

УДК 621.515

ВОЗМОЖНОСТЬ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ АНАЛИЗА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИХ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Тертышный И.Н., Парафейник В.П., докт. техн. наук

ПАО «Сумское НПО», ул. Горького 58, Сумы, 40004, Украина

З використанням експериментальних даних ефективності відцентрового компресора і газотурбінного двигуна в складі агрегату типу ГПА-Ц-6,3А виконаний аналіз ефективності робочого процесу. На цій основі отримані системні характеристики агрегату і рекомендації щодо можливості підвищення енергоефективності газотурбінних агрегатів.

С использованием экспериментальных данных об эффективности ЦК и ГТД в составе агрегата типа ГПА-Ц-6,3А выполнен анализ эффективности его рабочего процесса. На этой основе получены системные характеристики агрегата и рекомендации о возможности повышения энергоэффективности газотурбинных ТКА.

Using the experimental data on efficiency of centrifugal compressor and gas turbine engine being a part of the package GPA-C-6,3A the efficiency analysis of its working process is made. Based on it the package system characteristics and the recommendations to increase energy efficiency of gas turbine TCA are obtained.

Библ. 11, рис. 3, табл. 2.

Ключевые слова: турбокомпрессорный агрегат, центробежный компрессор, эксергетический метод, системная характеристика.

η – КПД;

λ – доля располагаемой эксергии;

$G_{\text{кг}}$ – массовый расход, кг/с;

$N_{\text{п}}$ – мощность, кВт;

$\Delta E_{\text{д}}$ – потери эксергии в элементах;

$\delta E_{\text{д}}$ – относительные потери эксергии;

АВО – аппарат воздушного охлаждения;

ГТД – газотурбинный двигатель;

ГТП – газотурбинный привод;

ЗК – замкнутый контур;

КСК – каскад сжатия компрессора;

МГ – магистральный газопровод;

КС – компрессорная станция;

п.г. – природный газ;

КПД – коэффициент полезного действия;

СЖЦ – стоимость жизненного цикла;

СМНПО – ПАО «Сумское машиностроительное научно-производственное объединение»;

ССК – секция сжатия компрессора;

СТ – силовая турбина;

т.г. – топливный газ;

ТКА – турбокомпрессорный агрегат;

ЦК – центробежный компрессор;

ЭТС – энерготехнологическая схема;

ЭП – электропривод.

Индексы:

D – деструкция эксергии;

e – эффективный (КПД);

ex – эксергетический (КПД);

кг – компримируемый газ;

п – потребляемая мощность (мощность СТ), политропный (КПД);

п.г. – природный газ;

к – компрессора;

тка – турбокомпрессорного агрегата;

р – расчетного (проектного) режима;

гтп – газотурбинного привода;

цк – центробежного компрессора.

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами

Блочно-комплектные ТКА в последние десятилетия создаются на основе конвертированных авиационных и судовых ГТД мощностью 4...32 МВт с одно- и многокаскадными ЦК и являются энерготехнологическими системами, рабочий процесс которых сопровождается

сложными термодинамическими процессами. В ТКА обеспечивается преобразование химической энергии т.г. в механическую энергию привода, очистка, компримирование, охлаждение и сепарация п.г. до требуемых заданных технологических параметров. При этом показатели и характеристики эффективности основных энергопреобразующих систем (ГТД, ЦК, ЭП) имеют су-

ществленные различия.

В связи с этим учетом особенностей рабочего процесса газотурбинных ТКА целесообразным является применение системного подхода к его анализу и выбору показателей эффективности на основе эксергетического метода. Такой подход позволяет сформулировать основные направления совершенствования конструкций ТКА, являющихся основой линейных КС для транспорта п.г. по МГ, а также КС другого назначения

