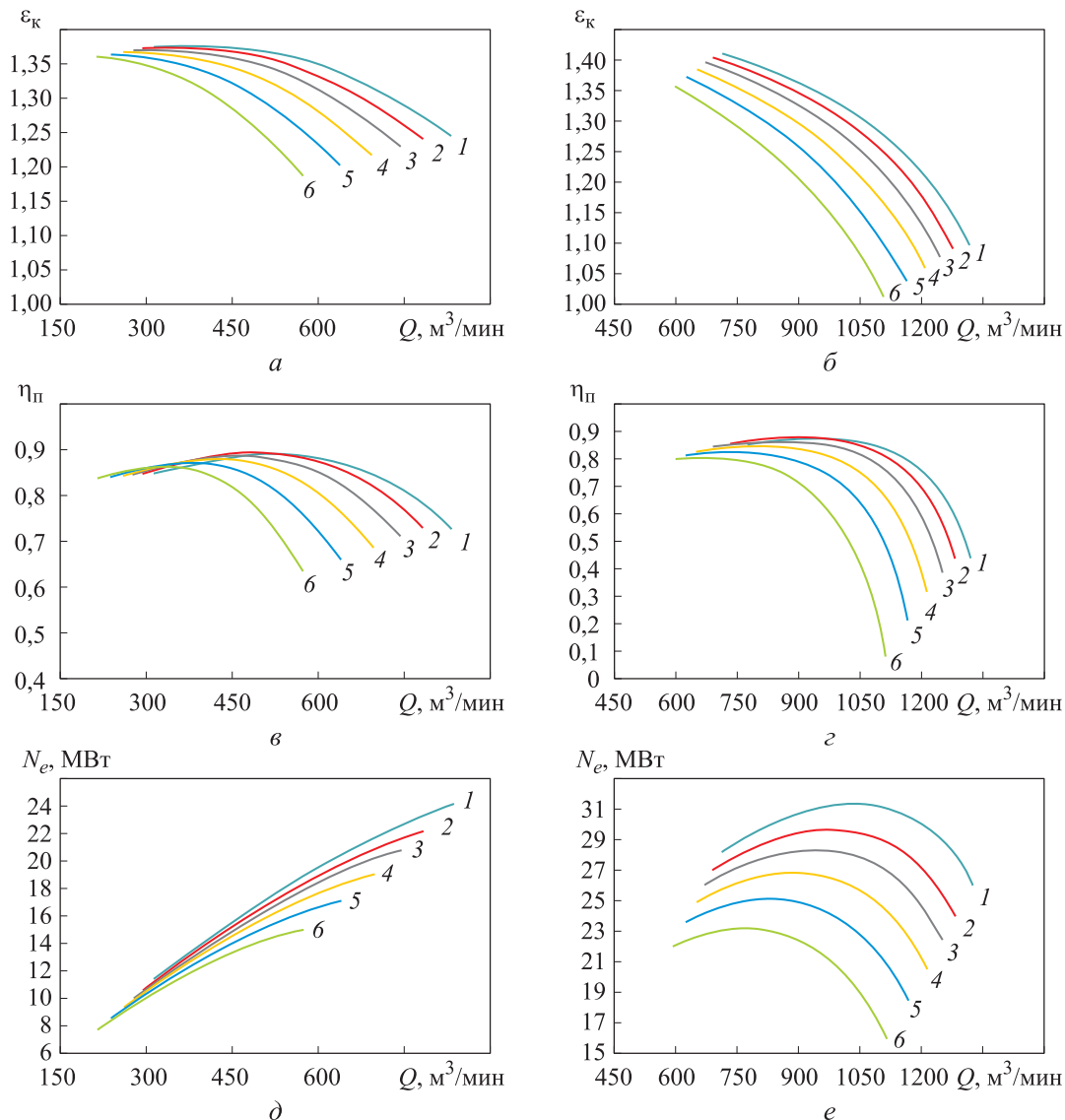


Рис. 5. Зависимости отношения давлений ϵ_K (а, б), политропного КПД $\eta_{\text{п}}$ (в, г) и эффективной мощности N_e (д, е) от расхода природного газа Q ЦК с ВНА при угле закрутки $\theta_n = 0$ (1), 10 (2), 15 (3), 20 (4), 25 (5) и 30° (6): а, в, д — для ГПА мощностью 25 МВт на базе модельной ступени К-54-60; б, г, е — для ГПА мощностью 32 МВт на базе модельной ступени К-60-58

