

УДК 621.515

В.П. ПАРАФЕЙНИК, А.В. СМИРНОВ, И.Н. ТЕРТЫШНЫЙ, А.Н. НЕФЕДОВ

Публичное акционерное общество «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», Украина

**АНАЛИЗ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГПА С ГАЗОТУРБИНЫМ ПРИВОДОМ
НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ АГРЕГАТА**

Проведен анализ влияния геометрии проточной части центробежного компрессора при заданной характеристике приводного газотурбинного двигателя газоперекачивающего агрегата газовой промышленности. Установлено, что при геометрических углах профиля лопаток рабочего колеса менее 32° обеспечивается совпадение проектного режима работы компрессора и оптимального режима работы агрегата, определяемого характеристиками двигателя и компрессора. Сформулированы требования к интегральной характеристике системы «компрессор-двигатель», обеспечивающей достижение оптимального режима работы агрегата.

Ключевые слова: компрессор, газотурбинный двигатель, агрегат, коэффициент полезного действия, режим работы.

Введение

На сегодняшний день для оценки энергетической эффективности агрегата, создаваемого на основе газотурбинного двигателя (ГТД) и центробежного компрессора (ЦК), применяется два показателя: эффективный коэффициент полезного действия (КПД) двигателя в составе агрегата и политропный КПД компрессора [1]. Однако для оценки газоперекачивающего агрегата (ГПА) как сложной энерготехнологической системы, в которой осуществляется двойное преобразование химической энергии топлива в потенциальную энергию давления транспортируемого газа, общепринятый интегральный показатель, учитывающий эффективность ГТД и ЦК, отсутствует.

Впервые понятие КПД агрегата с целью анализа энергетической эффективности газохолодильного агрегата в форме эксергетического КПД было представлено в работе [2]. Термодинамический анализ рабочих процессов блочно-комплектного газотранспортного оборудования (агрегатов и турбокомпрессорных установок), создаваемых на основе ГТД, с использованием эксергетического КПД в качестве интегрального критерия эффективности впервые был выполнен в работе [3]. В случае ГПА с однокорпусным ЦК и ГТД простого или регенеративного рабочего цикла, при отсутствии утилизации теплоты выхлопных газов с целью выработки пара, горячей воды, холода или электроэнергии, без учета затрат электроэнергии, составляющей при работе агрегата на магистраль менее 1% от мощности ГТД, целесообразно использовать понятие интегрального КПД агрегата в более простой форме $\eta_{\Sigma}^{\text{ГПА}} = \eta_e \cdot \eta_{\Pi}$, где

η_e – эффективный КПД привода в составе агрегата; η_{Π} – политропный КПД ЦК [4, 5]. Как известно [3, 5], показатель эффективности ГПА в таком виде не отвечает всем требованиям научно-методических основ термодинамического анализа и является до некоторой степени условным. Однако с использованием принятой зависимости можно анализировать эффективность ГПА, создаваемых, например, на базе ГТД и различных модификаций ЦК с одинаковыми конечными параметрами. Из анализа этой зависимости следует очевидный вывод о том, что интегральная энергоэффективность ГПА, а также диапазон эффективной работы агрегата прежде всего определяется эффективностью ГТД и ЦК.

Как известно, одной из особенностей характеристики турбокомпрессора $\eta_{\Pi} = f(N)$, как лопаточной машины, является наличие ярко выраженного оптимума, соответствующего его расчетной производительности. Зависимость $\eta_e = f(N)$ для ГТД имеет существенно иной характер (рис. 1, примечание: характеристика двигателя ДГ90Л2 представлена его разработчиком – Государственным предприятием НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев)).

Основной материал

В настоящей работе на примере анализа эффективности агрегатов типа ГПА-Ц-16, укомплектованных двигателями различного типа мощностью 16 МВт и ЦК с различным типом ПЧ разработки ПАО «Сумское НПО им. М.В.Фрунзе» и кафедры КВХТ СПбГПУ (г. С.-Петербург, Россия) [6, 7], рассмотрен вопрос выбора наиболее целесообразных режимов

работы агрегата в зависимости от геометрических характеристик проточной части (ПЧ) ЦК (табл. 1).

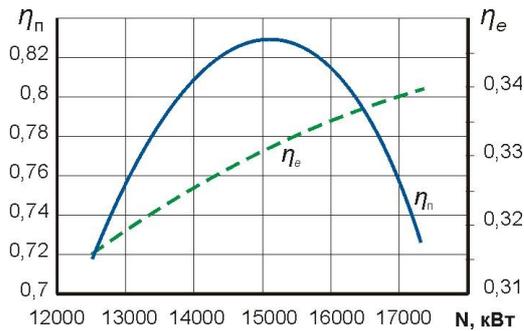


Рис. 1. Показатели эффективности компрессора НЦ-16/76-1,44 (ЦК-3) и ГТД ДГ90Л2 (ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» при $n_p = 5100$ об/мин:
— политропный КПД ЦК; - - эффективный КПД ГТД в составе агрегата