Обзор публикаций и выделение нерешенных проблем

На сегодняшний день системному анализу эффективности рабочего процесса агрегатов типа ГПА-Ц как сложной термодинамической системы посвящено значительное количество работ специалистов СМНПО и других организаций [1–5 и др.]. Однако в них не в полном объеме рассматривалась работа ТКА как сложной энерготехнологической системы. Вопрос выбора совместных оптимальных режимов работы ГТД и ЦК не исследовался, так же как не изучалось влияние ЦК, ГТД и других элементов ТКА на системную характеристику агрегата. В последние годы на основе эксергетического подхода выполнены исследования в области термотрансформаторов, холодильных и газотранспортных агрегатов, существенно расширяющие возможности их термодинамического анализа [5–7]. Это создало предпосылки для развития методологии проектирования и совершенствования конструкции ТКА. Актуальным является также вопрос о создании методики анализа ЭТС агрегатов различного типа на предпроектной стадии работ для снижения энергозатрат при компримировании газа, что требует проведения дальнейших исследований с использованием экспериментальных данных.

Цель исследования. Целью настоящего исследования является развитие методики термодинамического анализа рабочего процесса ТКА, верификация расчетной модели для оценки эффективности ТКА на основе результатов испытаний агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 для КС МГ и разработка рекомендаций по совершенствованию конструкции ТКА с целью достижения оптимальных режимов его работы, исходя из особенностей газодинамической характеристики ЦК и системной характеристики ТКА.

Результаты исследований

При термодинамическом анализе эффективности ЭТС вновь проектируемых агрегатов одной из основных задач является получение интегрального критерия

эффективности рабочего процесса ТКА, а также выявления оптимального режима работы агрегата и совмещение его с проектным режимом ЦК. Как показывают ранее выполненные исследования, анализ эффективности рабочего процесса агрегата при разработке его ЭТС и построение его системной характеристики можно выполнять на основе функционального или функционально-эксергетического подходов. При функциональном подходе системная (интегральная) характеристика агрегата определяется как [1]

$$\eta_{\Sigma}^{ТКА} = \eta_e^{ГТД} \cdot \eta_{\Pi}^{ЦК}, \tag{1}$$

где $\eta_{\Sigma}^{ТКА}$ – интегральный КПД агрегата; $\eta_e^{ГТД}$ – эффективный КПД ГТД с учетом потерь в газовоздушном тракте агрегата; $\eta_{\Pi}^{ЦК}$ – политропный КПД ЦК.

При функционально-эксергетическом подходе системная характеристика агрегата определяется с использованием зависимости [2]

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

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

Следует отметить, что с использованием зависимости (1) определяется эффективность рабочего процесса агрегата с учетом только основных его элементов – ГТД и ЦК. Зависимость (2) оценивает эффективность рабочего процесса ТКА как сложной энерготехнологической системы, в которой происходят разнокачественные энергопреобразования, в т.ч. с подводом т.г., электроэнергии, теплоты, сжатого воздуха и т.д.

При проведении системного анализа эффективности ТКА типа ГПА-Ц-6,3А для КС использованы ранее полученные результаты модельных и натурных испытаний ГТД Д-336-1 в ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс»; компрессора НЦВ-6,3/56-1,45; ГТП; вспомогательных систем и ТКА в СМНПО на стенде ЗК [8]. Анализ рабочего процесса агрегата и учет влияния отдельных систем на его эффективность выполняется на основе данных об эксергетических КПД элементов ЭТС (рис. 1), абсолютных (ΔE_D) и относительных потерь эксергии (δE_D) [9, 10].

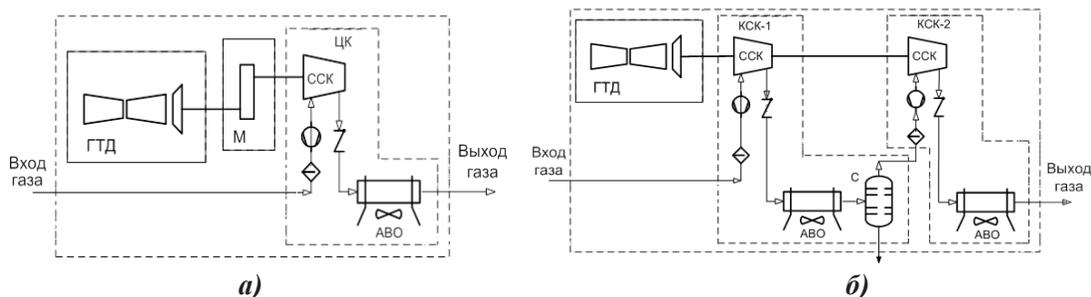


Рис. 1. Принципиальные схемы агрегатов типа ТКА-Ц-6,3А: а) с однокаскадным ЦК; б) с двухкаскадным ЦК; М – мультипликатор; КСК-1, 2 – каскады сжатия компрессора; остальные обозначения в тексте.