Среди рассмотренных модельных ступеней самой малорасходной с узким РК ($\bar{b}_2 = 0,037$) является К-37-53. С учетом свойств природного газа заданного состава на основе модельной ступени К-37-53 спроектирован натурный ЦК для ГПА номинальной мощностью 16 МВт с частотой вращения ротора 5300 мин^{-1} , в качестве привода которого можно использовать ГТУ ПС-90ГП-2 и АЛ-31СТ [20]. Зависимости ГДХ от расхода природного газа ЦК на основе модельной ступени К-37-53 с ВНА при различных значениях угла закрутки в сторону вращения РК θ_n приведены на рис. 3, а, в, д.

Самой высокорасходной является модельная ступень К-69-66 с широким РК ($\bar{b}_2 = 0,069$).

На ее основе получены рекомендации для проектирования ГПА повышенной мощности (до 35 МВт). В связи с отсутствием ГТУ такой мощности на российском рынке рассмотрен зарубежный аналог PGT25+G4 с частотой вращения 6100 мин^{-1} и мощностью 34,3 МВт компании Baker Hughes [20] или SGT-750 конгломерата Siemens. Зависимости ГДХ от расхода природного газа ЦК на основе модельной ступени К-69-66 с ВНА при различных значениях угла закрутки в сторону вращения РК приведены на рис. 3, б, г, е.

Модельные ступени К-54-60, К-49-63 и К-43-60 можно рекомендовать для ГПА класса мощностей 25 и 32 МВт, в частности в сочета-

нии с приводом ГТУ-Т25 и ГТУ-Т32 номинальной мощностью 22,4 и 31,2 МВт с частотой вращения 6300 и 5714 мин⁻¹ соответственно. ГДХ натурного ЦК с учетом регулирования закруткой потока ВНА приведены на рис. 4, а–е и рис. 5, а, в, д.

Ступень К-60-58, полученную с помощью программно-вычислительного комплекса, можно использовать также в ГПА мощностью 32 МВт (ГТУ-Т32) с частотой вращения 5714 мин⁻¹ и номинальной мощностью 31,2 МВт [20]. ГДХ с учетом регулирования ВНА показаны на рис. 5, б, г, е.

Результаты моделирования параметров перспективных одноступенчатых ЦК с ВНА для ГПА линейных КС приведены в табл. 3.

Варианты эскизной конструкторской проработки продольного сечения одноступенчатых ЦК с консольным ротором и регулируемым ВНА приведены на рис. 6. Вариант конструкции с наборным корпусом, состоящим из трех частей, показан на рис. 6, а, а вариант с цилиндрическим корпусом, двумя крышками и внутренним аэродинамическим узлом, который больше подходит для рабочего давления в газопроводе до 10...12 МПа, — на рис. 6, б. В зависимости от типа модельной ступени проточная часть разрабатываемого ЦК может содержать лопаточный или безлопаточный диффузор, улитку или сборную камеру.