Анализ влияния геометрических параметров

ПЧ, в частности, лопаточной решетки рабочего колеса (РК) на характеристику ЦК выполнен на базе ступеней с различными геометрическими углами профиля лопатки на выходе из РК ($\beta_{л2} = 22,5 \div 52^0$), а также различным типом диффузоров в ступенях сжатия. Определение необходимой геометрии ПЧ, позволяющей обеспечить соответствие газодинамических характеристик ЦК современным требованиям, и является основной задачей данного исследования. Эти требования, в основном, сводятся к следующему: форма зависимости потребляемой мощности ЦК от расхода должна быть такова, чтобы экстремум функции $N = f(\bar{V}_H)$ (где \bar{V}_H – производительность ЦК по условиям на входе) соответствовал максимальному КПД компрессора и агрегата в целом, т.е. номинальной (расчетной) производительности ЦК при определенной характеристике эффективности ГТД [5, 8, 9].

Таблица 1

Основные геометрические характеристики ЦК агрегатов типа ГПА-Ц-16С

Геометрические характеристики	Модификации ЦК				
	ЦК-1	ЦК-2[6]	ЦК-3	ЦК-4[7]	ЦК-5[7]
Тип ПЧ ступеней	ЛД	БЛД	ЛД	БЛД	ЛД
Количество ступеней	2	2	2	1	1
D_2 , мм	835	835	835	940	940
b_2 , мм	62/55	–	62/55	36,7	36,7
$\beta_{л2}$, град	22,5	32,0	32,0	52,10	52,10
Z_{1-2}	11/11	–	15/15	18	18

Определяющее влияние на форму кривой $N = f(\bar{V}_H)$ оказывает крутизна напорной характеристики ступени. Для получения приближенных зависимостей $\varphi_{u_2} = f(\varphi_{r_2})$ при различных выходных углах лопаток РК ($\beta_{л2}$) в работе [8] была использована формула Стодолы $\varphi_{u_2} = k_z - \varphi_{r_2} \text{ctg} \beta_2$. Очевидно, что наибольшей крутизной обладают характеристики ступеней с низконапорными РК (например, с $\beta_{л2} = 22,5^0$) и по мере увеличения углов $\beta_{л2}$ зависимости $\varphi_{u_2} = f(\varphi_{r_2})$ становятся все более пологими (рис. 2). Учитывая, что внутреннюю мощность РК приближенно можно считать прямо пропорциональной произведению коэффициентов напора и расхода, на рис. 3 представлены приближенные зависимости относительной мощности $\bar{N} = N / N_{n_{max}}$ от φ_{r_2} . Причем $\bar{N} = N_{n_{max}}$ соответствует максимуму политропного КПД ступени.

Данные рис. 3 свидетельствуют о том, что экс-

тремум функции $\bar{N} = f(\varphi_{r_2})$ точно соответствует $\bar{N} = 1,0$ только для низконапорных РК (в нашем случае при $\beta_{л2} = 22,5^0$). В действительности это могут быть РК с $\beta_{л2}$, примерно, в диапазоне $15 \div 25^0$, при которых с увеличением расхода по сравнению с номиналом не отмечается рост мощности. При более высоких углах $\beta_{л2}$ (до $30 \div 32^0$) рост относительной мощности может быть небольшим (менее 3 – 5%) (рис. 3). В тоже время углы $\beta_{л2} = 48^0$ и выше неизбежно приводят к значительному росту относительной мощности при увеличении расхода [8]. Характер изменения зависимостей $\bar{N} = f(\varphi_{r_2})$ с учетом величины $\beta_{л2}$ связан, по-видимому, с различным влиянием степени реактивности РК на протекание рабочего процесса в ступени сжатия. В РК с большей степенью реактивности, преобразование большей части механической энергии, подводимой к данной ступени ЦК, в потенциальную энергию дав-

ления газа завершается, в основном, в РК, что и подтверждается характером кривой $\bar{N} = f(\varphi_{r_2})$ для $\beta_{л_2} = 22,5^0$ и, частично, 32^0 (рис. 3). В связи с этим можно предположить, что в агрегатах, использующих ЦК с низконапорными ступенями сжатия,

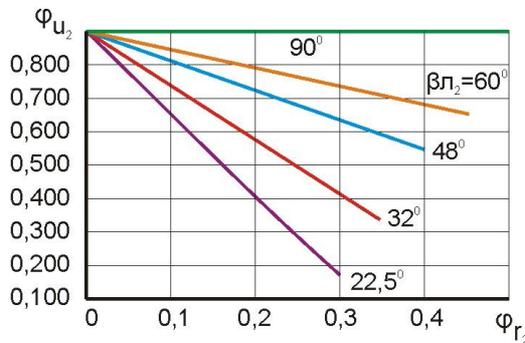


Рис. 2. Зависимость теоретического коэффициента напора от коэффициента расхода для различных типов РК

Приведенные выше результаты расчетно-теоретического анализа подтверждаются экспериментальными данными [8, 10]. На рис. 4 приведены характеристики вариантов модельных ступеней с лопаточными (ЛД) и безлопаточными диффузорами (БЛД) и низконапорными РК с цилиндрическими лопатками «насосного» типа ($\beta_{л_2} = 22,5^0$).

