

<sup>1</sup> В. П. Парафейник, д-р техн. наук

<sup>1</sup> И. Н. Тертышный

<sup>1</sup> С. А. Прилипко

<sup>2</sup> А. А. Рябов

<sup>1</sup> ПАО «Сумское НПО», г. Сумы,  
e-mail: tkm@frunze.com.ua

<sup>2</sup> ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс»,  
г. Запорожье, e-mail:  
vnh@ivchenko-progress.com

**Ключові слова:** агрегат, компресор, ексергетичний аналіз, системна характеристика, ексергетичний ККД агрегату.

УДК 621.515

## ВЫБОР СИСТЕМНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОКОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ЕГО ЭФФЕКТИВНОСТИ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ НАТУРНЫХ ИСПЫТАНИЙ.

### Ч. IV. Анализ системной характеристики турбокомпрессорного агрегата типа ГПА-Ц-6,3А и возможность оптимизации режимов его работы на стадии проектирования

З використанням функціонального і функціонально-ексергетичного підходів, розрахункових та експериментальних даних ефективності відцентрового компресора і газотурбінного двигуна отримані системні характеристики агрегату ГПА-Ц-6,3А/56-1,45. Виконана верифікація розрахункової моделі термодинамічного аналізу робочого процесу блочно-комплектного турбокомпресорного агрегату лінійних компресорних станцій.

#### Введение

Турбокомпрессорные агрегаты (ТКА) типа ГПА-Ц являются сложными энергопреобразующими системами [1]. В представленной работе, впервые в отечественной литературе, представлены результаты системного анализа эффективности газотурбинного агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45, выполненного на основе расчетных и экспериментальных данных, полученных при испытаниях газотурбинного привода (ГТП), центробежного компрессора (ЦК), их вспомогательных систем, а также агрегата в целом [2, 3]. Результаты, полученные в настоящей работе с использованием системной характеристики, являются экспериментальным обоснованием основных положений методики термодинамического анализа рабочего процесса ТКА, изложенных ранее в работах [4, 5].

#### 1. Методический подход к термодинамическому анализу рабочего процесса агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 с целью построения его системной характеристики

При термодинамическом анализе энерготехнологической схемы вновь проектируемого агрегата одной из основных задач является получение интегрального критерия ее эффективности, а также выявление оптимального режима работы ТКА и ЦК на стадии проектирования агрегата. Как показывают ранее выполненные исследования, анализ эффективности рабочего процесса агрегата при разработке его энерготехнологической схемы и построение его системной характеристики можно выполнять на основе функционального или функционально-ексергетического подходов. При функциональном подходе системная характеристика агрегата определяется как [6]

$$\eta_{\Sigma}^{\text{ТКА}} = \eta_e^{\text{ГТД}} \cdot \eta_{\Pi}^{\text{ЦК}}, \quad (1)$$

где  $\eta_{\Sigma}^{\text{ТКА}}$  – интегральный КПД агрегата;  $\eta_e^{\text{ГТД}}$  – эффективный КПД газотурбинного двигателя (ГТД) с учетом потерь в газоздушном тракте агрегата;  $\eta_{\Pi}^{\text{ЦК}}$  – политропный КПД ЦК.

При функционально-ексергетическом подходе системная характеристика агрегата определяется с использованием зависимости [5, 7]

$$\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}} = [\lambda_I^{\text{ГТП}} \cdot \eta_{\text{ex}}^{\text{ГТП}} + (1 - \lambda_I^{\text{ГТП}})] \cdot \eta_{\text{ex}}^{\text{ЦК}}, \quad (2)$$

где  $\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}}$  – эксергетический КПД агрегата, определяемый с учетом основных и вспомогательных систем;  $\lambda_I^{\text{ГТП}}$  – доля располагаемой эксергии на входе в ГТП в общем потоке эксергии на входе в агре-

гат;  $\eta_{ex}^{ГТП}$  – эксергетический КПД ГТП, определяемый с учетом всех систем привода;  $\eta_{ex}^{ЦК}$  – эксергетический КПД ЦК как энергопотребляющей системы при компримировании газа.

Следует отметить, что с использованием зависимости (1) определяется эффективность рабочего процесса агрегата при функционировании только основных его элементов: ГТД и ЦК. Зависимость (2) оценивает эффективность рабочего процесса ТКА как сложной энерготехнологической системы (ЭТС), в которой происходят разнокачественные энергопреобразования, в т. ч. с подводом топливного газа (т.г.), электроэнергии, отводом теплоты, сжатого воздуха от ГТД и т. д., а не только выработка механической энергии в ГТД и ее преобразование в ЦК в процессе компримирования газа.

Анализ рабочего процесса агрегата и учет влияния отдельных систем на его эффективность выполняется на основе данных об эксергетических КПД, потерь эксергии ( $\Delta E_D$ ) и относительных потерь эксергии ( $\delta E_D$ ) [4, 5].

На основе ранее выполненных исследований можно отметить, что при совместной работе ГТП и ЦК в зависимости от особенностей газодинамической характеристики (ГДХ) компрессора возникает рассогласование между оптимальным режимом работы ТКА и оптимальным (проектным) режимом работы ЦК [8]. При этом величина эксергетического КПД агрегата при различных режимах работы в наибольшей степени зависит от эффективности ГТП, а степень рассогласования интегральных характеристик агрегата и ЦК по оптимальному (максимальному) значению КПД (при неизменных конструктивных характеристиках ГТД) определяется геометрией ПЧ компрессора.