В целях повышения эффективности регулирования режимов работы поворотом лопа-

Таблица 3

Результаты моделирования параметров перспективных ЦК с ВНА для ГПА линейных КС

Параметр	Значение для ступени				
	К-37-53	К-54-60, К-49-63, К-43-60	К-60-58	К-69-66	
Класс мощностей, МВт	16,0	25,0	32,0	32,0	35,0
Номинальная мощность $N_{ном}$, МВт	16,0	22,4	31,2	31,2	39,3
Тип привода	ПС-90ГП2, АЛ-31СТ	ГТУ-Т25	ГТУ-Т32	ГТУ-Т32	SGT-750
Номинальная частота вращения ступени $n_{ст}$, мин ⁻¹	5300	6300	5714	5714	6100
Частота вращения ротора ЦК $n_{об}$, мин ⁻¹	5300	6300	5714	5714	6100
Диаметр РК D_2 , м	0,888	0,770	0,847	0,975	0,819
Угол закрутки потока θ_l , град	0	0	0	0	0
Политропный КПД ЦК η_p	0,873	0,877	0,877	0,876	0,845
Эффективный КПД ГТУ η_e	0,352; 0,355	0,400	0,360	0,360	0,402

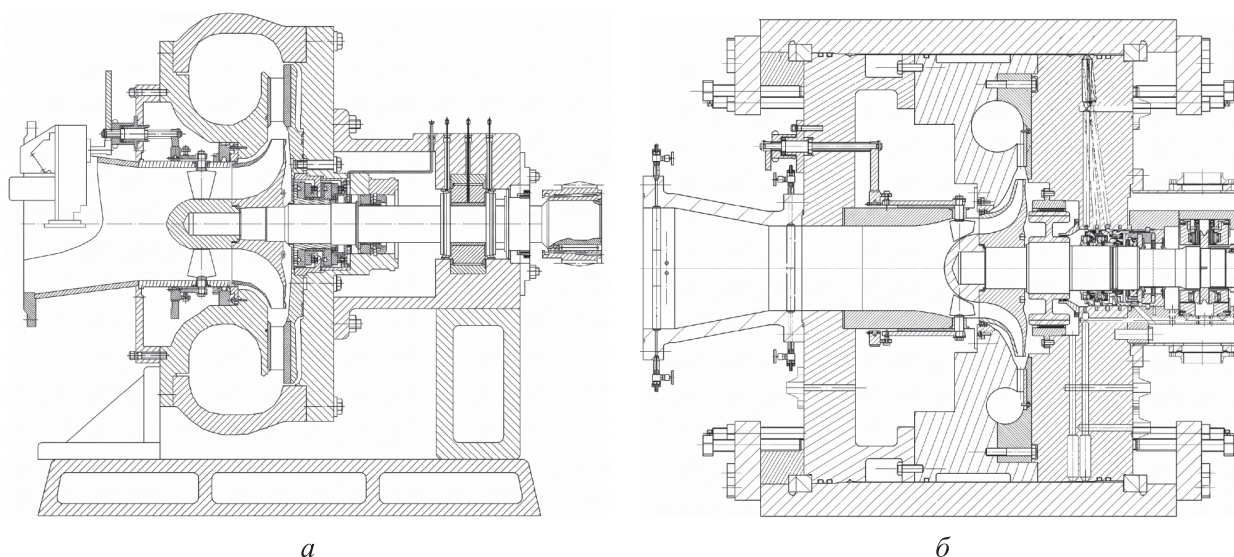


Рис. 6. Эскизы одноступенчатого консольного ЦК с осевым входным патрубком и регулируемым ВНА: а — с составным корпусом; б — с цилиндрическим корпусом, двумя крышками и внутренним аэродинамическим узлом