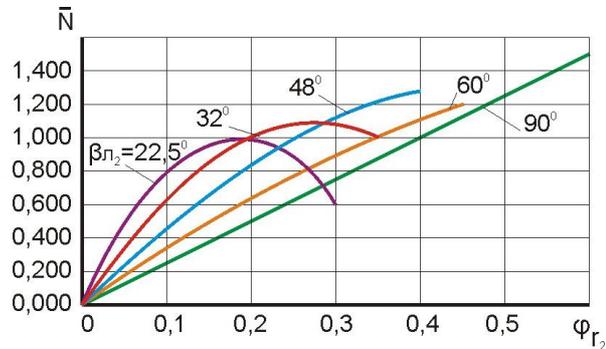
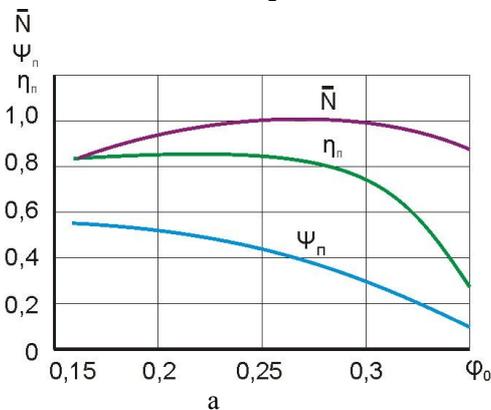


Рис. 3. Зависимость относительной внутренней мощности ступени ЦК от типа РК

Как видно из рисунка, форма кривых $\bar{N} = f(\varphi_0)$, полностью удовлетворяет требованиям, предъявляемым к ЦК, с точки зрения возможности достижения оптимального режима работы ступенями компрессора как с ЛД (рис. 4, а), так и с БЛД (рис. 4, б).

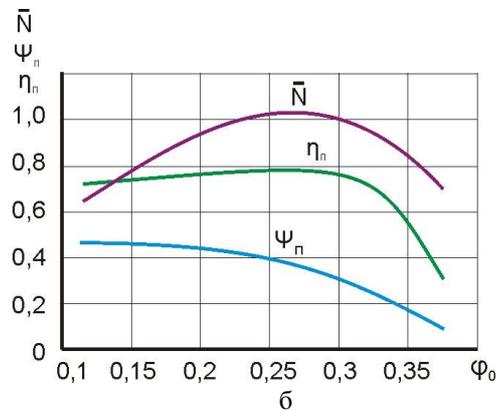


Рис. 4. Характеристики ступеней с низконапорными РК ($\beta_{л_2} = 22,5^0$): а – ЛД; $b_2/D_2 = 0,055$; $\alpha_3 = 15^0$; $b_3/b_2 = 1,25$; $D_4/D_2 = 1,37$; $M_{u_2} = 0,67$; б – БЛД; $b_2/D_2 = 0,075$; $b_3/b_2 = 1,0$; $D_4/D_2 = 1,554$; $M_{u_2} = 0,6$

При использовании РК большей напорности (например, РК с $\beta_{л_2} = 32^0$), имеется возможность приблизиться к выполнению требуемого условия, несмотря на то, что при использовании таких РК и ЛД ступень обладает неярко выраженным экстремумом функции $\bar{N} = f(\varphi_0)$ (рис. 5) по сравнению со ступенью, имеющей БЛД и РК с $\beta_{л_2} = 22,5^0$ (рис. 4, б).

В тоже время в ступенях ЦК, имеющих БЛД и

РК с углом $\beta_{л_2} = 48^0$, экстремум характеристики $\bar{N} = f(\varphi_0)$ отсутствует (рис. 6).

Таким образом, вышеприведенные результаты анализа с учетом характера зависимостей $\eta_{П}, \eta_e = f(N)$ (рис. 1) позволяют сделать вывод о том, что конструкция ПЧ компрессора, и прежде всего конструкция РК, будут оказывать определяющее влияние на достижение оптимальных режимов работы ГПА, создаваемого на основе ЦК и ГТД.

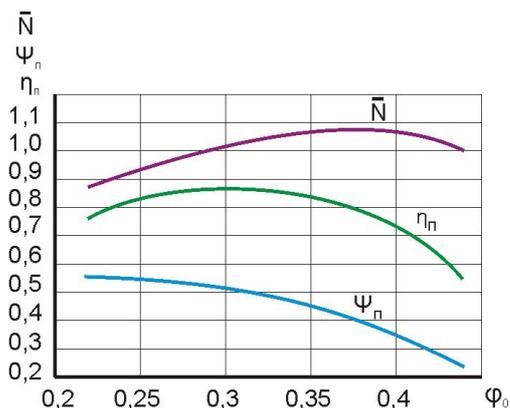


Рис. 5. Характеристики ступени сжатия с РК средней напорности:

$\beta_{л2} = 32^0$, ЛД, $b_2/D_2 = 0,078$, $\alpha_3 = 14^0$, $b_3/b_2 = 1,14$,
 $D_4/D_2 = 1,4$, $M_{u_2} = 0,6$

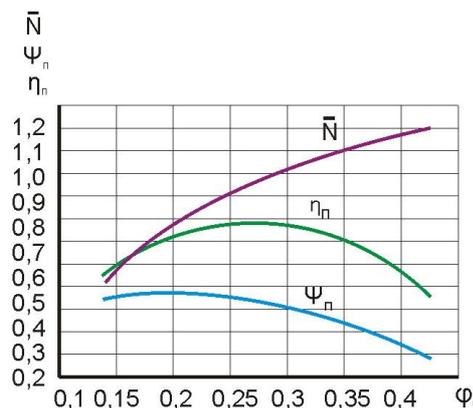


Рис 6. Характеристика ступени сжатия с РК, конструкция которой не обеспечивает оптимизацию параметров ЦК:

$\beta_{л2} = 48^0$, БЛД, $b_2/D_2 = 0,055$, $b_3/b_2 = 0,965$,
 $D_4/D_2 = 1,54$, $M_{u_2} = 0,5$, $M_{u_2} = 0,6$

Дальнейший анализ влияния компрессора на режимы работы агрегатов типа ГПА-Ц-16 производился с использованием характеристик ПЧ, основные геометрические характеристики которых представлены выше в табл. 1.

Компрессором ЦК-1 с РК, имеющим $\beta_{л2} = 22,5^0$, комплектовалась опытная партия агрегатов ГПА-Ц-

16/76-1,44 при его доводке. В связи с тем, что указанный агрегат создавался на основе двигателя НК-16СТ (НПО «Труд», г. Самара), для которого расчетное значение частоты вращения составляло 5200 об/мин, для дальнейшего анализа принят этот вариант ЦК с параметрами, полученными при указанном значении n_p (табл. 2).

Таблица 2

Параметры режимов работы различных модификаций ЦК и агрегатов типа ГПА-Ц-16С

	ЦК-1		ЦК-2		ЦК-3		ЦК-4		ЦК-5	
	Расч.	Опт.								
N, кВт	14230	14230	16300	16300	15065	15800	14850	15720	12500	14300
n_p , об/мин	5100		5300		5100		5100		5100	
π_K	1,44						1,25			
M, кг/с	268	268	293	293	260	297	376	421	300	373
Рассогл. по N, %	0		0		4,6		5,5		12,7	
η_{II} , %	84,5	84,5	83,40	83,40	83,0	82,7	82,22	81,72	85,0	83,41
η_e , %	32,65	32,65	33,62	33,62	33,09	33,42	32,98	33,39	31,56	32,70
$\eta_{\Sigma}^{ГПА}$, %	27,59	27,59	28,04	28,04	27,46	27,63	27,10	27,28	26,83	27,28
$G_{Т.Г.}$, кг/с	0,889	0,889	0,988	0,988	0,928	0,963	0,918	0,946	0,807	0,892
$\bar{G}_{Т.Г.}$	0,0033	0,0033	0,0034	0,0034	0,0036	0,0032	0,0024	0,0022	0,0027	0,0024
Рассогл. по $\bar{G}_{Т.Г.}$, %	0		0		9,5		8,2		11,1	

Компрессор ЦК-2 может быть создан на основе результатов НИР кафедры КВХТ С.-ПбГПУ. Характеристики такой ПЧ представлены в работе [6]. При использовании БЛД и в случае применения имеющегося корпуса компрессора его КПД соответствует показателям эффективности серийного образца компрессора НЦ-16/76-1,44. В тоже время ПЧ с БЛД обеспечивает высокую эффективность работы ЦК в более широком диапазоне режимов работы по срав-

нению с серийным образцом.

Проточная часть ЦК-3 применяется в серийном компрессоре НЦ-16/76-1,44, который получил широкое распространение при создании различных модификаций агрегатов типа ГПА-Ц-16, например, ГПУ-16/76-1,44, ГПА-Ц-16С/76-1,44, ГПА-Ц-16Л/76-1,44, а также была использована в качестве модельной ПЧ для компрессора агрегата типа ГПА-Ц-25 с двигателем НК-36СТ.

Проточные части компрессоров ЦК-4 и ЦК-5, на основе которых может быть создан агрегат типа ГПА-Ц-16С с одноступенчатым ЦК на конечное давление 7,45 МПа и $\pi_k = 1,25$ при $n_p = 5100$ об/мин, приняты для анализа на основе результатов исследований кафедры компрессоростроения ЛПИ им. М.И.Калинина [7]. Безразмерные характеристики $\eta_{пол} = f(\Phi_0)$ этих ПЧ представлены на рис. 7.