## 2. Анализ эффективности работы агрегата и его основных функциональных элементов

Анализ эффективности рабочего процесса агрегата выполняется с использованием вышеприведенных зависимостей (1), (2) со следующими допущениями и условиями:

- температура циклового воздуха на входе в ГТД и технологического газа на входе в ЦК принимается равной 288 К;
- потери эксергии, вызванные тепловым взаимодействием между корпусом сжатия ЦК и окружающей средой, не учитываются;
- потери эксергии в технологическом контуре агрегата и отборы сжатого воздуха от осевого компрессора газогенератора ГТД на нужды ТКА не учитываются;
- теплота выхлопных газов (в.г.) ГТП не утилизируется;
- отбор мощности на привод электрогенератора собственных нужд агрегата не учитывается;
- т.г. для ГТД поступает от автономного источника.

Работа ЦК и его основных элементов (секции сжатия компрессора (ССК), аппарата воздушного охлаждения (АВО) осуществляется в широком диапазоне изменения массовой производительности ( $G_{кр}$ ), потребляемой мощности ( $N_{п}$ ), отношения давлений ( $\pi_k$ ) и частоты вращения ротора ( $n$ ).

Результаты расчетов по оценке эффективности рабочего процесса основных элементов и ТКА в целом, полученные на основе расчетных и экспериментальных данных, приведены в табл. 1. В таблице представлено также распределение абсолютных и относительных потерь эксергии, оказывающих непосредственное влияние на уровень эффективности рабочих процессов, реализуемых в отдельных элементах ТКА.

В основном функциональном элементе агрегата (ССК) при проектном режиме работы потери эксергии равны 715 кВт ( $\delta E_D = 3,44\%$ ) и 550 кВт ( $\delta E_D = 2,81\%$ ), а эксергетические КПД равны 89,3 и 91,0% для расчетной и экспериментальной характеристик соответственно. Различие в значениях КПД составляет 1,9% (относительных), что свидетельствует об удовлетворительном совпадении расчетной и экспериментальной характеристик секции сжатия.

Наименьший уровень относительных потерь эксергии наблюдается в АВО и равен 1,47 и 1,38% для расчетной и экспериментальной характеристик ССК соответственно, что обусловлено незначительным повышением температуры ( $\Delta T$ ) углеводородного газа (у.г.), составляющим для компрессора НЦВ-6,3/56-1,45 при  $\pi_k = 1,45$   $\Delta T = 32$  К и незначительными гидравлическими потерями в АВО. При этом величина коэффициента преобразования эксергии в АВО, характеризующего его эффективность как элемента системы [7], имеет значения 94,5 и 95,1% для расчетных и экспериментальных характеристик ССК соответственно. В связи с особенностями рабочего процесса АВО

(наличие недоохлаждения газа) в окружающую среду отводится не вся термическая составляющая потока эксергии, а только ее часть, равная 54–296 кВт, при различных режимах работы ЦК.

Таблица 1. Основные параметры и показатели эффективности работы агрегата и его элементов

Параметр		$G_{кг}^*$ , кг/с	$N_{II}^*$ , кВт	$\eta_{ex}$ , ( $\sigma_{ex}^{ABO}$ ), %	$\Delta E_D$ , кВт	$\delta E_D$ , %
Расчетная характеристика						
ССК	проектный	95	6410	89,3	715	3,44
	оптимальный*	94	6380	89,4	710	3,43
	АВО	95	80	(94,5)	305	1,47
ЦК	проектный	95	6410	84,6	1010	4,85
	оптимальный*	97	6470	84,9	1015	4,84
	ГТП		6410	31,1	14132	68,43
ТКА	проектный	95	6410	26,5	15300	73,4
	оптимальный*	100	6540	26,8	15750	73,3
Экспериментальная характеристика						
ССК	проектный	95	6125	91,0	550	2,81
	оптимальный	91	6000	91,5	525	2,69
	АВО	95	80	(95,1)	277	1,38
ЦК	проектный	95	6125	86,9	820	4,15
	оптимальный*	93	6070	87,1	810	4,10
	ГТП		6125	30,6	13760	68,76
ТКА	проектный	95	6125	27,1	14650	72,95
	оптимальный*	98	6225	27,2	14800	72,87

\* под оптимальным режимом работы агрегата и его элементов подразумевается режим, при котором достигается максимальное значение его эксергетического КПД.

Интегральные потери эксергии в ЦК с учетом ССК и АВО на проектном режиме работы по абсолютной величине  $\Delta E_D = 1010$  кВт ( $\delta E_D = 4,85\%$ ) и  $\Delta E_D = 820$  кВт ( $\delta E_D = 4,15\%$ ), а эксергетические КПД равны 84,6 и 86,9% для расчетной и экспериментальной характеристик ССК соответственно, т. е. расхождение в значении эксергетического КПД ЦК на проектном режиме, определяемого по расчетным и экспериментальным данным, составляет 2,6% (относительных).