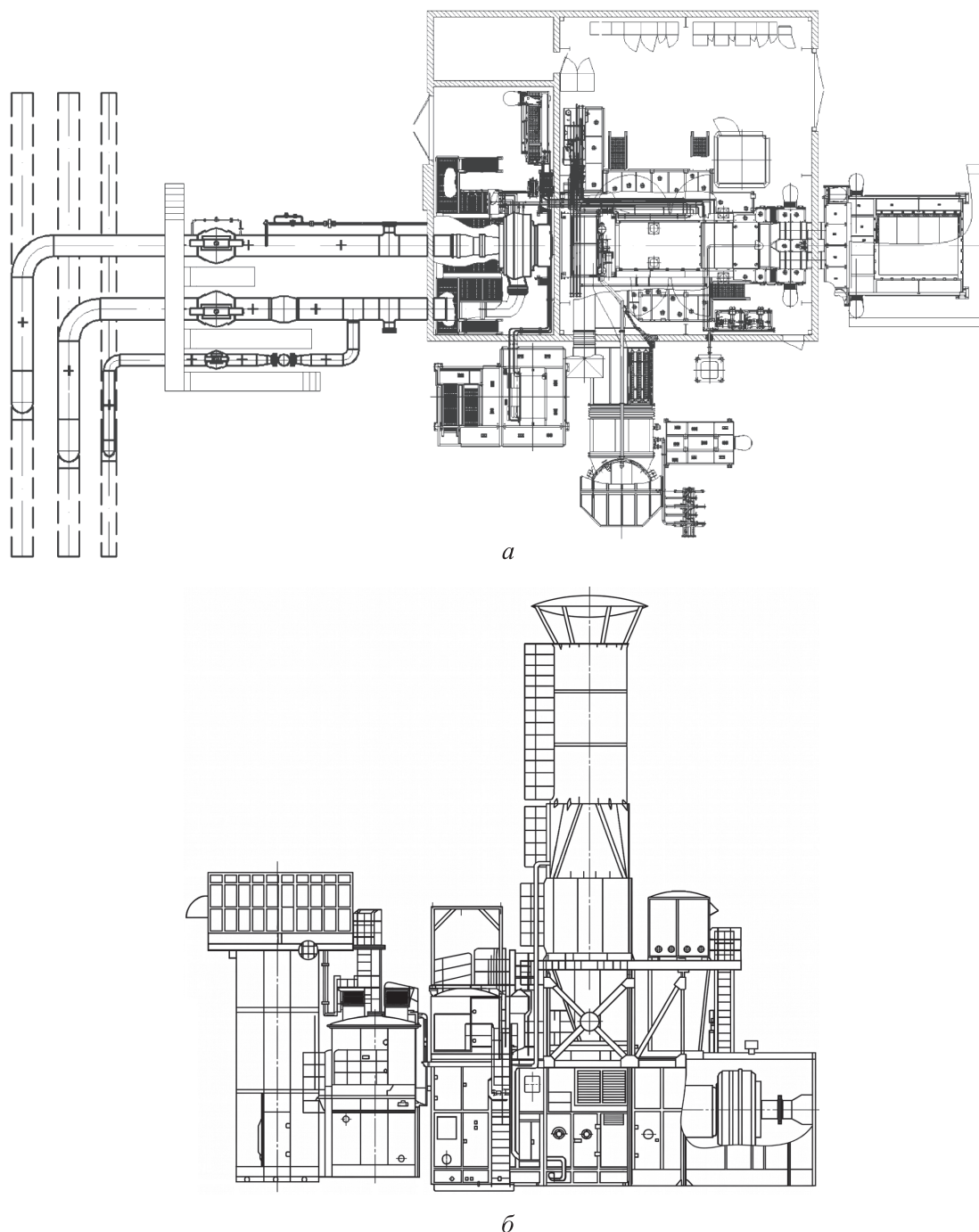


Рис. 7. Схема (а) и внешний вид (б) ГПА с одноступенчатым ЦК с осевым входом

ток ВНА, последний можно оснастить механизмом, изменяющим расстояние от выходных кромок лопаток ВНА до входных кромок лопаток РК [21].

Результат интеграции перспективных конструкций ЦК в состав ГПА с газотурбинным приводом показан на рис. 7, а и б. Очевидно, что осевой подвод газа в ЦК приводит к изменению взаимного расположения всасывающего и нагнетательного трубопроводов и имеет

преимущество с точки зрения снижения газодинамических потерь энергии вследствие снижения количества поворотов потока. В то же время осевое расположение всасывающего трубопровода приводит к необходимости его демонтажа при замене или ремонте проточной части ЦК, т. е. в этом случае предпочтительным будет фланцевое соединение всасывающего патрубка и подводящего трубопровода.

