

Ю. А. ОЛЕЙНИК, С. А. САПРЫКИН, С. П. НАУМЕНКО

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВНОГО ГАЗА В ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕМ АГРЕГАТЕ С ГАЗОТУРБИНЫМ ПРИВОДОМ И ЦЕНТРОБЕЖНЫМ НАГНЕТАТЕЛЕМ

Разработан алгоритм расчета расхода топливного газа на газоперекачивающем агрегате (ГПА) с газотурбинным приводом (ГТП) и центробежным нагнетателем (ЦБН). В алгоритме учитываются ограничения параметров ГПА: минимальный расход газа в ЦБН, минимальная мощность ГТП, максимальная температура и степень сжатия газа в ЦБН. Дополнительно разработан алгоритм определения числа рабочих ГПА при задании общего расхода перекачиваемого газа для n однотипных ГПА.

Ключевые слова: расход газа, газоперекачивающий агрегат, компрессор, привод, центробежный нагнетатель.

Ю. А. ОЛЕЙНИК, С. О. САПРЫКИН, С. П. НАУМЕНКО

ВИЗНАЧЕННЯ РОЗХОДУ ПАЛИВНОГО ГАЗУ В ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНОМУ АГРЕГАТІ З ГАЗОТУРБІНИМ ПРИВОДОМ ТА ВІДЦЕНТРОВИМ НАГНІТАЧЕМ

Розроблено алгоритм розрахунку розходу паливного газу на газоперекачувальному агрегаті (ГПА) з газотурбінним приводом (ГТП) та відцентровим нагнітачем (ВЦН). В алгоритмі враховано обмеження параметрів ГПА: мінімальний розхід газу в ЦБН, мінімальна потужність ГТП, максимальна температура та ступінь стиснення газу в ЦБН. Додатково розроблено алгоритм визначення числа працюючих ГПА при завданні загального розходу перекачувального газу для n однотипних ГПА.

Ключові слова: розхід газу, газоперекачувальний агрегат, привід, відцентровий нагнітач.

YU. OLEYNIK, S. SAPRYKIN, S. NAUMENKO

DETERMINATION OF FUEL GAS FLOW RATE IN GAS PUMPING UNIT WITH GAS TURBINE DRIVE AND CENTRIFUGAL SUPERCHARGER

An algorithm for calculating the flow rate of fuel natural gas in a gas pumping unit (GPU) (GPU drive) and for several identical gas pumping units operating together in compressor shop or compressor station. The flow calculation model takes into account thermal characteristics, operating modes and limitations of GPU parameters. Main task when determining consumption fuel gas is the calculation of the capacity of compressor shops and GPU. Power calculation takes into account compression ratio and flow rate of gas pumped by compressors. After calculation of GPA working capacity GPA drives efficiency factor is determined and fuel gas flow rate in GPU (GPU drive) is calculated. Exact values and limitations of thermal parameters (allowable pressures, temperatures, pumped gas flow rates, efficiency factors of compressors and drives). At the same time, the parameters of the GPU will depend on its operating mode of the GAP. The algorithm takes into account four limitations of GPU parameters: minimum flow rate of pumped gas in GPU compressor, minimum drive power of the GPU compressor, maximum gas temperature at the outlet of the GPA compressor, maximum gas compression ratio in the compressor. Without taking into account these restrictions, the calculation of fuel gas may be incorrect, since the impossible operation mode of the GPU will be taken into account. Developed algorithm takes into account all necessary characteristics and limitations of GPU parameters, simulates real robot modes of existing and designed GPU.

Key words: gas flow rate, gas transfer unit, compressor, drive, centrifugal supercharger.

Введение

Для анализа режимов работы существующих газоперекачивающих агрегатов (ГПА) и моделирования режимов работы существующих, модернизируемых и перспективных ГПА, необходимо определять расход топливного природного газа в ГПА.

Рассмотрим работу ГПА с газотурбинным приводом (ГТП) и центробежным нагнетателем (ЦБН). Для определения расхода топливного газа (ТГ) в ГТП (ГПА) необходимо знать параметры газа, перекачиваемого ЦБН: расход, давление, температура, плотность при стандартных условиях, коэффициент адиабаты. Для расчета мощности, затрачиваемой в ЦБН, необходимо задавать или рассчитывать политропный коэффициент полезного действия (КПД) ЦБН [1–3]. Для расчета КПД ГТП необходимо учитывать номинальный КПД ГТП из технической документации [1, 2].