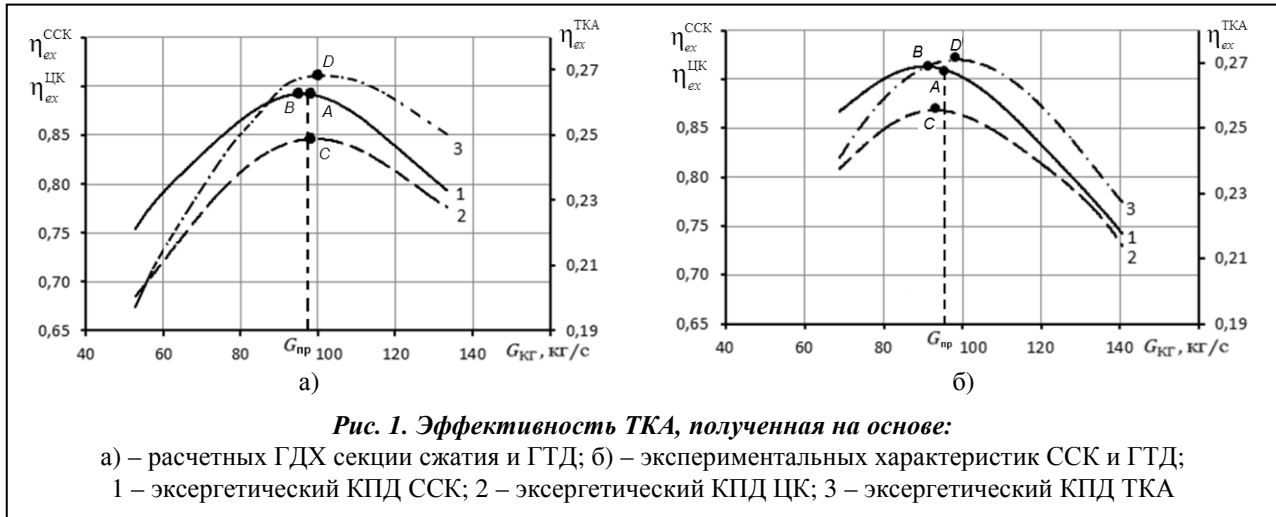
Наибольшие потери эксергии имеют место в ГТП ( $\Delta E_D = 14132$  кВт,  $\delta E_D = 68,43\%$ , табл. 1). Такой уровень потерь обусловлен особенностями рабочего процесса ГТД, для которого характерными являются потери в газогенераторе, а также рассеивание высокотемпературных в.г. после силовой турбины (СТ) в окружающей среде.

Сравнительный анализ эффективности рабочего процесса агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 с использованием системной характеристики и его основных функциональных элементов (ССК, ЦК) при различных режимах работы можно выполнить на основе данных табл. 1 и рис. 1.

Для проектного режима величина эксергетического КПД ССК составляет 89,3% (точка А, рис. 1, а) при  $G_{кг} = 95$  кг/с. Таким образом, наблюдается рассогласование между проектным режимом работы и оптимумом характеристики  $\eta_{ex}^{ССК} = f(G_{кг})$  (точка В, рис. 1, а). Величина  $(\eta_{ex}^{ССК})_{max} = 89,4\%$  при  $G_{кг} = 94$  кг/с. Рассогласование по массовому расходу равно 1,1%. Это является следствием недостатка метода моделирования, заложенного в основу проектирования компрессора, при котором для нового ЦК из имеющейся базы данных ГДХ выбирается ПЧ, имеющая характеристики, наиболее близкие к требуемым.

Характер зависимости  $\eta_{ex}^{ЦК} = f(G_{кг})$  определяется формой характеристики  $\eta_{ex}^{ССК} = f(G_{кг})$ . При этом значение КПД в оптимуме ( $(\eta_{ex}^{ССК})_{max} = 89,4\%$ , точка В, ) снижается на 4,5% и составляет  $\eta_{ex}^{ЦК} = 84,9\%$  (точка С, ), что обусловлено увеличением потерь эксергии на этом режиме до 1010 кВт.

Происходит также смещение оптимума  $\eta_{ex}^{ЦК} = f(G_{КГ})$  (точка С,) в область больших расходов относительно максимального КПД ССК (точка В) на величину  $\Delta G_{КГ} = 97-95=2$  кг/с (2,1%). Такой характер системной характеристики ЦК обусловлен перераспределением влияния различных потоков эксергии («термической» и «механической» составляющих) при различных режимах работы, особенностями ГДХ секции сжатия, а также влиянием характеристик технологического контура.



Весьма существенным является влияние ГТП на изменение зависимости  $\eta_{ex}^{ТКА} = f(G_{КГ})$  при анализе совместной работы ЦК и привода. При этом системная характеристика агрегата  $\eta_{ex}^{ТКА} = f(G_{КГ})$  имеет четко выраженный оптимум при  $G_{КГ}=100$  кг/с (табл. 1, точка D, рис. 1, а), когда  $\eta_{ex}^{ТКА}=26,8\%$ , т.е. форма системной характеристики ТКА зависит от ГДХ компрессора. Имеет место рассогласование характеристик при значениях  $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max}$  и  $(\eta_{ex}^{ЦК})_{max}$  по массовой производительности. По величине  $\Delta G_{КГ}$  рассогласование составляет 3,0%, а по значению потребляемой мощности 1,1 %. Рассогласование между проектным режимом работы компрессора (точка А, рис. 1, а) и оптимумом характеристики  $\eta_{ex}^{ТКА} = f(G_{КГ})$  (точка D, рис. 1, а) по  $\Delta G_{КГ}=100-95=5$  кг/с (5,0%), а по  $\Delta N_{П}=2,0\%$ . Данный результат является следствием применения в составе ПЧ компрессора рабочих колес (РК) с выходными углами  $\beta_{Л_2}=320$  и лопаточных диффузоров, что согласуется с данными работы [8].