Выводы

1. Разработана методика моделирования геометрических параметров и ГДХ ЦК газовых КС на основе экспериментальных или расчетных характеристик модельных компрессорных ступеней, отличающаяся от известных тем, что в ней предусмотрена корректировка безразмерных коэффициентов напора и расхода за счет создания закрутки потока на входе в осерадиальное РК поворотом лопаток ВНА.

2. Разработанная методика позволяет расширить область применения имеющегося набора модельных ступеней в более широком диапазоне мощности ГПА линейных газовых КС. В процессе эксплуатации дополнительный контур регулирования — поворот лопаток ВНА в совокупности с изменением частоты вращения ротора силовой турбины приводной ГТУ дает возможность более эффективной реализации изменяющихся рабочих режимов транспорта газа.

3. На основе расчетного моделирования ГДХ и параметров перспективных ЦК природного газа повышенной напорности в одноступенчатом исполнении с консольным ротором и ВНА составлен типоразмерный ряд.

4. Анализ перспектив применения одноступенчатых ЦК с ВНА для повышения адаптивности к существующему состоянию ГТС России показал, что на основе ГДХ модельных компрессорных ступеней К-37-53, К-43-60, К-69-66, К-49-60, К-54-60, К-49-63 и К-60-58 можно создать ЦК для ГПА с газотурбинным приводом в классе мощностей 16, 25, 32 и 35 МВт.

5. Реализация проектов для ГПА мощностью более 32 МВт приводит к ограничениям российского рынка производителей ГТУ, что вынуждает рассматривать зарубежные аналоги.

6. Выполненные расчетные исследования и предложенные конструктивные решения по созданию одноступенчатых ЦК с консольным ротором и ВНА не ограничены применением только в составе ГПА с газотурбинным приводом. Их также можно использовать в составе ГПА с электроприводом.

7. Дальнейшее расширение типоразмерного ряда перспективных ЦК для реконструкции существующих и строительства новых ГТС возможно с использованием новых исследований модельных компрессорных ступеней как на экспериментальных стендах, так и на основе численного расчета.

Литература

- [1] Минликаев В.З., Скорик М.С., Шинтяпин Р.В. и др. Применение новых типов компрессорной техники для обустройства дожимного комплекса газовых промыслов и реконструкции действующих мощностей на месторождениях ОАО «Газпром». *Газотурбинные технологии*, 2014, № 8, с. 2–5.
- [2] Евгеньев С.С., Футин В.А., Закиев Ф.К. и др. Газодинамические и прочностные характеристики компактного центробежного компрессора. *Компрессорная техника и пневматика*, 2016, № 8, с. 16–19.
- [3] Ваяшов А.Д., Крупников А.В., Жерелевич А.В. и др. Согласование характеристик центробежного нагнетателя и газотурбинной установки для низконапорных режимов работы компрессорных станций. *Газотранспортные системы: настоящее и будущее. Сб. док. IV Межд. науч.-тех. конф. и выставки GTS-2011*. Ч. 2. Москва, Газпром ВНИИГАЗ, 2012, с. 183–201.
- [4] Ваяшов 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: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2024-8-3-36-45>
- [5] Евдокимов В.Е. Банк экспериментальных данных по модельным ступеням и их элементам для проектирования ЦКМ. *Турбины и компрессоры*, 1997, № 3–4, с. 12–20.
- [6] Евдокимов В.Е., Репринцев А.И., Мильнер М.Х. Результаты экспериментальных исследований промежуточной ступени ЦКМ с осерадиальными колесами. *Труды ЦКТИ*, 1990, № 261, с. 127–134.