Анализ эффективности рабочего процесса агрегата и его ЭТС 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 с учетом имеющихся данных принимается равной 288 К; потери эксергии, вызванные тепловым взаимодействием между корпусом сжатия ЦК и окружающей средой, не учитываются; не учитываются также потери эксергии в технологическом контуре агрегата и отборы сжатого воздуха от осевого компрессора газогенератора ГТД на нужды ТКА; теплота выхлопных газов ГТП; отбор мощности на при-

вод электрогенератора собственных нужд агрегата; т.г. для ГТД поступает от автономного источника; мощность ЭП вспомогательных агрегатов принимается по паспортным данным.

Результаты расчетов по оценке эффективности рабочего процесса основных элементов и ТКА в целом, полученные на основе расчетной модели и экспериментальных данных для проектного режима работы агрегата, приведены в табл. 1 и на рис. 2. В таблице представлено также распределение абсолютных и относительных потерь эксергии, оказывающих влияние на уровень эффективности рабочих процессов в отдельных элементах ТКА.

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

Параметр		$G_{кг}$, кг/с	$N_{п}$, кВт	$\eta_{ex}, (\sigma_{ex}^{ABO})$ %	ΔE_D , кВт	δE_D , %
Расчетная характеристика						
ССК	проектный	95	6410	89,3	715	3,44
	оптимальный ¹	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 ¹	97	6470	84,9	1015	4,84
ГТП			6410	31,1	14132	68,43
ТКА	проектный	95	6410	26,5	15300	73,4
	оптимальный ¹	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 ¹	93	6070	87,1	810	4,10
ГТП			6125	30,6	13760	68,76
ТКА	проектный	95	6125	27,1	14650	72,95
	оптимальный ¹	98	6225	27,2	14800	72,87

¹ Под оптимальным режимом работы агрегата и его элементов подразумевается режим, при котором достигается максимальное значение его эксергетического КПД.

При проектном режиме работы ЦК потери эксергии в его основном функциональном элементе (ССК) равны 715 кВт ($\Delta E_D = 3,44 \%$) и 550 кВт ($\delta E_D = 2,81 \%$), а ее эксергетические КПД равны 89,3 и 91,0 % при $G_{кг} = 95$ кг/с (табл. 1; т. А, рис. 2) для расчетной и экспериментальной характеристик, соответственно. Различие в значениях КПД составляет 1,9 % (относительных), что свидетельствует об удовлетворительном совпадении расчетных и экспериментальных данных. Оптимальным значениям $(\eta_{ex}^{ССК})_{max}$ соответствует т. В (рис. 2). Наличие рассогласования между т. А и В по массовому

расходу является следствием определенного недостатка методики проектирования, основанной на методе моделирования, при котором используются имеющиеся характеристики базовых проточных частей.

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 (ΔT) углеводородного газа, составляющим для компрессора НЦВ-6,3/56-1,45 при $\pi_k = 1,45$, $\Delta T = 32$ К и незначительными гидравлическими потерями в АВО.