При использовании экспериментальных характеристик ГТД и ГДХ секции сжатия (рис. 1, б) наблюдается аналогичный характер расположения кривых эффективности ССК, ЦК и ТКА. Проектному режиму работы компрессора ( $G_{КГ}=95$  кг/с) соответствует эксергетический КПД ССК 91,0% (точка А, рис. 1, б), оптимум  $\eta_{ex}^{ССК} = f(G_{КГ})$  достигает значения 91,5% при  $G_{КГ}=91$  кг/с (точка В, рис. 1, б). Рассогласованием между проектным и режимом, соответствующим  $(\eta_{ex}^{ССК})_{max}$  по величине  $\Delta G_{КГ}$  составляет 4,2%, что больше, чем аналогичный показатель для расчетной характеристики ССК. Это может быть связано как с особенностями рабочего процесса ступени ЦК с лопаточным диффузором, так и с несоблюдением режимов автоточности по величине критерия  $Re_{u_2}$  для участка ГДХ с массовой производительностью, меньшей проектного значения [2]. Максимальный эксергетический КПД ЦК равен 87,1% (точка С, рис. 1, б). Рассогласование между  $(\eta_{ex}^{ЦК})_{max}$  и  $(\eta_{ex}^{ССК})_{max}$  по  $\Delta G_{КГ}=93-91=2$  кг/с (2,2%). Оптимуму характеристики  $\eta_{ex}^{ТКА} = f(G_{КГ})$  соответствует значение  $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max}=27,2\%$  (точка D, рис. 1, б). При этом рассогласование между значениями  $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max}$  и  $(\eta_{ex}^{ЦК})_{max}$  по массовой производительности равно 5,1%, а по потребляемой мощности 2,5%. Таким образом, рассогласование

между проектным режимом работы компрессора (т. А, рис. 1, б) и оптимумом характеристики  $\eta_{ex}^{TKA} = f(G_{кГ})$  (точка D, рис. 1, б) по  $\Delta G_{кГ} = 98 - 95 = 3$  кг/с (3,1%), а по  $\Delta N_{п} = 1,6\%$ .

Из вышеприведенных данных следует, что при расчетных и экспериментальных ГДХ секций сжатия, а также ГТД наблюдается несовпадение оптимальных режимов работы ССК, ЦК и ТКА по массовой производительности и потребляемой мощности. Для расчетных характеристик рассогласование между проектным режимом работы компрессора и режимом работы агрегата для режима  $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$  составляет 5,0 и 2,0% по массовой производительности и потребляемой мощности соответственно. Согласно экспериментальным данным эти показатели соответственно равны 3,1 и 1,6%.. Различие в значениях рассогласования по  $\Delta G_{кГ}$  и  $\Delta N_{п}$  объясняется особенностями характеристик компрессора.

Различие в значениях анализируемых показателей между расчетными и экспериментальными данными обусловлено как отличием расчетных и экспериментальных ГДХ характеристик, так и тем, что набор оборудования в опытном и стендовом образце ТКА, использованном для стенда замкнутого контура (ЗК), несколько различаются по техническим характеристикам.

Данные, полученные в настоящей работе, позволяют проанализировать топливную эффективность ТКА на стадии проектирования. При этом в качестве показателя топливной эффективности агрегата можно принять коэффициент относительного расхода топливного газа ( $K_{тГ}$ ), определяемый с учетом напорной характеристики компрессора

$$K_{тГ} = \frac{G_{тГ}}{G_{кГ} \cdot \frac{\psi_{п}}{\psi_{п}^p}} = \frac{G_{тГ}}{G_{кГ} \cdot \bar{\psi}_{п}},$$

где  $G_{тГ}$  – расход т.г. в ГТД;  $\psi_{п}$  – текущее значение коэффициента политропного напора ССК;  $\psi_{п}^p$  – коэффициент политропного напора на расчетном режиме;  $\bar{\psi}_{п}$  – относительная величина коэффициента  $\psi_{п}$ .

Коэффициент  $K_{тГ}$  учитывает не только расход т.г., но и изменение напорной характеристики компрессора и в этом смысле может рассматриваться как системный параметр, характеризующий эффективность агрегата. Так, для агрегата с расчетными характеристиками ССК и ГТП максимальному значению эксергетического КПД агрегата, равному 26,8% (табл. 1), соответствует величина  $(K_{тГ})_{min} = 0,00422$ . Для экспериментальных характеристик ССК и ГТП величине  $(\eta_{ex}^{TKA})_{max} = 27,2\%$  (табл. 1) соответствует значение  $(K_{тГ})_{min} = 0,00415$ .