- [7] Столярский М.Т., Лысюк В.И. Исследование и отработка ступеней с осе-радиальными колесами для стационарных центробежных компрессоров и нагнетателей. *Труды ЦКТИ*, 1990, № 261, с. 116–126, doi: <https://doi.org/10.18720/SPBPU/2/id18-98>
- [8] Неверов В.В., Любимов А.Н., Чеглаков И.В. Вычислительная газодинамика как инструмент повышения качества, надежности и скорости проектирования проточных частей турбокомпрессоров. *Компрессоры и компрессорное оборудование. Тр. межд. симп. им. К.П. Селезнева*. Санкт-Петербург, Политех-Пресс, 2018, с. 42–49.
- [9] Юн В.К. *Основы совершенствования методов проектирования и унификации центробежных компрессоров различного назначения*. Дисс. ... док. тех. наук. Санкт-Петербург, СПбПУ, 2012. 348 с.
- [10] Евгеньев С.С., Петросян Г.Г., Футин В.А. Расчет осевых газодинамических сил, потерь на трение диска и перетекания в полуоткрытых рабочих колесах центробежных компрессоров. *Известия высших учебных заведений. Авиационная техника*, 2009, № 3, с. 17–23.
- [11] Ден Г.Н., Куликов В.М. О критериях подобия при сжатии реальных газов, моделировании проточных частей и пересчете газодинамических характеристик ЦКМ на иные условия работы. *Турбины и компрессоры*, 2000, № 1–2, с. 49–51.
- [12] Ден Г.Н., Малышев А.А., Гнатюк И.В. Критерии подобия сжимаемых потоков и инженерное моделирование проточных частей турбокомпрессоров для сжатия реальных газов. *Компрессорная техника и пневматика*, 2000, № 13, с. 10–13.
- [13] Ден Г.Н., Соловьев В.Г. Некоторые результаты исследований проточных частей ЦКМ с входными регулирующими аппаратами. *Энергомашиностроение*, 1971, № 7, с. 19–23.
- [14] Ваняшов А.Д., Карабанова В.В. Анализ пространственной неравномерности потока во входном сечении осерадиального рабочего колеса центробежной компрессорной ступени в режимах регулирования. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 6, с. 30–40, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2019-6-30-40>
- [15] Ваняшов А.Д., Грехнев А.В. Теоретическое получение газодинамических характеристик высоконапорной центробежной компрессорной ступени при изменении угла поворота лопаток входного направляющего аппарата. *Омский научный вестник*, 2012, № 3, с. 122–127.
- [16] Ваняшов А.Д. *Разработка и совершенствование методов адаптации центробежных компрессоров и их газодинамических характеристик к нестабильным условиям эксплуатации*. Дисс. ... док. тех. наук. Москва, 2024. 747 с.
- [17] СТО Газпром 2-3.5-051–2006. *Нормы технологического проектирования магистральных газопроводов*. Москва, ИРЦ Газпром, 2005. 198 с.
- [18] ГОСТ 30319.3–2015. *Газ природный. Методы расчета физических свойств. Вычисление физических свойств на основе данных о компонентном составе*. Введ. 2017-01-01. Москва, Стандартинформ, 2016. 32 с.
- [19] Базаров И.П., Николаев П.Н., Моисеева Г.В. К статистической теории плотных газов и жидкостей. *Журнал физической химии*, 2000, т. 74, № 5, с. 829–831.
- [20] *Каталог газотурбинного оборудования*. Рыбинск, Газотурбинные технологии, 2017. 388 с.
- [21] Ваняшов А.Д., Нефедов А.А., Грехнев А.В. *Устройство для изменения осевого расстояния между лопатками входного направляющего аппарата и рабочим колесом центробежного компрессора*. Патент РФ 2835134. Заявл. 04.04.2024, опубл. 24.02.2025.

References

- [1] Minlikaev V.Z., Skorik M.S., Shintyapin R.V. et al. Application of new types of compressor equipment for the development of booster complexes at gas fields and reconstruction of existing capacities at Gazprom fields. *Gazoturbinnye tekhnologii*, 2014, no. 8, pp. 2–5. (In Russ.).
- [2] Evgenyev S.S., Futin V.A., Zakiev F.K. et al. Gas-dynamic and strength characteristics compact centrifugal compressor. *Kompressorная техника i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2016, no. 8, pp. 16–19. (In Russ.).