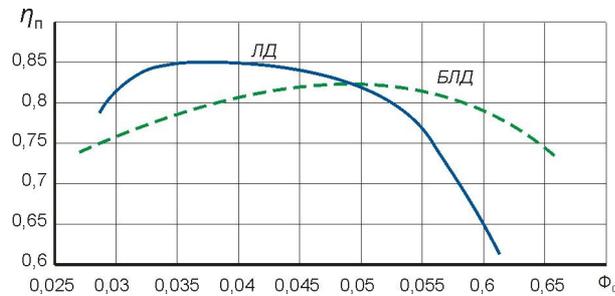


Рис. 7. Безразмерные характеристики ПЧ компрессоров типа ЦК-4 (---) и ЦК-5 (—) разработки кафедры КВХТ СПбГПУ (ЛПИ им. М.И.Калинина)

Как видно из рисунка, указанные ПЧ имеют высокую эффективность, а их использование для анализа интегральных характеристик ГПА представляет значительный интерес, так как выбранные ступени отличаются только схемой диффузоров. Геометрические размеры всех остальных элементов обоих ПЧ были приняты идентичными. Таким образом, для дальнейшего анализа интегральных характеристик и режимов работы ГПА было отобрано пять вариантов ПЧ с ЛД и БЛД, а диапазон изменения углов $\beta_{л2}$ в РК ступеней сжатия ЦК составил $22,5^\circ \div 52,1^\circ$. Это предоставило возможность детально проанализировать влияние геометрии ПЧ компрессора и, в частности, конструкции РК и схем диффузоров на характеристики совместной работы ЦК и ГТП в составе ГПА. Наиболее существенные показатели работы исследуемых ЦК в составе агрегатов типа ГПА-Ц-16 с двигателем ДГ90Л2 представлены в таблице 2, а результирующие графики зависимостей $\eta_{п}, \eta_{\Sigma}^{ГПА} = f(N)$ на рис. 8 и 9.

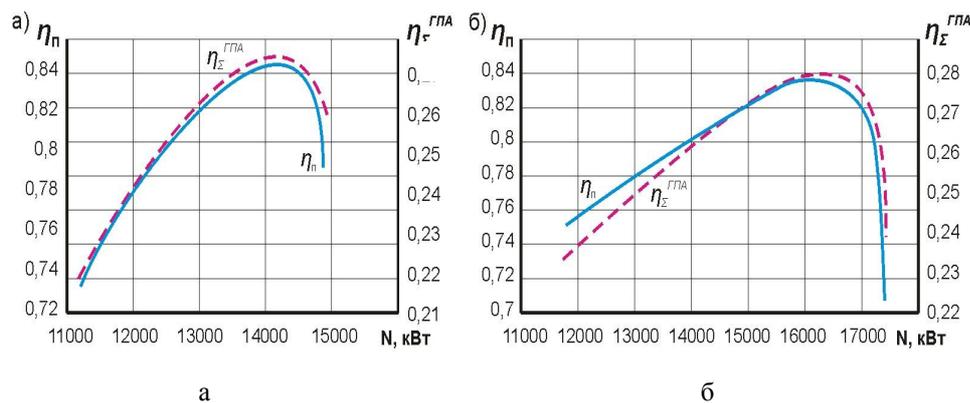


Рис. 8. Показатели эффективности компрессоров и агрегатов типа ГПА-Ц-16С (— политропный КПД ЦК, --- интегральный КПД ГПА): а – ЦК-1, $n_p = 5100$ об/мин, $\pi_k = 1,44$; б – ЦК-2, $n_p = 5300$ об/мин, $\pi_k = 1,44$

Анализируя параметры режимов работы компрессоров и агрегатов представленные в табл. 2, следует отметить, что наиболее характерной особенностью режимов работы ГПА и ЦК с различной геометрией ПЧ является то, что применение РК «компрессорного» типа ($\beta_{л2} > 32^\circ$) приводит к рассогласованию оптимальных режимов работы компрессора и агрегата. Это связано, как будет показано ниже, с тем фактом, что оптимальные режимы работы ГПА по величине интегрального КПД ($\eta_{\Sigma}^{ГПА}$) в случае применения ступеней ЦК большей напорности достигаются при более высокой мощности ГТП по сравнению с расчетным режимом. Увеличение мощности влечет за собой повышение мас-

совой производительности компрессора и расхода топливного газа в ГТД. При этом для достижения оптимального режима работы ГПА требуется форсирование работы двигателя. Следовательно, при проектировании ЦК под существующий ГТД или выборе основных характеристик вновь разрабатываемого двигателя под ГПА определенного назначения следует осуществлять согласование характеристик и анализ режимов работы обеих турбомашин (ЦК и ГТД) в составе ГПА с учетом режимов его работы в составе конкретной КС. В случае ГПА с ЦК-1, имеющего ПЧ с ЛД и РК с $\beta_{л2} = 22,5^\circ$, режимы работы, соответствующие $(\eta_{п})_{max}$ и $(\eta_{\Sigma}^{ГПА})_{max}$, совпадают с расчетной мощностью