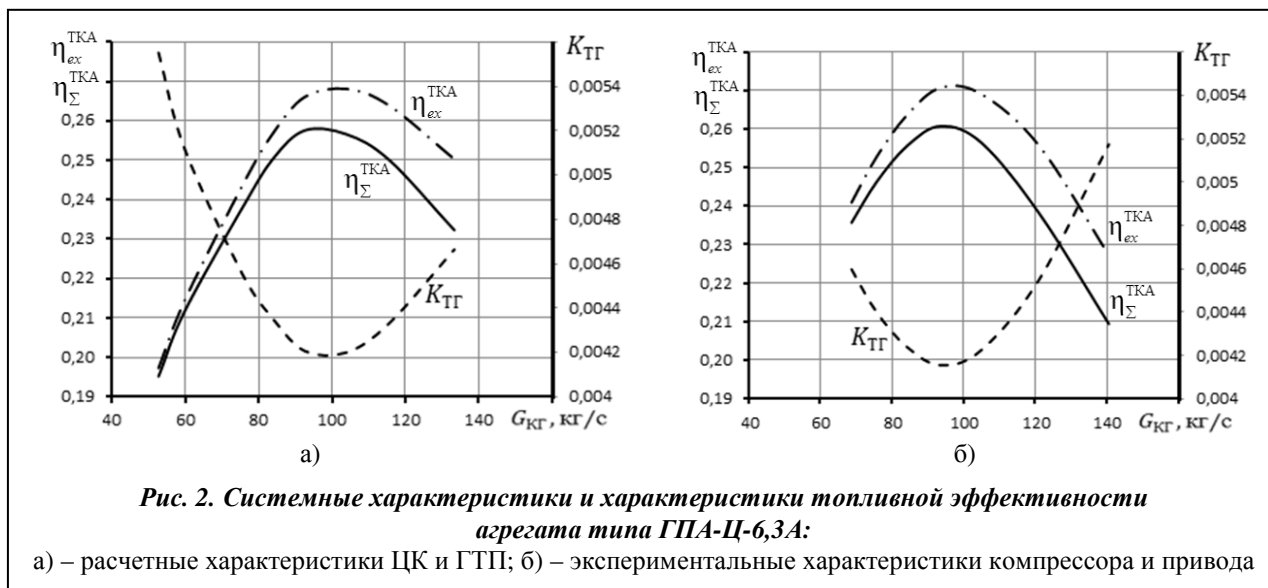
Результаты термодинамического анализа эффективности агрегата типа ГПА-Ц-6,3А, полученные на основе расчетных и экспериментальных данных, свидетельствуют об удовлетворительном совпадении системных характеристик, полученных различными методами. В частности, расхождение в значениях  $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$  при использовании расчетных и экспериментальных характеристик ССК и ГТД составляет 1,4% (относительных), а их рассогласование по  $\Delta G_{кГ} = 100 - 98 = 2$  кг/с (2,0%) и  $\Delta N_{п} = 6540 - 6225 = 315$  кВт (4,8%) для проектного режима ЦК.

Таким образом, результаты верификации расчетной модели для анализа эффективности ТКА подтверждают целесообразность ее использования в процессе проектирования агрегатов с однокорпусными ЦК у.г. Как показывает анализ, при устранении рассогласования на оптимальных режимах для системной характеристики ТКА и проектной характеристики ЦК возможно совмещение оптимумов. Это возможно за счет применения ПЧ с лопаточными диффузорами или безлопаточных диффузоров и РК с  $\beta_{л2} = 22,50$  [8].

### 3. Возможные способы выбора оптимального режима работы агрегата на основе анализа системных характеристик и критерия его топливной эффективности

Результаты, полученные при анализе особенностей работы ТКА с использованием системной характеристики, а также критерия его топливной эффективности, позволяют рассмотреть вопрос о возможных способах выбора оптимального режима его работы на стадии проектирования.

Системные характеристики агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 в зависимости от массовой производительности компрессора, полученные на основе расчетных и экспериментальных данных, показаны на рис. 2. Там же представлена зависимость  $K_{ТГ} = f(G_{КГ})$  при проектной частоте вращения  $n_{СТ}(n_{ЦК}) = 8200$  об/мин.



Как видно из рис. 2, значения  $\eta_{ex}^{ТКА} > \eta_{\Sigma}^{ТКА}$  во всем диапазоне изменения  $G_{КГ}$ . Это связано с природой эксергетического КПД. Также наблюдается смещение значения оптимума в характеристике  $\eta_{\Sigma}^{ТКА} = f(N_{П}, G_{КГ})$  относительно оптимума  $\eta_{ex}^{ТКА} = f(N_{П}, G_{КГ})$  по  $\Delta G_{КГ} = 4,0\%$  и  $\Delta G_{КГ} = 3,4\%$  для расчетных и экспериментальных характеристик ССК. Это является следствием влияния состава оборудования на стадии проектирования серийного агрегата и испытаний стендового образца ГПА на стенде ЗК при различных подходах в определении КПД элементов, а также КПД агрегата.

Из рис. 2 также видно, что интегральный критерий топливной эффективности, представленный в виде зависимости  $K_{ТГ} = f(G_{КГ})$ , имеет ярко выраженный оптимум по  $(K_{ТГ})_{\min}$ , соответствующий оптимальному режиму работы агрегата по  $(\eta_{ex}^{ТКА})_{\max}$ .

Исходя из системного подхода к анализу эффективности агрегата в широком диапазоне режимов его работы, целесообразно использовать функционально-эксергетический подход.

Возможными способами воздействия на системную характеристику агрегата с целью достижения оптимального режима его работы и, следовательно, согласованности работы ГТД и ЦК для достижения наибольшей экономичности работы могут быть следующие: регулирование параметров ГТД; совершенствование ПЧ компрессора; применение средств регулирования ступеней сжатия ЦК.

Наиболее простым способом воздействия на характеристику ГТД и агрегата является изменение числа оборотов  $n_{СТ}$ . На рис. 2 показано, что рассогласование между значениями  $(\eta_{ex}^{ССК})_{\max}$  и  $(\eta_{ex}^{ТКА})_{\max}$  по массовому расходу при использовании экспериментальных характеристик ЦК и ГТД составляет 7,1% при  $n_{СТ} = 8200$  об/мин. Влияние изменения величины  $n_{СТ}$  в диапазоне  $(0,7 \dots 1,05)n_{ном}$  на величину рассогласования представлено в табл. 2.