В ГПА существуют ограничения параметров ЦБН и ГТП [1, 2]: минимальный расход перекачиваемого газа (недопущение помпажа в ЦБН), мак-

симальная степень сжатия газа в ЦБН, максимальная температура газа на выходе из ЦБН, минимальная мощность ГТП. Обычно учитывается только одно ограничение [1, 2], а в статье расчеты расхода ТГ и параметров ГПА будут проводиться комплексно, с учетом всех ограничений параметров ГПА (ГТП и ЦБН). Для этого необходимо разработать математическую модель и алгоритм расчета ТГ в ГПА.

Цель работы

Разработать алгоритм расчета расхода ТГ в ГПА с учетом комплексных ограничений параметров ГПА (минимальный расход газа в ЦБН, минимальная мощность ГТП, максимальная температура и максимальная степень сжатия газа в ЦБН).

Изложение основного материала

Для определения расхода ТГ в ГПА главной задачей является определение мощности ГТП ГПА

[1]. Затем определяется загрузка и КПД ГТП, после чего можно рассчитать расход ТГ в ГПА [1, 2].

Общий алгоритм расчета расхода ТГ показан на рис. 1.

Из алгоритма рис. 1 разработан алгоритм расчета расхода ТГ с учетом основных параметров ГПА (рис. 2). Входные и расчетные параметры, необходимые для расчетов по алгоритму рис. 2, показаны в табл. 1 [1, 3].

На одном ГПА может быть от 1 до 2 ЦБН, работающих от одного ГТП. На рис. 2 $p_{1i}, p_{2i}, T_{1i}, \eta_{\text{пол}i}$ – это избыточное давление газа на входе и выходе i -го ЦБН, температура газа на входе и политропный КПД i -го ЦБН.

При расчете параметров ГПА по алгоритму рис. 2 необходимо учитывать ограничения по минимальному расходу перекачиваемого газа (недопущение процесса помпажа) в ЦБН (Q_{min}) и по минимальной мощности ГТП (N_{min}), что показано в алгоритме рис. 3.

Мощность ГТП ($N_{\text{пр}}$ на рис. 3) можно увеличивать за счет увеличения $Q_{\text{гпа}}$ или повышения степеней сжатия газа в ЦБН ($\varepsilon_i = p_{2i}/p_{1i}$).

На рис. 4 показаны графики изменения K_p [1] в зависимости от K_3 при разных значениях ω .

В литературе [1] значение ω равно 0,75. Из расчетов $Q_{\text{тр}}$ и сравнения их с практическими данными для ω получены значения в пределах 0,5–0,9, что зависит от типа и режима работы ГПА, наработки ГТП и ЦБН (рис. 4). Реальные практические значения ω для конкретного типа ГПА необходимо исследовать в зависимости от режимов работы.

Рассмотрим работу n однотипных (одинаковых) ГПА (на компрессорной станции, компрессорном цехе и т. п.), куда подается газ с расходом Q_n ($Q_n > Q_{\text{гпа}}$). Известны (или можно рассчитать) давления и температуры газа на входе и выходе ГПА.

Вначале необходимо определить $K_{\text{гпа}}$ – количество рабочих ГПА (табл. 2), которые обеспечат необходимое сжатие газа с расходом Q_n , что показано на рис. 5.