- [3] Vanyashov A.D., Krupnikov A.V., Zherelevich A.V. et al. [Coordination of characteristics of a centrifugal supercharger and a gas turbine unit for low-pressure modes of operation of compressor stations]. *Gazotransportnye sistemy: nastoyashchee i budushchee. Sb. dok. IV Mezhd. nauch.-tekhn. konf. i vystavki GTS-2011*. Ch. 2 [Gas transportation systems: the present and the future. Proc. IV Int. Sci.-Tech. Conf. and Exhibition. P. 2]. Moscow, Gazprom VNIIGAZ Publ., 2012, pp. 183–201. (In Russ.).
- [4] 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. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroyeniye* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2024, vol.8, no. 3, pp. 36–45, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2024-8-3-36-45> (in Russ.).
- [5] Evdokimov V.E. Bank of experimental data on model stages and their elements for designing CCM. *Turbiny i kompressory*, 1997, no. 3–4, pp. 12–20. (In Russ.).
- [6] Evdokimov V.E., Reprintsev A.I., Milner M.Kh. Results of experimental studies of the intermediate stage of the CCM with axial-radial wheels. *Trudy TsKTI*, 1990, no. 261, pp. 127–134. (In Russ.).
- [7] Stolyarskiy M.T., Lysyuk V.I. Research and development of stages with axial-radial wheels for stationary centrifugal compressors and superchargers. *Trudy TsKTI*, 1990, no. 261, pp. 116–126, doi: <https://doi.org/10.18720/SPBPU/2/id18-98> (in Russ.).
- [8] Neverov V.V., Lyubimov A.N., Cheglakov I.V. [Computational gas dynamics as a tool for improving the quality, reliability and velocity of turbocompressors flow parts design]. *Kompressory i kompressoroe oborudovaniye. Tr. mezhd. simp. im. K.P. Selezneva* [Compressors and compressor equipment. Proc. Int. Symp. n.a. K.P. Seleznev]. Sankt-Peterburg, Politekh-Press Publ., 2018, pp. 42–49. (In Russ.).
- [9] Yun V.K. *Osnovy sovershenstvovaniya metodov proektirovaniya i unifikatsii tsentrobezhnykh kompressorov razlichnogo naznacheniya*. Diss. dok. tekhn. nauk [Fundamentals of improving design methods and unification of centrifugal compressors for various purposes. Doc. tech. sci. diss.]. Sankt-Peterburg, SPbPU Publ., 2012. 348 p. (In Russ.).
- [10] Evgenyev S.S., Petrosyan G.G., Futin V.A. Calculation of axial gasodynamic forces, disk friction losses and overflow in semiopen impellers of centrifugal compressors. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Aviatsonnaya tekhnika*, 2009, no. 3, pp. 17–23. (In Russ.). (Eng. version: *Russ. Aeronaut.*, 2009, vol. 52, no. 3, pp. 319–326, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068799809030106>)
- [11] Den G.N., Kulikov V.M. On similarity criteria for compression of real gases, modeling of flow paths and recalculation of gas-dynamic characteristics of the CCM for other operating conditions. *Turbiny i kompressory*, 2000, no. 1–2, pp. 49–51. (In Russ.).
- [12] Den G.N., Malyshev A.A., Gnatyuk I.V. Similarity criteria for compressible flows and engineering modeling of flow paths of turbocompressors for compression of real gases. *Kompressorovaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2000, no. 13, pp. 10–13. (In Russ.).
- [13] Den G.N., Solovyev V.G. Some results of studies of flow parts of the CCM with inlet control devices. *Energomashinostroyeniye*, 1971, no. 7, pp. 19–23. (In Russ.).
- [14] Vanyashov A.D., Karabanova V.V. An analysis of spatial nonuniformity of the flow at the entrance section of the axial-radial impeller of a centrifugal compressor stage working on regulation modes. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2019, no. 6, pp. 30–40, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2019-6-30-40> (in Russ.).
- [15] Vanyashov A.D., Grekhnev A.V. 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, pp. 122–127. (In Russ.).
- [16] Vanyashov A.D. *Razrabotka i sovershenstvovaniye metodov adaptatsii tsentrobezhnykh kompressorov i ikh gazodinamicheskikh kharakteristik k nestabilnym usloviyam ekspluatatsii*. Diss. dok. tekhn. nauk [Development and improvement of methods for adapting centrifugal