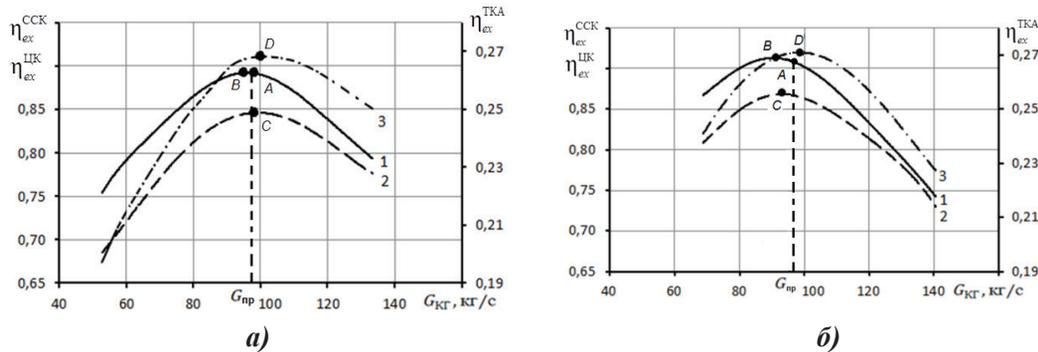


Рис. 2. Эффективность ТКА, полученная на основе:

а) – расчетных ГДХ секции сжатия и ГТД; б) – экспериментальных характеристик ССК и ГТД: 1 – эксергетический КПД ССК; 2 – эксергетический КПД ЦК; 3 – эксергетический КПД ТКА.

Интегральные потери эксергии в ЦК с учетом ССК и АВО составляют $\Delta E_D = 1010$ кВт ($\delta E_D = 4,85 \%$) и $\Delta E_D = 820$ кВт ($\delta E_D = 4,15 \%$) для расчетной и экспериментальной характеристик ССК, соответственно (табл. 1). Характер зависимости $\eta_{ex}^{ТКА} = f(G_{кг})$ определяется формой характеристики $\eta_{ex}^{ССК} = f(G_{кг})$. При значении КПД секции сжатия в оптимуме $(\eta_{ex}^{ССК})_{max} = 89,4 \%$ (т. В, рис. 2, а) значение КПД для ЦК снижается на 4,5 % и составляет $\eta_{ex}^{ТКА} = 84,9 \%$ (т. С, рис. 2, а), что обусловлено увеличением потерь эксергии (до 1010 кВт). Происходит также смещение оптимума $\eta_{ex}^{ТКА} = f(G_{кг})$ (т. С, рис. 2, а, б) в область больших расходов относительно максимального КПД ССК (т. В, рис. 2, а, б) на величину $\Delta G_{кг} = 97-95=2$ кг/с (2,1 %) и $\Delta G_{кг} = 93-91=2$ кг/с (2,2 %) для расчетной и экспериментальной характеристик ССК, соответственно.

Характер изменения системной характеристики ЦК обусловлен перераспределением влияния «термической» и «механической» составляющих в потоках эксергии. Следует также принять во внимание тот факт, что в отечественной практике методика обработки экспериментальных данных при натурных испытаниях не учитывает влияния числа Re на повышение КПД. Это учтено, в частности, международным стандартом по испытаниям ЦК [11]. Как видно из данных рис. 2 (а, б), это приводит к искажению в соотношениях расчетных и экспериментальных данных величины КПД (например, $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max} = 84,9 \%$, рис. 2, а и $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max} = 87,1 \%$, рис. 2, б, соответственно), а также к перераспределению потоков эксергии и ее потерь в отдельных элементах ЭТС агрегата [8].

Наибольшие потери эксергии имеют место в ГТП

($\Delta E_D = 14132$ кВт, $\delta E_D = 68,43 \%$ и $\Delta E_D = 13760$ кВт, $\delta E_D = 68,76 \%$ для расчетной и экспериментальной характеристик ССК и ГТД, табл. 1). Такой уровень потерь обусловлен особенностями рабочего процесса ГТД, а их соотношение указанными особенностями рабочего процесса ЦК и соответствующей загрузкой СТ.