Таблица 1 – Параметры ГПА для определения расхода ТГ в ГТП

Наименование параметра	Обозначения	Размерность	Примечание
<i>Входные параметры</i>			
Механический КПД ЦБН ГПА	η_m	–	Принимается 0,97–0,98
Номинальная мощность ГТП	$N_{\text{ном}}$	МВт	Согласно технической документации, режимов работы ГПА, исследований по эксплуатации ГПА
Номинальный КПД ГТП (при $N_{\text{ном}}$)	$\eta_{\text{ном}}$	–	
Политропный КПД ЦБН (i -го ЦБН)	$\eta_{\text{пол}}$	–	
Давление газа на входе и выходе ЦБН	p_1, p_2	ат, бар	
Газодинамический КПД ЦБН	$\eta_{\text{гд}}$	–	Принимается 0,97 [3]
Расход перекачиваемого газа на одном рабочем ГПА	$Q_{\text{гпа}}$	$\frac{\text{млн м}^3}{\text{сутки}}$	
Коэффициент типа, режима работы ГПА	ω	–	Принимается 0,75 [3] или в пределах 0,5–0,9
Коэффициент оптимальной загрузки ГТП	$K_{\text{оз}}$	–	Принимается 0,85–0,95
Коэффициент адиабаты перекачиваемого природного газа	k	–	Принимается 1,28–1,3
Низшая теплота сгорания 1 стандартного м^3 топливного природного газа	$H_{\text{тг}}$	$\frac{\text{МДж}}{\text{м}^3}$	Данные из лаборатории
<i>Расчетные параметры</i>			
Степень сжатия газа в ЦБН	ε	–	$\varepsilon = \frac{p_2 + 1}{p_1 + 1}$ [3] Избыточное давление (p_1, p_2) измеряется в ат или бар
Мощность ГТП (привода ГПА)	$N_{\text{пр}}$	МВт	$N_{\text{пр}} = \frac{0,004}{\eta_m \eta_{\text{гд}}} \frac{k}{k-1} Z_1 T_1 \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k \eta_{\text{пол}}}} - 1 \right) Q_{\text{гпа}}$ [3]
Коэффициент загрузки ГТП	K_3	–	$K_3 = \frac{N_{\text{пр}}}{N_{\text{ном}}}$ [1]
Коэффициент расчета КПД ГТП	K_p	–	$K_p = \frac{1}{\omega + \frac{1-\omega}{K_3}}$, среднее значение 0,75 [1]
КПД ГТП (привода ГПА)	$\eta_{\text{пр}}$	–	$\eta_{\text{пр}} = K_p \eta_{\text{ном}}$ [1]
Расход топливного газа в ГТП (в одном рабочем ГПА)	$Q_{\text{тг}}$	$\frac{\text{м}^3}{\text{сутки}^1}$	$Q_{\text{тг}} = 24 \cdot 60 \cdot 60 \cdot \frac{1}{\eta_{\text{пр}}} \frac{N_{\text{пр}}}{N_{\text{тг}}}$ [1]

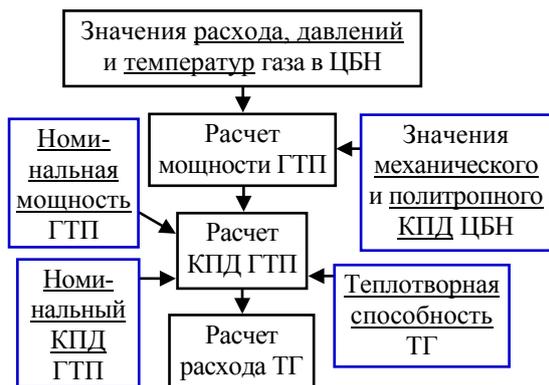


Рис. 1 – Общий алгоритм расчета расхода ТГ в ГПА (ГТП ГПА)