- compressors and their gas-dynamic characteristics to unstable operating conditions. Doc. tech. sci. diss.]. Moscow, 2024. 747 p. (In Russ.).
- [17] STO Gazprom 2-3.5-051–2006. *Normy tekhnologicheskogo proektirovaniya magistralnykh gazoprovodov* [STO Gazprom 2-3.5-051–2006. Standards for technological design of main gas pipelines]. Moscow, IRTs Gazprom Publ., 2005. 198 p. (In Russ.).
- [18] GOST 30319.3–2015. *Gaz prirodnyy. Metody rascheta fizicheskikh svoystv. Vychislenie fizicheskikh svoystv na osnove dannykh o komponentnom sostave* [State standard GOST 30319.3–2015. Natural gas. Methods of calculation of physical properties. Calculation of physical properties on base information on component composition]. Moscow, Standartinform Publ., 2016. 32 p. (In Russ.).
- [19] Bazarov I.P., Nikolaev P.N., Moiseeva G.V. On the statistical theory of dense gases and liquids. *Zhurnal fizicheskoy khimii*, 2000, vol. 74, no. 5, pp. 829–831. (In Russ.). (Eng. version: *Russ. J. Phys. Chem.*, 2000, vol. 74, no. 5, pp. 728–730.)
- [20] *Katalog gazoturbinnogo oborudovaniya* [Gas turbo technology catalogue]. Rybinsk, Gazoturbinnye tekhnologii Publ., 2017. 388 p. (In Russ.).
- [21] Vanyashov A.D., Nefedov A.A., Grekhnev A.V. *Ustroystvo dlya izmeneniya oseвого rasstoyaniya mezhdu lopatkami vkhodnogo napravlyayushchego apparata i rabochim kolesom tsentrobezhnogo kompressora* [Device for changing axial distance between blades of inlet guide apparatus and impeller of centrifugal compressor]. Patent RU 2835134. Appl. 04.04.2024, publ. 24.02.2025. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 20.06.2025

Информация об авторах

ВАНЯШОВ Александр Дмитриевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: adv@omgtu.ru).

СЕРГЕЕВ Сергей Павлович — оператор технологических установок. ООО «Томскнефтехим» (634022, Томск, Российская Федерация, Кузовлевский тракт, д. 2, стр. 202, e-mail: grey-hedgehog@yandex.ru).

НЕФЕДОВ Александр Александрович — руководитель группы эксплуатационной готовности управления повышения производственной эффективности. АО «Газпром-нефть-Омский НПЗ» (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Губкина, д. 1, e-mail: nefedov-alex2012@yandex.ru).

Information about the authors

VANYASHOV Aleksandr Dmitrievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Refrigerating and Compressor Equipment and Technology. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: adv@omgtu.ru).

SERGEEV Sergey Pavlovich — Process Unit Operator. Tomskneftekhim LLC (634022, Tomsk, Russian Federation, Kuzovlevsky Trakt, Bldg. 2, Block 202, e-mail: grey-hedgehog@yandex.ru).

NEFEDOV Alexander Alexandrovich — Production Excellence Operations Readiness Team Leader. Gazpromneft-ONPZ JSC (644040, Omsk, Russian Federation, Gubkin Ave., Bldg. 1, e-mail: nefedov-alex2012@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Ваняшов А.Д., Сергеев С.П., Неведов А.А. Результаты моделирования параметров перспективных центробежных компрессоров природного газа с входным направляющим аппаратом. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 5, с. 98–111.

Please cite this article in English as:

Vanyashov A.D., Sergeev S.P., Nefedov A.A. Results of modeling parameters of prospective centrifugal natural gas compressors with inlet guide vanes. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 5, pp. 98–111.