При анализе интегральной характеристики ТКА выявляется преимущественное влияние ГТП на величину КПД агрегата при различных режимах работы и на изменение характера зависимости $\eta_{ex}^{ТКА} = f(G_{кг})$. При этом расчетная системная характеристика имеет четко выраженный оптимум при $G_{кг} = 100$ кг/с (т. D, рис. 2, а), когда $\eta_{ex}^{ТКА} = 26,8 \%$. Рассогласование между $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max}$ и $(\eta_{ex}^{ССК})_{max}$ по массовой производительности составляет 3,0 %, а по значению потребляемой мощности 1,1 %. Рассогласование между проектным режимом работы компрессора (т. А, рис. 2, а, б) и оптимумом характеристики $\eta_{ex}^{ТКА} = f(G_{кг})$ (т. D, рис. 2, а, б) по $\Delta G_{кг} = 5,0 \%$, $\Delta N_{П} = 2,0 \%$ и $\Delta G_{кг} = 3,1 \%$, $\Delta N_{П} = 1,6 \%$ для расчетной и экспериментальной характеристик ССК и ГТД, соответственно [8]. Данный результат является следствием применения в составе ПЧ компрессора рабочих колес с выходными углами и лопаточных диффузоров, что не наблюдается в случае применения безлопаточного диффузора [3].

На рис. 3 представлены данные о топливной эффективности агрегата и системные характеристики агрегата типа ГПА-Ц-6,3А, полученные на основе функционального и функционально-эксергетического подходов с использованием расчетных и экспериментальных данных. При этом в качестве показателя топливной эффектив-

ности агрегата принят коэффициент относительного расхода т.г. ($K_{ТГ}$), определяемый с учетом газодинамических характеристик компрессора

$$K_{ТГ} = \frac{G_{ТГ}}{G_{кг} \cdot \psi_{П} / \psi_{П}^p} = \frac{G_{ТГ}}{G_{кг} \cdot \bar{\psi}_{П}}, \quad (3)$$

где $G_{ТГ}$ – расход т.г. в ГТД; $\psi_{П}$ – текущее значение коэффициента политропного напора ССК; $\bar{\psi}_{П}$ – коэффициент

политропного напора на проектном 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, создаваемый на основе ЦК.

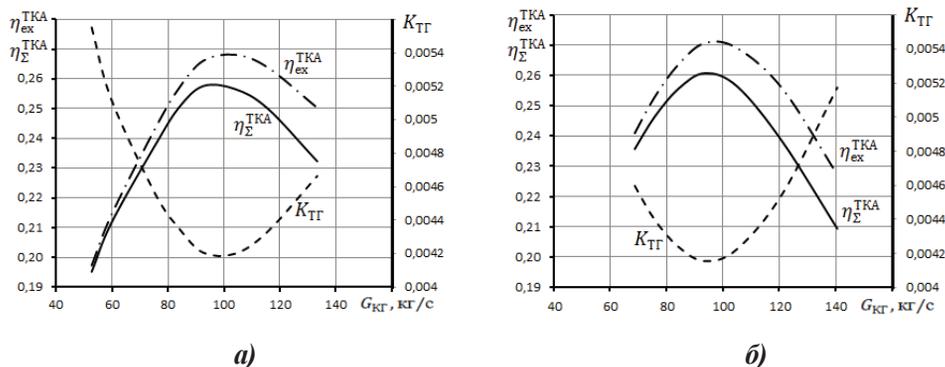


Рис. 3. Системные характеристики агрегата типа ГПА-Ц-6,3А, полученные на основе функционального и функционально-энергетического подходов и характеристики топливной эффективности: а) расчетные характеристики; б) экспериментальные характеристики ССК и ГТП.

Из рис. 3 видно, что интегральный критерий топливной эффективности имеет ярко выраженный оптимум по ($K_{ТГ}^{\min}$) соответствующий ($\eta_{\Sigma}^{TKA}^{\max}$). В тоже время системные характеристики агрегата, полученные на основе функционального и функционально-энергетического подходов, имеют различия. Это является следствием особенностей подходов в определении КПД агрегата с учетом основных и вспомогательных элементов.

Таким образом, несмотря на отмеченную неточность методики обработки результатов натурных испытаний, полученные данные показывают удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных и целесообразность применения расчетной методики для анализа ЭТС агрегатов других модификаций и параметров.