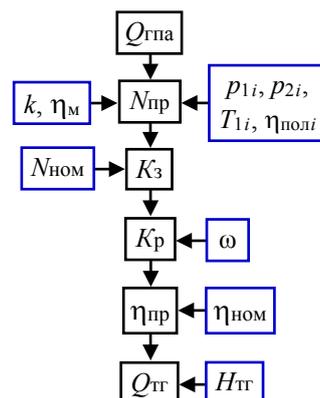


Рис. 2 – Алгоритм расчета расхода ТГ в ГПА

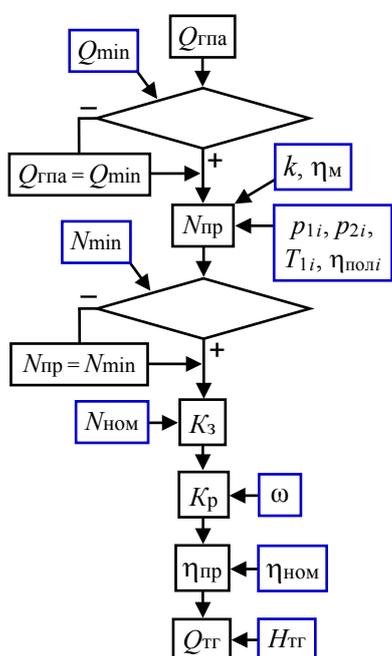


Рис. 3 – Алгоритм расчета расхода ТГ в ГПА с учетом Q_{min} и N_{min}

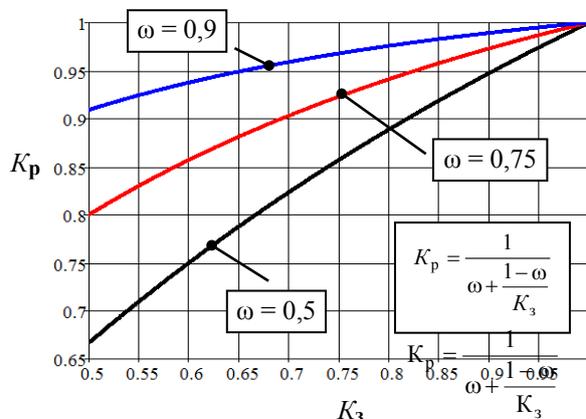


Рис. 4 – Изменение K_р в зависимости от K_з

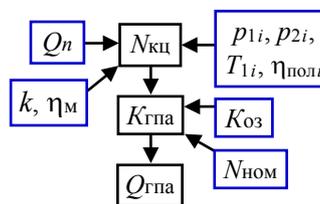


Рис. 5 – Алгоритм расчета K_{гпа} и Q_{гпа}

Таблица 2 – Расчетные параметры для определения Q_{гпа} при известном Q_н

Наименование параметра	Обозначения	Размерность	Примечание
Расход перекачиваемого газа для n ГПА	Q _н	млн м ³ /сутки	Данные по перекачке газа
Мощность (суммарная) n ГПА (если на ГПА 2 или 3 компрессора, то подставляем η _{пол} компрессора первой ступени сжатия (η _{пол1}))	N _н	МВт	$N_{кц} = \frac{0,004}{\eta_m \eta_{гд}} \frac{k}{k-1} Z_1 T_1 \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k \eta_{пол}}} - 1 \right) Q_{кц}$
Количество рабочих ГПА	K _{гпа}	–	$K_{гпа} = \frac{N_{кц}}{K_{оз} N_{ном}}$ Значения K _{гпа} округляем в большую сторону
Расход перекачиваемого газа на одном рабочем ГПА	Q _{гпа}	млн м ³ /сутки	$Q_{гпа} = \frac{Q_n}{K_{гпа}}$