**Таблица 2. Рассогласование оптимумов характеристик ССК и ТКА при различных оборотах роторной системы агрегата**

$n_{CT}$ , об/мин	5740	6150	6560	6970	7380	7790	8200	8610
$(\eta_{ex}^{ССК})_{max}$ , %	91,5	91,5	91,5	91,5	91,5	91,5	91,5	91,5
$(\eta_{ex}^{ТКА})_{max}$ , %	19,37	20,98	22,44	23,78	25,77	26,55	27,15	27,55
$\Delta G_{КГ}$ , %	4,9	4,7	6,1	5,5	6,3	7,2	7,1	6,1

Как видно из табл. 2, при изменении  $n_{CT}$  изменяется величина значений КПД и положение точки оптимума характеристик  $\eta_{ex}^{ТКА} = f(G_{КГ})$  и  $\eta_{ex}^{ССК} = f(G_{КГ})$  по  $G_{КГ}$ . Однако в изменении величины рассогласования по величине  $\Delta G_{КГ}$  определенной закономерности не наблюдается. Кроме того, с увеличением  $n_{CT}$  величина рассогласования по величине  $\Delta G_{КГ}$  остается весьма значительной. Это свидетельствует о невозможности его устранения путем изменения  $n_{CT}$  при неизменной характеристике двигателя  $\eta_e(\eta_{ex}) = f(N_{II})$ .

В связи с этим решение вопросов, связанных с управлением характеристикой  $\eta_e(\eta_{ex}) = f(N_{II})$  ГТД при его работе в составе ТКА, обусловлено необходимостью внедрения в конструкцию двигателя средств механизации проточной части как в составе газогенератора, так и в составе СТ. В частности, для воздействия на системную характеристику агрегата целесообразно было бы в конструкции СТ двигателя предусмотреть регулируемый входной направляющий аппарат.

Как известно, эксплуатируемые в составе ТКА отечественные ГТД, полученные путем конвертирования авиационных и судовых двигателей, не обеспечены такими средствами механизации. Таким образом, требуются совместные усилия разработчиков агрегата и ГТД в части системного решения задачи оптимизации характеристик ТКА и согласования режимов работы ЦК и ГТД на стадии осуществления предпроектных НИР и ОКР.

Ранее в работе [8] показано, что геометрия ПЧ компрессора оказывает непосредственное влияние на рассогласование режимов работы элементов системы «ГТП – ЦК». Выше отмечалось, что применение РК ступеней сжатия ЦК с выходными углами лопаток  $\beta_{л_2} < 300$  в сочетании с лопаточными или безлопаточными диффузорами в конструкции ЦК обеспечивает совпадение  $(\eta_{ex}^{ЦК})_{max}$  и  $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max}$  по  $\Delta G_{КГ}$  и  $\Delta N_{II}$  [8]. Однако такой подход иногда требует создания не только новых ПЧ, но и корпуса компрессора, т.е. возникает необходимость создания нового ЦК. Комплектация ПЧ компрессора РК с  $\beta_{л_2} > 300$  и лопаточными диффузорами, как видно на примере ЦК агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45, приводит к рассогласованию системной характеристики ТКА и характеристики  $\eta_{ex}^{ЦК} = f(N_{II}, G_{КГ})$ , что также снижает топливную эффективность агрегата. В то же время в случае проектирования сменных ПЧ, количество ступеней которых ограничено габаритными размерами существующих корпусов ЦК, возникает необходимость применения высоконапорных ступеней сжатия с  $\beta_{л_2} = 480$  и более. В первую очередь такая задача возникает при реконструкции действующих агрегатов на головных КС магистральных газопроводов при истощении эксплуатируемого месторождения. В связи с этим применение ПЧ с использованием регулируемых направляющих аппаратов на входе в ступень совместно с регулируемыми лопаточными диффузорами, как свидетельствуют литературные данные [9], может быть эффективным способом управления ГДХ компрессора с целью достижения оптимальных режимов работы агрегата. Однако это требует проведения специальных научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ. Применительно к многоступенчатым ЦК высокого давления для газовой и нефтяной промышленности их создание является весьма сложной задачей, т. к. связано с необходимостью обеспечения надежной работы оборудования. Кроме того, требуется создание соответствующих алгоритмов управления САУ и Р агрегата, а также освоение соответствующих программно-технических средств их реализации.

## Выводы

В настоящей работе с использованием функционального и функционально-энергетического подходов, а также расчетных и экспериментальных данных получены системные характеристики агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 и выполнен анализ его эффективности. Полученные данные позволяют сделать следующие выводы:

1. Интегральный показатель эффективности агрегата на проектном режиме при функциональном подходе к построению системной характеристики агрегата составляет 25,8%, а при функционально-энергетическом  $\eta_{ex}^{ТКА} = 26,5\%$ . При этом эффективность газотурбинного привода ( $\eta_{ex}^{ГТД}$ ) составляет 31,1%,  $\eta_{ex}^{ЦК}$  компрессора достигает значения 84,6%, а коэффициент преобразования энергии в АВО составляет 94,5%.

2. Установлено, что в анализируемом агрегате имеется существенное расхождение между системной характеристикой  $\eta_{ex}^{ТКА} = f(G_{КТ})$  и характеристикой компрессора  $\eta_{ex}^{ЦК} = f(G_{КТ})$ . Из-за несогласования указанных характеристик, величина которого по массовой производительности компрессора составляет 3–5 кг/с (3,1–5,0% от проектного значения) для экспериментальной и расчетной характеристик ЦК соответственно), возникает перерасход топливного газа в ГТД при работе агрегата. Потери топлива по величине коэффициента топливной эффективности  $K_{ТГ}$  достигают величины 1,8% (абсолютных), что соответствует перерасходу топливного газа 0,3 млн  $\text{м}^3/\text{год}$ . Указанный недостаток в работе агрегата обусловлен особенностями ПЧ его компрессора, при которых не удается оптимальным образом согласовать характеристики ЦК и ГТД по режимам их работы в составе агрегата.