ГТД и, соответственно, по значению массовой производительности ЦК (табл. 2, рис. 8, а). Совпадение оптимального и расчетного режимов работы ГПА наблюдается и для агрегата, укомплектованного ЦК-2 с ПЧ, спроектированной кафедрой КВХТ СПбГТУ [6] для модернизации ЦК агрегата ГПА-Ц-16/76-1,44 оснащенного БЛД (табл. 2, рис. 8, б). Следует отметить, что характеристики эффективности работы ЦК-2 и соответствующего ГПА представлены для $n_p = 5300$ об/мин. В связи с этим верхний уровень потребляемой мощности для компрессора превышает мощность ГПП для стандартных атмосферных условий, а уровень $(\eta_{\Sigma}^{\text{ГПА}})_{\text{max}}$ для агрегата с ЦК-2 несколько выше по сравнению с агрегатом, укомплектованным ЦК-1. Это не должно оказывать влияния на результаты анализа о влиянии ЦК на работу ГПА, так как в нашем случае величина критериев M_{u_2} и Re_{u_2} для ЦК-1 и ЦК-2 соответствует режимам автомодельности при работе компрессоров.

Для случая ГПА с ЦК-3 (РК с $\beta_{л_2} = 32^0$ и ЛД) совпадение проектного режима ЦК и оптимального режима работы ГПА не наблюдается (рис. 9, а). В частности, на рис. 9, а представлены результаты расчетного анализа величин $\eta_{\Sigma}^{\text{ГПА}}$ и η_{Π} , а выше в табл. 2 представлены другие режимные параметры компрессора и агрегата с ЦК-3 при $n_p = 5100$ об/мин. Как видно из представленных данных, оптимальный режим работы ГПА по величине $(\eta_{\Sigma}^{\text{ГПА}})_{\text{max}} = 27,6\%$, а $(\eta_{\Pi})_{\text{max}} = 82,7\%$ для компрессора соответствует $N = 15,8$ МВт. В тоже время для проектного режима ЦК при $(\eta_{\Pi})_{\text{max}} \approx 83\%$ мощность равна $\sim 15,0$ МВт, т.е. рассогласование

составляет около 4,5% (табл. 2, рис. 9, а). Этот результат качественно совпадает с ранее полученными данными эксергетического анализа об оптимальных режимах работы агрегатов типа ГПА-Ц-6,3А, ГПА-Ц-16 и ГПА-Ц-25, которые оснащались компрессорами с ПЧ, имевшими РК с $\beta_{л_2} = 32^0$ и ЛД [3]. В случае применения в конструкции ступеней РК, имеющих $\beta_{л_2} > 32^0$, в частности, при $\beta_{л_2} = 52,1^0$, степень рассогласования проектного режима работы ЦК и оптимального режима работы ГПА увеличивается даже при использовании БЛД в конструкции ПЧ (табл. 2, рис. 9, б).

Как показывает расчетный анализ, величина рассогласования оптимальных режимов компрессора ЦК-4 (РК с $\beta_{л_2} = 52,1^0$, БЛД) и соответствующего ГПА составляет 5,5%. Для агрегата, оснащенного ЦК-5 (РК с $\beta_{л_2} = 52,1^0$, ЛД) рассогласование по уровню мощности составляет 7,4%. Увеличивается также рассогласование по массовому расходу ЦК (для ЦК-4 величина $\Delta M = 45,0$ кг/с, для ЦК-5 $\Delta M = 48,0$ кг/с). Следовательно, для обеспечения оптимального режима работы агрегата с ЦК-4 его мощность должна увеличиться на 0,87 МВт, а для ГПА с ЦК-5 на 1,20 МВт. Работа ГПА на таких режимах потребует большего расхода топливного газа. В связи с этим представляют интерес данные о соотношении затрат топлива ($G_{\text{т.г.}}$, кг/с) и количества транспортируемого газа (M , кг/с), как более универсального показателя эффективности ГПА при его эксплуатации. Так для агрегата, оснащенного компрессором типа ЦК-5, относительный расход топливного газа ($\bar{G}_{\text{т.г.}} = G_{\text{т.г.}} / M$) при работе ГПА с оптимальным КПД будет ниже по сравнению с расчетным режимом на 11,1% (табл. 2).

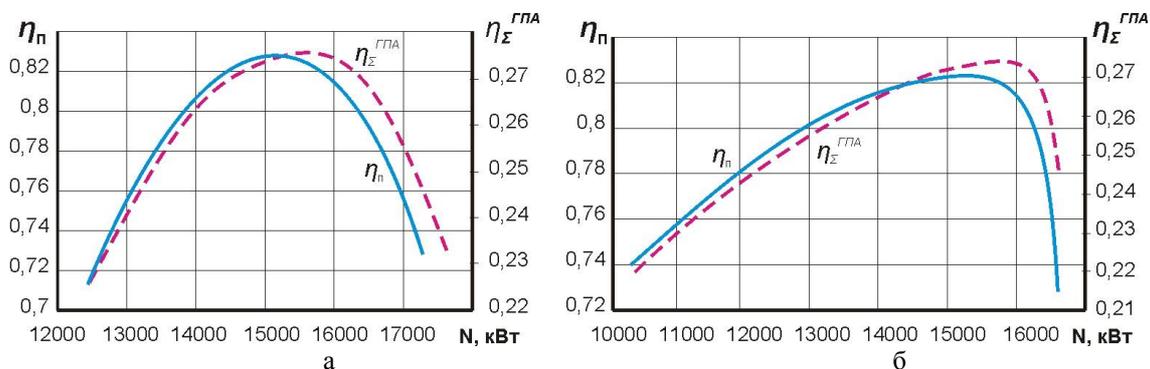


Рис. 9. Сопоставление КПД компрессора и интегрального КПД агрегата типа ГПА-Ц-16С (— политропный КПД ЦК, --- интегральный КПД ГПА):