Ранее в работе [3] показано, что применение РК с выходными углами лопаток $\beta_{Л2} \leq 30^\circ$ в сочетании с лопаточными или безлопаточными диффузорами в конструкции ЦК обеспечивает совпадение ($\eta_{ex}^{ПК}^{\max}$) и ($\eta_{ex}^{TKA}^{\max}$) по $G_{кг}$ и $N_{П}$. Комплектация ПЧ компрессора РК с $\beta_{Л2} > 30^\circ$ и лопаточными диффузорами, как видно на примере ЦК агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45, приводит к рассогласованию системной характеристики ТКА и характеристики $\eta_{ex}^{ПК} = f(N_{П}, G_{кг})$, что также снижает топливную эффективность агрегата.

Как показывает углубленный анализ особенностей рабочего процесса ТКА, возможные способы управления системной характеристикой агрегата с целью полной согласованности режимов работы ГТД и ЦК и, следовательно, с целью обеспечения оптимального режима работы агрегата связаны с необходимостью применения средств механизации проточной части как ЦК, так и газогенератора, а также СТ двигателя. В частности, для воздействия на системную характеристику агрегата це-

лесообразно предусматривать в конструкции ЦК и СТ двигателя регулируемые входные направляющие аппараты. Как известно, эксплуатируемые в составе ТКА отечественные ГТД, полученные путем конвертирования авиационных и судовых двигателей, не обеспечены в полной мере такими средствами механизации проточной части. Компрессоры высокого давления для п.г., применяемые в составе ТКА, также не имеют средств управления их газодинамическими характеристиками, что не позволяет реализовать разработанную методику выбора совместных режимов работы ЦК и ГТД в полном объеме. В связи с этим исследование влияния средств управления характеристиками ЦК и ГТД на системную характеристику агрегата должно быть предметом специального исследования. Также для управления системной характеристикой агрегата и согласованием режимом работы ЦК и ГТД целесообразным является создание более совершенных алгоритмов работы САУ и Р.

С использованием изложенных подходов к анализу эффективности ТКА и разработанной методики осуществлялся анализ эффективности рабочего процесса дожигных агрегатов типа ТКА-Ц-6,3А (КС «Яро-Яхинская», ОАО «Газпром», Россия). С целью анализа возможности создания более экономичных агрегатов для этой и других ДКС были рассмотрены ЭТС агрегатов с мультипликатором ТКА-Ц-6,3А/77-4,37 (рис. 1, а) и без мультипликатора, но с двухкаскадным ЦК (рис. 1, б) [9, 10].

При однокаскадной схеме ЦК применяется шестиступенчатая ССК, обеспечивающая: $P_k = 7,68$ МПа при $n_p = 13000$ об/мин; $\pi_k = 4,37$; $G_{кг} = 95$ кг/с и КПД политропный = 67 %. Дожимной ТКА с двухкаскадным ЦК на те же параметры может быть создан без мультипликатора ($n_p = 8200$ об/мин, рис. 1, б). При этом в составе КСК-1 целесообразно использовать ССК с пятиступенча-

той проточной частью на $\pi_k = 2,45$ с КПД политропный $\eta_{\text{пол}} = 73,3$ %, АВО и С; ВКСК-2 – пятиступенчатую проточную часть на $\pi_k = 1,84$ с КПД политропный $\eta_{\text{пол}} = 65,2$ % и концевым АВО газа (рис. 1, б). Результаты термодинамического анализа показали, что для однокасного ЦК значение оптимального КПД составляет 53,1 %. Системная характеристика агрегата $\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}} = f(G_{\text{КТ}})$ имеет четко выраженный оптимум при значении $\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}} = 16,39$ %. Применение двухкаскадного ЦК позволяет существенно уменьшить суммарные потери эксергии в ЦК с 2600 до 1960 кВт, а интегральные потери в ТКА с 15300 до 13700 кВт. Тем самым при создании такого ТКА для ДКС повышается эксергетический КПД агрегата с 15,72 до 17,02 % и обеспечивается снижение $N_{\text{П}}$ на 725 кВт