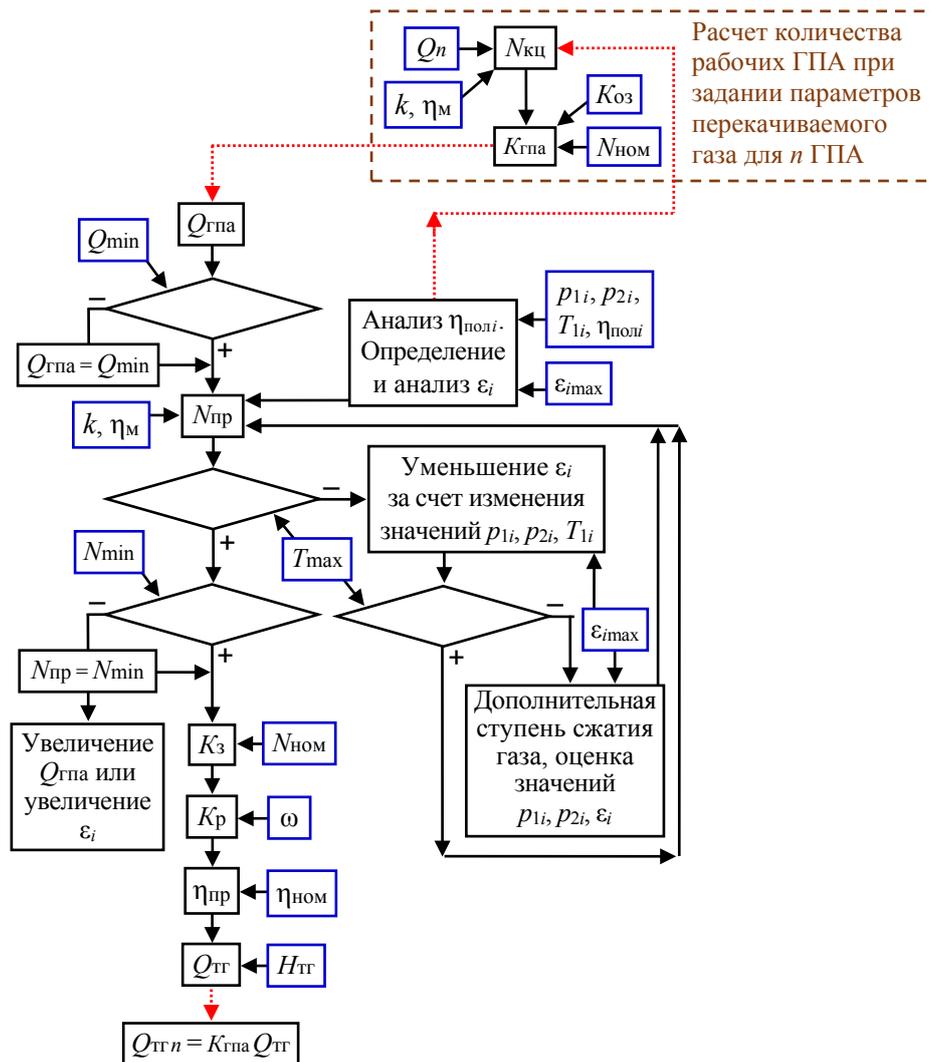


Рис. 6 – Алгоритм расчета ТГ в ГПА и для n ГПА с учетом Q_{\min} , N_{\min} , T_{\max}

Вначале необходимо определить $K_{\text{гпа}}$ – количество рабочих ГПА (табл. 2), которые обеспечат необходимое сжатие газа с расходом Q_n , что показано на рис. 5.

Определив $K_{\text{гпа}}$, находим $Q_{\text{гпа}}$ (рис. 5, табл. 2) и далее $Q_{\text{тг}}$ (рис. 3, табл. 1). Расчетные параметры для определения $Q_{\text{гпа}}$ при известном Q_n показаны в табл. 2. Для расхода ТГ для n рабочих ГПА, равно $Q_{\text{тг}n}$, запишем:

$$Q_{\text{тг}n} = K_{\text{гпа}} Q_{\text{тг}}$$

Кроме ограничений Q_{\min} и N_{\min} , в ГПА существуют ограничения по максимальной температуре газа на выходе ЦБН:

$$T_{2i} = T_{1i} \varepsilon_i^{k-1} < T_{\max},$$

где T_{2i} – это температура газа на выходе i -го ЦБН; T_{\max} – максимальное значение T_{2i} .

Как учитывать все три ограничения показано в усовершенствованном алгоритме на рис. 6, где

дополнительно показан алгоритм для определения $Q_{\text{гпа}}$ если задается Q_n (дополнительный алгоритм выделен коричневым пунктиром). Красным пунктиром на рис. 6 вверху показаны переходы от параметров n ГПА к параметрам одному ГПА (от Q_n к $Q_{\text{гпа}}$), а внизу переход от параметров одного ГПА к параметрам n ГПА (от $Q_{\text{тг}}$ к $Q_{\text{тг}n}$).

Если моделируются новые режимы работы ГПА, то ограничения (Q_{\min} , N_{\min} , T_{\max}) обязательно должны учитываться (рис. 6).

Если при условии $T_{2i} < T_{\max}$ нельзя уменьшить ε_i и T_{1i} , то нужна дополнительная ступень сжатия газа (дополнительный ЦБН или дополнительный ГПА) (рис. 6).

В алгоритме рис. 6 дополнительно учтено четвертое ограничение максимальных степеней сжатия газа в ЦБН ($\varepsilon_{i\max}$), т. к. ЦБН имеет ограниченные обороты и определенное число ступеней (рабочих колес).