а – ЦК-3, $n_p = 5100$ об/мин, $\pi_k = 1,44$; б – ЦК-4, $n_p = 5100$ об/мин, $\pi_k = 1,25$

Таким образом, на основании полученных данных можно заключить, что в случае применения ПЧ,

применяемых в ЦК-1 и ЦК-2, обеспечивается совпадение расчетного режима работы ЦК и оптимально-

го режима работы агрегата. В тоже время комплектация агрегатов компрессорами модификации ЦК-3 (РК с $\beta_{л2} = 32^0$ и ЛД), ЦК-4 (РК с $\beta_{л2} = 52,1^0$ и БЛД) и ЦК-5 (РК с $\beta_{л2} = 52,1^0$ и ЛД) сопровождается рассогласованием оптимальных режимов работы агрегатов и расчетных режимов работы компрессоров по значениям массовой производительности и, соответственно, по потребляемой мощности. Это означает, что для достижения оптимального режима работы агрегата необходимо иметь соответствующий запас мощности ГТД, а его эксплуатацию для обеспечения минимального расхода топлива целесообразно осуществлять при форсированных режимах работы ЦК, при которых его производительность будет превышать расчетное значение. Однако для реализации решения об эксплуатации агрегата на форсированных режимах при $(\eta_{\Sigma}^{ГПА})_{\max}$ требуется не только наличие соответствующего запаса мощности ГТД, но и применения в составе ГПА более совершенной системы автоматического управления и регулирования, (САУиР), которая должна реализовать алгоритм оптимального управления работой ГПА.

Следует отметить, что методический подход, использованный в настоящей работе для анализа совместных режимов работы ЦК и ГТД, пригоден и для газоперекачивающих агрегатов с другими типами приводов.

Результаты настоящего исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Анализ влияния геометрии проточной части ЦК и КПД двигателя на работу ГПА может осуществляться при наличии общепринятого критерия интегральной эффективности агрегата, который учитывает эффективность основных энергетических систем в составе турбоблока ГПА – компрессора природного газа и приводного ГТД.

2. В случае ГПА с ГТД простого или регенеративного рабочего цикла, без применения утилизации теплоты выхлопных газов для производства теплоты, холода или электроэнергии, в качестве интегрального критерия эффективности ГПА может быть принят $\eta_{\Sigma}^{ГПА}$, определяемый по зависимости $\eta_{\Sigma}^{ГПА} = \eta_e \cdot \eta_{П}$. С ее использованием можно осуществить анализ совместных режимов работы ЦК с различной геометрией ПЧ и ГТД в составе турбоблока ГПА.

3. При анализе работы ГПА определяющим, с точки зрения выбора наиболее экономичных режимов работы агрегата, является факт совпадения или рассогласования расчетного режима работы ЦК с

$(\eta_{П})_{\max}$ и оптимального режима работы агрегата. Оптимальным режимом совместной работы ЦК и ГТД является режим $(\eta_{\Sigma}^{ГПА})_{\max}$, который должен соответствовать режиму работы ЦК с требуемыми параметрами (расчетному режиму).

4. Применение ступеней ПЧ компрессора с низконапорными РК ($\beta_{л2} \leq 22,5 \div 32^0$) и БЛД в составе ступеней сжатия ЦК обеспечивает совпадение расчетного режима работы ЦК и оптимального режимов работы ГПА. Расчетный режим работы ГТД также должен соответствовать этим параметрам.

5. При использовании в конструкции ЦК ступеней сжатия РК «компрессорного» типа ($\beta_{л2} = 48 \div 52^0$ и более) не обеспечивается совпадение режимов работы ГПА и расчетного режима ЦК. Это относится к ПЧ как с ЛД, так и с БЛД в ступенях сжатия. При этом для одноступенчатого ЦК с $\beta_{л2} \geq 52,1^0$ и БЛД рассогласование по мощности между расчетным режимом работы агрегата типа ГПА-Ц-16 с двигателем ДГ90Л2 составляет около 5¼6%; при наличии ЛД в ступени ЦК рассогласование несколько увеличивается и достигает свыше 7,0%.

6. Эксплуатация ГПА на оптимальном режиме работы при комплектации агрегата ЦК с высоконапорными РК может быть реализована при наличии запасов мощности ГТД, а также более совершенной конструкции САУиР. Экономия топливного газа по величине его относительного расхода ($\bar{G}_{Т.Г.} = G_{Т.Г.} / M$) при работе ГПА на оптимальном режиме, созданного на основе двигателя ДГ90Л2, может достигать примерно 5,0÷7,0%.