на проектном режиме, что обеспечивает экономию т.г. на 9,5 % (до 1 млн. нм³/год). Однако реализация двухкаскадной схемы повышает стоимость агрегата, что обусловлено применением 2^х корпусов сжатия в ЦК. Для определения наиболее целесообразной схемы ТКА и анализа влияния различных факторов при его эксплуатации выполнен расчет СЖЦ различных вариантов ЭТС с учетом капитальных и эксплуатационных затрат (табл. 2). Основной составляющей эксплуатационных затрат газотурбинного ТКА является стоимость т.г. При цене т.г. в 150 \$/тыс.м³ и ниже СЖЦ агрегата с однокаскадным ЦК будет ниже, чем при двухкаскадном ЦК. При цене т.г. в 300 \$/тыс.м³ агрегаты будут равноэкономичны, а при повышении цены т.г. более 300 \$/тыс.м³ целесообразно применение ТКА с двухкаскадным ЦК.

Таблица 2. Результаты расчета СЖЦ дожимных агрегатов типа ТКА-Ц-6,3А с различными ЭТС

Наименование	ТКА с однокаскадным ЦК	ТКА с двухкаскадным ЦК
Капитальные затраты, тыс. \$	10114,6	13392,1
Назначенный ресурс работы ТКА, тыс. ч	100	100
Цена топливного газа, \$/тыс.м ³	150	150
Эксплуатационные затраты за весь жизненный цикл ТКА, тыс. \$	20017,33	18660,91
Стоимость жизненного цикла ТКА, тыс. \$	30131,96	32053,04

Применение результатов термодинамического анализа эффективности и оценки СЖЦ агрегата дает обширную информацию для выбора наиболее целесообразной ЭТС и компоновочной схем агрегата, а также возможных направлений совершенствования конструкции газотурбинных агрегатов.

Выводы

1. Получила развитие методика термодинамического анализа эффективности ТКА п.г. с использованием эксергетического подхода, позволяющая выполнять сравнительную оценку эффективности ЭТС агрегатов различного назначения. 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.

2. Получены системные характеристики агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 на основе двух подходов к оценке эффективности ТКА: функционального, при котором $\eta_{\Sigma}^{\text{ТКА}} = 25,8$ %; функционально-эксергетического, при котором $\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}} = 26,5$ % для проектного режима работы.

3. На основе функционального и функционально-эксергетического подходов к построению системной характеристики ТКА предложен новый способ выбора совместных режимов работы ГТД и ЦК. Установлено, что имеется расхождение между оптимальным режимом работы агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45, при котором достигается $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}}$, и проектным режимом работы ЦК. Указанное расхождение обусловлено использованием

рабочих колес с $\beta_{\text{л2}} = 32^{\circ}$ и лопаточных диффузоров в ступенях ЦК.

4. Получена аналитическая зависимость для определения коэффициента топливной эффективности ($K_{\text{ТТ}}$) газотурбинного агрегата, позволяющая оценить влияние газодинамических характеристик ЦК на топливную эффективность агрегата. Установлено совпадение оптимумов характеристик $\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}} = f(G_{\text{КТ}})$ и $K_{\text{ТТ}} = f(G_{\text{КТ}})$ по $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}}$ и $(K_{\text{ТТ}})_{\text{min}}$ соответственно.

5. Предложены основные направления совершенствования системных характеристик газотурбинных ТКА: путем повышения η_{ex} ГТД и ЦК, а также путем согласования режимов работы ГТД и ЦК с целью достижения оптимального режима работы по $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}}$; созданием более совершенных алгоритмов работы САУ и Р, реализующих совмещение, т.е. согласование системной характеристики ТКА и проектной характеристики ЦК по $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}})_{\text{max}}$, а также достижение $(K_{\text{ТТ}})_{\text{min}}$.

6. На примере анализа эффективности ЭТС дожимных ТКА типа ТКА-Ц-6,3А проиллюстрировано применение методики выбора более целесообразной схемы агрегата на основе функционально-эксергетического подхода к оценке его рабочего процесса и данных о стоимости жизненного цикла. Установлено, что для агрегата ТКА-Ц-6,3А/77-4,37 применение двухкаскадного ЦК позволяет повысить его КПД на 7,6 % (относительных), снизить потребляемую мощность на 725 кВт и обеспечивает экономию т.г. до 1 млн. нм³/год. В тоже время анализ СЖЦ агрегата показал, что при цене т.г. в

150 \$/тыс.м³ и ниже целесообразно применение ЭТС агрегата с однокаскадным сжатием, а при цене т.г. выше 300 \$/тыс.м³ – с двухкаскадным сжатием.