Таблица 3 – Расчет параметров ГПА и расхода ТГ для трех однотипных ГПА

Наименование параметра		Обозначения	Размерность	Значения					
<i>Входные параметры</i>									
–				<i>1 режим работы</i>			<i>2 режим работы</i>		
Расход перекачиваемого газа тремя ГПА (стандартные м ³)		Q_n	$\frac{\text{млн м}^3}{\text{сутки}}$	5,8			4,1		
Низшая теплота сгорания 1 стандартного м ³ топливного природного газа		$H_{\text{тг}}$	$\frac{\text{МДж}}{\text{м}^3}$	35,1			35,8		
Давление (избыточное) перекачиваемого газа в ЦБН	одна ступень сжатия	p_1	ат	6,0			4,3		
		p_2	ат	18,5			18,5		
	две ступени сжатия	p_{21}, p_{22}	ат	–			13,0	18,5	
Температура перекачиваемого газа на входе в ЦБН		T_1	°С	20			20 (ЦБН 1)	40 (ЦБН 2)	
Механический КПД ЦБН		η_m	–	0,98					
Номинальная мощность привода ГПА		$N_{\text{ном}}$	МВт	6,3					
Номинальный КПД привода ГПА		$\eta_{\text{ном}}$	–	0,30					
Политропный КПД компрессора		$\eta_{\text{пол}}$	–	0,76		0,76	0,70		
Коэффициент оптимальной загрузки ГТП		$K_{\text{оз}}$	–	0,95					
Минимальная мощность ГТП		N_{min}	МВт	3,0					
Максимальная температура газа		T_{max}	°С	150					
Максимальная степень сжатия ЦБН		ε_{max}	–	2,9					
Коэффициент адиабаты природного газа		k	–	1,3					
<i>Расчетные параметры</i>									
–				<i>1 режим работы</i>			<i>2 режим работы</i>		
Мощность n ГПА		N_n	МВт	10,974			10,540		
Количество ГПА, обеспечивающих N_n		$K_{\text{гпа}}$	–	2			2		
Расход перекачиваемого газа на одном ГПА		$Q_{\text{гпа}}$	$\frac{\text{млн м}^3}{\text{сутки}}$	2,9			2,05		
Степень сжатия газа в компрессоре ГПА	одна ступень сжатия	ε	–	2,786			3,679		
	две ступени сжатия	$\varepsilon_1, \varepsilon_2$	–	–			2,642 (ЦБН 1)	1,500 (ЦБН 2)	
Температура газа на выходе ЦБН	одна ступень сжатия	T_2	°С	127			162		
	две ступени сжатия	T_{21}, T_{22}	°С	–			121 (ЦБН 1)	85 (ЦБН 2)	
Мощность ГТП		$N_{\text{гп}}$	МВт	5,487			5,270 (3,646 + 1,624)		
Коэффициент загрузки ГТП		K_3	–	0,871			0,837		
Коэффициент типа и режима работы ГПА		ω	–	0,70	0,75	0,80	0,70	0,75	0,80
Коэффициент расчета КПД ГТП		K_p	–	0,957	0,964	0,971	0,945	0,953	0,962
КПД привода ГПА		$\eta_{\text{пр}}$	–	0,287	0,289	0,291	0,283	0,286	0,289
Расход топливного газа в одном рабочем ГПА		$Q_{\text{тг}}$	м ³ /час	1 959	1 945	1 931	1 870	1 853	1 836
			м ³ /сутки	47 022	46 688	46 355	44 882	44 468	44 054
Расход топливного газа в для $K_{\text{гпа}}$ рабочих ГПА		$Q_{\text{гп}}$	м ³ /сутки	94 044	93 376	92 710	89 764	88 936	88 108
			$\frac{\text{млн м}^3}{\text{год}}$	34,326	34,082	33,839	32,764	32,462	32,159

Если расход перекачиваемого газа в каждом i -ом ГПА не одинаковый, равный $Q_{гпа i}$, то оцениваем и рассчитываем $Q_{гпа i}$ (относительно среднего значения $Q_{гпа} = Q_n / K_{гпа}$) с учетом выполнения условия:

$$Q_n = \sum_{i=1}^{K_{гпа}} Q_{гпа i},$$

после чего рассчитываем $Q_{гпа}$ для каждого ГПА по алгоритму рис. 6 от $Q_{гпа}$ до $Q_{гпа}$.

Согласно алгоритмов рис. 6, проведен расчет параметров ГПА и расхода ТГ для одного и двух одноступенчатых ГПА (два рабочих и один резервный) с ГТП мощностью 6,3 МВт и одним ЦБН (табл. 3).

В 1-м режиме работы рассматриваемых ГПА ЦБН сжимает газ от 6,0 до 18,5 ат, Q_n равно 5,80 млн. м³/сутки (табл. 3).