3. Результаты натурных испытаний агрегата, выполненные на стенде замкнутого контура ПАО «Сумское НПО», позволили получить экспериментальные характеристики ЦК и ГТД. Это обеспечивает верификацию расчетной модели для термодинамического анализа рабочего процесса ТКА для линейных КС магистральных газопроводов с однокорпусным ЦК. При этом различие в значениях  $(\eta_{ex}^{ТКА})_{\max}$  системной характеристики, полученной с использованием расчетных и экспериментальных данных для ЦК и ГТД, составляет около 1,5% (относительных). Полученные результаты обеспечивают необходимую точность решений при проектировании ТКА.

4. Результаты, полученные в ранее выполненных, а также в настоящей работе, позволяют сформулировать общие направления НИР и ОКР по совершенствованию конструкции газотурбинных агрегатов за счет совершенствования ЦК, ГТД, а также САУ и Р агрегата, реализующей более эффективные алгоритмы управления работой основных элементов и агрегата в целом с целью оптимизации режимов работы ТКА на стадии его проектирования. В частности, для агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 оптимизация обеспечивается при использовании нового ЦК, имеющего РК с  $\beta_{Л_2} < 300$  и безлопаточные диффузоры в составе его проточной части, а также серийные ГТД, АСУ и Р.

## Заключение

С учетом вышеприведенного и ранее полученных данных [1–3] можно сформулировать следующие заключительные положения:

1. На примере агрегата типа ГПА-Ц-6,3А мощностью 6,3 МВт для ЛКС магистральных газопроводов, дожимных КС и станций подземных хранилищ газа рассмотрены некоторые методологические особенности создания блочно-комплектного компрессорного оборудования; особенности конструкции агрегата, созданного на основе ГТД типа Д-336 конструкции ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс» (завод-изготовитель АО «Мотор-Сич») и ЦК типа НЦВ-6,3 конструкции СКБ ПАО «Сумское НПО», а также результаты его натурных испытаний.

2. Экспериментальные данные подтверждают достаточно высокий уровень эффективности ЦК и ГТД, КПД которых на расчетном режиме работы агрегата при стандартных атмосферных условиях  $\eta_{П} = 85\%$  и  $\eta_{e} = 31\%$  соответственно.

3. На основе ранее выполненного исследования в области термодинамического анализа рабочего процесса блочно-комплектных ТКА [4, 5] и экспериментальных данных в настоящей работе получены системные характеристики агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 на основе двух подходов к оценке



эффективности ТКА: функционального, при котором  $\eta_{\Sigma}^{\text{TKA}} = 25,8\%$ ; функционально-энергетического, при котором  $\eta_{\text{ex}}^{\text{TKA}} = 26,5\%$  на проектном режиме работы. При этом в обоих случаях имеется расхождение между оптимальным режимом работы агрегата, при котором достигается  $(\eta_{\text{ex}}^{\text{TKA}})_{\text{max}}$ , и проектным режимом работы ЦК. Указанные расхождения обусловлены использованием рабочих колес с  $\beta_{\text{Л}_2} = 320$  и лопаточных диффузоров в ступенях ЦК.

4. Впервые в отечественной литературе показано влияние ГТД и ЦК на формирование системной характеристики ТКА с ГТП. Обосновано преимущественное влияние характеристики  $\eta_e = f(N_{\text{П}})$  двигателя на уровень  $(\eta_{\Sigma}^{\text{TKA}})_{\text{max}}$  и  $(\eta_{\text{ex}}^{\text{TKA}})_{\text{max}}$ , а также характеристик ЦК  $\eta_{\text{П}}^{\text{ЦК}}, \eta_{\text{ex}}^{\text{ЦК}} = f(N_{\text{П}})$  на форму системной характеристики агрегата и положение режимной точки оптимума по массовой производительности агрегата.

5. С использованием экспериментальных данных об эффективности ЦК и ГТД выполнена верификация расчетной модели для термодинамического анализа рабочего процесса блочно-комплектного ТКА для ЛКС, оснащенного однокорпусным ЦК. Показано, что несовпадение  $(\eta_{\text{ex}}^{\text{TKA}})_{\text{max}}$  по массовой производительности для системной характеристики ТКА, построенной на основе расчетных данных об эффективности ССК и ГТД, а также аналогичных экспериментальных данных, составляет 2,0% (относительных), что обеспечивают требуемую точность параметров при проектировании ТКА.

6. Впервые получена аналитическая зависимость для определения коэффициента топливной эффективности ( $K_{\text{ТГ}}$ ) газотурбинного агрегата с ЦК, имеющего проточную часть с определенной напорностью. Установлено совпадение оптимумов характеристик  $\eta_{\text{ex}}^{\text{TKA}} = f(G_{\text{КГ}})$  и  $K_{\text{ТГ}} = f(G_{\text{КГ}})$  по  $(\eta_{\text{ex}}^{\text{TKA}})_{\text{max}}$  и  $(K_{\text{ТГ}})_{\text{min}}$  соответственно.

7. Определены основные направления совершенствования системных характеристик газотурбинных ТКА: путем повышения  $\eta_e$  ГТД, а также согласования режимов работы ГТД и ЦК в процессе алгоритмизации характеристик и реализации их в САУ и Р с целью достижения  $(\eta_{\text{ex}}^{\text{TKA}})_{\text{max}}$ ; выбор оптимальной по эффективности ПЧ компрессора; создание более совершенных алгоритмов работы САУ и Р, реализация которых может обеспечить согласование системной характеристики и проектной характеристики ЦК по  $(\eta_{\text{ex}}^{\text{TKA}})_{\text{max}}$  для достижения  $(K_{\text{ТГ}})_{\text{min}}$ .