Литература

1. Типовые технические требования к газотурбинным ГПА и их системам. – М.: СТО Газпром 2-3.5-138-2007; ООО «ВНИИгаз»; ОАО «Газпром», 2007. – 63 с.
2. Повышение эффективности использования газа на компрессорных станциях / В.А. Динков, А.И. Гриценко, Ю.Н. Васильев, П.М. Мужиливский. – М.: Недра, 1981. – 296 с.
3. Парафейник В.П. Научные основы совершенствования турбокомпрессорных установок с газотурбинным приводом: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.16 / В.П. Парафейник. – Х.: ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАНУ, 2009. – 41 с.
4. Соколов С.Г. Газоперекачивающие агрегаты с авиатрибом и способы повышения их эффективности: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.06 /

С.Г. Соколов. – М.: МИХМ, 1984. – 18 с.

5. Влияние характеристик центробежного компрессора на эффективность ГПА с газотурбинным приводом судового типа / В.П. Парафейник, А.Н. Нефедов, И.И. Тертышный, В.Н. Чобенко, А.Л. Лютиков // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2010. – № 3 (75). – С. 60-67.

6. Галеркин Ю.Б. К модернизации нагнетателей ГПА установкой новой проточной части с безлопаточными диффузорами / Ю.Б. Галеркин // *Потребители – производители компрессоров и компрессорного оборудования: труды 4-го международного симпозиума, 1998 г.* – СПб.: СПбГТУ, 1998. – С. 114-120.

7. Техническая информация о научно-исследовательской работе. Атлас унифицированных центробежных компрессорных ступеней конструкции ЛПИ / К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, В.П. Митро-

фанов [и др.]. – Л.: ЛПИ им. М.И. Калинина, 1981. – 300 с.

8. Евдокимов В.Е. К вопросу об оптимальной форме характеристики нагнетателя природного газа / В.Е. Евдокимов, Г.И. Богорадовский // *Турбины и компрессоры*. – 2001. – № 15 (2-2001). – С. 26-30.

9. Завальный П.Н. Повышение эффективности использования центробежных нагнетателей с газотурбинными установками в газотранспортных системах: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.12 / П.Н. Завальный. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 1998. – 19 с.

10. Евдокимов В.Е. О выборе типа диффузора при проектировании ЦКМ / В.Е. Евдокимов // *Турбины и компрессоры*. – 2001. – № 14 (1-2001). – С. 34-39.

Поступила в редакцию 27.05.2011

Рецензент: канд. техн. наук, доцент кафедры аэрокосмической теплотехники И.И. Петухов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

АНАЛІЗ РЕЖИМІВ РОБОТИ ГПА З ГАЗОТУРБІННИМ ПРИВОДОМ НА СТАДІЇ ПРОЕКТУВАННЯ АГРЕГАТА

В.П. Парафійник, А.В. Смірнов, І.М. Тертишний, О.М. Нефьодов

Виконано аналіз впливу геометрії проточної частини відцентрового компресора при заданій характеристиці приводного газотурбінного двигуна газоперекачувального агрегата газової промисловості. Установлено, що при геометричних кутах профіля лопатки робочого колеса менше 32° забезпечується збіг проектного режиму роботи компресора і оптимального режиму роботи агрегата, що визначається характеристиками двигуна і компресора. Сформульовано вимоги до інтегральної характеристики системи «компресор-двигун», яка забезпечує досягнення оптимального режиму роботи агрегата.

Ключові слова: компресор, газотурбінний двигун, агрегат, коефіцієнт корисної дії, режим роботи.

ANALYSES OF OPERATING CONDITIONS OF GPA WITH GAS TURBINE AT DESIGN STAGE

V.P. Parafejnik, A.V. Smirnov, I.N. Tertyshny, A.N. Nefyedov

The analyses of geometry influence of centrifugal compressor rotor bundle at specified characteristic of gas turbine engine of turbo-compressor of gas industry is made. It is established that at geometrical angles of impeller vanes shape less than 32° it is provided coincidence of design condition of compressor operation and optimum condition of package operation determined by characteristics of turbine and compressor. The requirements to integral characteristic of “compressor-turbine” system providing developing optimum operating conditions of package are stated.

Key words: compressor, gas turbine, package, efficiency, operating condition.

Парафейник Владимир Петрович – д-р техн. наук; ведущий научный сотрудник СКБ ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», Сумы, Украина, e-mail: tkm@frunze.com.ua.

Смирнов Андрей Витальевич – канд. техн. наук, главный конструктор, начальник СКБ ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», Сумы, Украина, e-mail: tkm@frunze.com.ua.

Тертышный Игорь Николаевич – инженер-конструктор отдела турбокомпрессоров СКБ ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», Сумы, Украина, e-mail: tkm@frunze.com.ua.

Нефедов Александр Николаевич – старший научный сотрудник отдела газодинамики, динамики и прочности СКБ ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», Сумы, Украина, e-mail: tkm@frunze.com.ua.