Во 2-м режиме исследуется работа ГПА через три года с прогнозом падения давления и добычи газа на месторождении: p_1 уменьшится до 4,3 ат, Q_n уменьшается до 4,1 млн. м³/сутки, $H_{гпа}$ увеличится (табл. 3). Во 2-м режиме работы при сжатии газа от 4,3 до 18,5 ат получим $\varepsilon = 3,679$, что больше $\varepsilon_{\max} = 2,9$ (табл. 3). Кроме того, при $\varepsilon = 3,679$, $T_2 = 162$ °С, что больше $T_{\max} = 150$ °С (табл. 3). Чтобы уменьшить степень сжатия и температуру, необходима дополнительная ступень сжатия (рис. 6), которую обеспечит дополнительный ЦБН, что будет модернизацией ГПА для осуществления 2-го режима работы (схема ГТП-ЦБН1-ЦБН2 вместо существующей схемы ГТП-ЦБН). Для двухступенчатого сжатия газа (ЦБН1-ЦБН2) $N_{пр}$ определяется как сумма мощностей для первой ($\varepsilon_1 = 2,642$, сжимаем газ от 4,3 до 13,0 ат) и второй ($\varepsilon_2 = 1,500$, сжимаем газ от 12,0 ат (потери 1,0 ат на охлаждение газа после первой ступени) до 18,5 ат) ступеней при одинаковом расходе газа $Q_{гпа}$ (табл. 3).

Параметры $Q_{гпа}$ и $Q_{гпа}$ рассчитаны с учетом разных значений ω и при сравнении $Q_{гпа}$ за год хорошо видно, как изменяется расход ТГ в зависимости от изменений ω (табл. 3).

Обсуждение результатов

Получен алгоритм определения ТГ в ГПА (ГТП ГПА). Дополнительно разработан алгоритм определения числа рабочих ГПА при исследовании n одноступенчатых ГПА (табл. 2). Алгоритмы учитывают мощности ГТП ГПА, что позволяет учесть максимум параметров эксплуатируемых ГПА (рис. 6).

В алгоритмах учтены все параметры ГПА и ограничения параметров ЦБН и ГТП (Q_{\min} , T_{\max} , ε_{\max} , N_{\min}), что позволяет исследовать и моделировать различные режимы работы ГПА.

Проведены практические расчеты расхода ТГ для КЦ с тремя ГПА (мощность привода 6,3 МВт) (табл. 3). В расчетах показано как изменяются КПД и расход ТГ в зависимости от режима работы ГПА (параметр ω в табл. 3).

Выводы

Разработан алгоритм определения расхода ТГ для ГПА с учетом рабочей мощности ГТП и четырех ограничений параметров ГТП и ЦБН (N_{\min} , Q_{\min} , T_{\max} , ε_{\max}) (рис. 6).

Список литературы

1. Волков М. М., Михеев А. Л., Конев А. А. *Справочник работника газовой промышленности*. Москва: Недра, 1989. 286 с.
2. Михайлов А. К., Ворошилов В. П. *Компрессорные машины: учеб. для вузов*. Москва: Энергоатомиздат, 1989. 288 с.
3. Олійник Ю. А., Саприкін С. О. Визначення потужності приводу відцентрового нагнітача. *Питання розвитку газової промисловості України*. 2019. № 47. С. 163–169.

References (transliterated)

1. Volkov M. M., Miheev A. L., Konev A. A. (1989), *Spravochnik rabotnika gazovoy promyshlennosti* [Handbook of Gas Industry Employee], Nedra, Moscow, 286 p.
2. Mikhaylov A. K., Voroshilov V. P. (1989), *Kompressornye mashiny* [Compressor cars], Energoatomizdat, Moscow, 288 p.
3. Oleynik Yu. A., Saprykin S. A. (2019), "Vyznachennja potuzhnosti pryvodu vidcentrovogo nagnitacha [Determination of centrifugal supercharger drive power]", *Pytannja rozvytku gazovoi promyslovoosti Ukrainy* [Development of the gas industry of Ukraine], no 47, pp. 163–169.

Поступила (received) 17.10.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Олійник Юрій Анатолійович (Олейник Юрий Анатольевич, Oleynik Yuriy Anatolyevich) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, член-кореспондент Інженерної академії України, старший науковий співробітник відділу компресорних станцій, Український науково-дослідний інститут природних газів, Харків, Україна; e-mail: 12nauka12@gmail.com.

Саприкін Сергій Олексійович (Сапрыкин Сергей Алексеевич, Saprykin Sergey Alekseyevich) – кандидат технічних наук, академік Нафтогазової академії, академік-секретар секції «Нафтогазові технології» Інженерної академії України, провідний науковий співробітник відділу компресорних станцій, Український науково-дослідний інститут природних газів, Харків, Україна.

Науменко Світлана Петрівна (Науменко Светлана Петровна, Naumenko Svetlana) – старший викладач кафедри турбінобудування; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2825-8199>.