## Литература

1. *Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний.* Ч. I. Состояние вопроса и объекты исследования / В. П. Парафейник, Н. С. Щербаков, А. А. Рябов, В. В. Шевчук, В. Н. Разношинский, И. Н. Тертышный, С. А. Прилипко // Пробл. машиностроения. – 2016. – Т. 19, № 4. – С. 12–18.
2. *Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний.* Ч. II. Методологические подходы к созданию блочно-комплектных турбокомпрессорных агрегатов для компрессорных станций газовой промышленности / В. П. Парафейник, Н. С. Щербаков, А. А. Рябов, В. В. Шевчук, В. Н. Разношинский, И. Н. Тертышный, С. А. Прилипко // Пробл. машиностроения. – 2017. – Т. 20, № 1. – С. 3–11.
3. *Выбор системной характеристики турбокомпрессорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний.* Ч. III. Исследование эффективности основных систем турбокомпрессорного агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 по результатам его натурных испытаний / Н. С. Щербаков, В. П. Парафейник, А. А. Рябов, В. В. Шевчук, В. Н. Разношинский, И. Н. Тертышный, С. А. Прилипко // Пробл. машиностроения. – 2017. – Т. 20, № 2. – С. 11–18.
4. *Вопросы термодинамического анализа эффективности рабочего процесса дожимных газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом.* Ч. I. / И. Н. Тертышный, С. А. Прилипко, Е. А. Мирошниченко, В. П. Парафейник // Пробл. машиностроения. – 2015. – Т. 18, № 4/1. – С. 9–17.
5. *Вопросы термодинамического анализа эффективности рабочего процесса дожимных газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом.* Ч. II. / И. Н. Тертышный, С. А. Прилипко, В. П. Парафейник // Пробл. машиностроения. – 2016. – Т. 19, № 2. – С. 10–18.

6. Соколов С. Г. Газоперекачивающие агрегаты с авиаприводом и способы повышения их эффективности: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / С. Г. Соколов. – М.; 1984. – 18 с.
7. Парафейник В. П. Научные основы совершенствования турбокомпрессорных установок с газотурбинным приводом: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук / В. П. Парафейник. – Харьков, 2009. – 41 с.
8. К вопросу оптимизации геометрии проточной части центробежных компрессоров природного газа / В. П. Парафейник, А. Н. Нефедов, В. Е. Евдокимов, И. Н. Тертышный // Компрес. техника и пневматика. – 2012. – № 2. – С. 10–17.
9. Бондаренко Г. А. Метод оптимизации газодинамических характеристик осерадиальной компрессорной ступени со входным регулирующим аппаратом / Г. А. Бондаренко, И. В. Юрко // Вісн. НТУ «ХП». Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків: НТУ «ХП». – 2013. – № 14(988). – С. 49 – 53.

Поступила в редакцію 08.08.17

<sup>1</sup> В. П. Герасименко, д-р техн. наук

<sup>2</sup> М. Ю. Шелковский

<sup>1</sup> Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков,

e-mail: boyko@d2.khai.edu

<sup>2</sup> ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»

г. Николаев, e-mail:

maikl.shelkovsky@gmail.com

УДК 62.438

## ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ГАЗОТУРБИНОЙ ТЕХНИКИ НА ОСНОВЕ ДОСТИЖЕНИЙ В АВИАЦИОННОМ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ (к 100-летию со дня рождения В. Н. ЕРШОВА)

*Розглянуто вагомий внесок в удосконалення компресорів наукових шкіл, заснованих академіком Г. Ф. Проскурою та його учнем – заслуженим працівником вищої освіти України, доктором технічних наук професором Володимиром Миколайовичем Єршовим. Показано, що коефіцієнт швидкохідності є досить зручною ознакою розпізнавання типу і оптимальної форми робочого колеса компресора, насоса, вентилятора для забезпечення його максимального ККД, необхідного напору та витрати повітря.*

**Ключові слова:** компресор, ККД, коефіцієнт швидкохідності, подовження лопаток.

В условиях «термогазодинамического насыщения» в оптимизации газогенераторов авиационных ГТД, работающих по простому циклу, в отличие от их наземного применения, где улучшение топливной экономичности чаще всего получают за счет использования комбинированных схем, перспективным направлением развития является повышение их эффективности путем усовершенствования турбомашин с ростом КПД. Наглядным тому примером являются весомые вклады в такое направление научных школ, созданных академиком Г. Ф. Проскурой и его учеником – заслуженным работником высшего образования Украины, доктором технических наук, профессором Владимиром Николаевичем Ершовым.

За последние 10–20 лет сотрудниками Института проблем машиностроения НАН Украины, продолжателями школы, основанной Г. Ф. Проскурой, проводились работы по усовершенствованию аэродинамики паровых и газовых турбин путем трехмерного аэродинамического моделирования лопаточных венцов, предложенного им еще в 1954 году. Несколько позже в Харьковском авиационном институте под руководством В. Н. Ершова начали проводиться интенсивные аэродинамические исследования по аэродинамике осевых компрессоров для нужд авиационной промышленности и частично для энергетического и судового газотурбостроения. Первым важным результатом этих исследований стало издание его монографии по проблеме газодинамической неустойчивости компрессоров, в частности вращающемуся срыву, перевод которой на английском языке «Unstable Conditions of Turbodynamics. Rotating Stall». U.S. Air Force Foreign Technology Division Translation FTD-MT-24-04-71, 1971 способствовал ознакомлению с этими результатами специалистов мировой научной общественности. Кроме монографии и докторской диссертации по данной проблеме, под его руководством было защищено около десяти кандидатских диссертаций. Практически параллельно с

© В. П. Герасименко, М. Ю. Шелковский, 2017