7. Выполненное исследование позволяет сформулировать следующие направления совершенствования конструкций газотурбинных ТКА на стадии выполнения предпроектной НИР:

- выбор наиболее целесообразной ЭТС агрегата с использованием эксергетического КПД в качестве критерия термодинамической эффективности проектируемой системы, а также результатов анализа потерь эксергии в элементах схемы;

- формулировка требований к геометрии проточной части ЦК на стадии его разработки, технических требований на создание системы охлаждения и других систем агрегата с учетом влияния ГТД и ЦК на системную характеристику ТКА;

- разработка алгоритмов управления работой САУ и Р, обеспечивающих оптимизацию режимов работы ТКА при наличии соответствующих систем и узлов, позволяющих реализовать выводы предпроектной НИР на создание высокоэффективного образца газотурбинного агрегата;

- разработка рекомендаций, направленных на создание перспективных конструкций ЦК и ГТД, обеспечивающих дальнейшее повышение энергоэффективности и надежности ТКА по сравнению с разрабатываемым образцом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Соколов С.Г. Газоперекачивающие агрегаты с авиаприводом и способы повышения их эффективности: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.06/МИХМ.–М.; 1984. –18с.
2. Парафейник В.П. Научные основы совершенствования турбокомпрессорных установок с газотурбинным приводом: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук / В. П. Парафейник Ин-т проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины. – Харьков, 2009. – 41 с.
3. 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. М, 2012. – №2. – С.18–25.
4. Сагитов Р.Р. Повышение эффективности эксплуатации элементов компрессорных станций на базе эксергетического анализа / Р.Р.Сагитов Автореф. дис. ... канд. тех. наук. спец. 05.14.04 «Промышленная теплоэнергетика». – М., 2014. – 167с.
5. Анализ эффективности центробежного компрессора как сложной энерготехнологической системы / И.Н.Тертышный, В.П.Парафейник, А.Н.Нефедов, С.А.Рогальский // Компрес. и энергет. машиностроение. – 2014. – №4. – С.6–10.
6. Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Тсатсаронис Дж. /. – Одесса: Негоциант. – 2002. – 152с.
7. Системно-структурный анализ пароконпрессорных термотрансформаторов / Ю.М.Мацевитый, Э.Г.Братута, Д.Х.Харлампида, В.А.Тарасова // Ин-т пробл. машиностроения НАН Украины. – Харьков. – 2014. – 269с.
8. 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.
9. Вопросы термодинамического анализа эффективности рабочего процесса дожимных газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. Ч.1. / И.Н. Тертышный, С.А. Прилипко, Е.А. Мирошниченко, В.П. Парафейник // Пробл. машиностроения. – 2015. – Т.18, №4/1. – С.9–17.
10. Вопросы термодинамического анализа эффективности рабочего процесса дожимных газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. Ч.2. / И.Н. Тертышный, С.А. Прилипко, В.П. Парафейник // Пробл. машиностроения. – 2016. – Т.19, №2. –С.10–18.
11. ISO 5389 -2005, “Turbocompressors – Performance Test code,” Second Edition, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2005, 142 p.

POSSIBILITY OF UPDATING THE TURBO-COMPRESSOR PACKAGES OF GAS INDUSTRY BASED ON THE EFFICIENCY ANALYSIS RESULTS OF THEIR WORKING PROCESS

Tertyshnyi I.N., Parafeynik V.P.

Sumy NPO PJSC, 58, Gorkogo Str, Sumy 40004, Ukraine

This paper is concerned with the system characteristics of the package GPA-C-6,3A/56-1,45 obtained using the functional and functional-exergy approaches as well as design and experimental data on efficiency of centrifugal compressor and gas turbine engine. By doing so in both cases there are differences between the package optimum operation and centrifugal compressor design condition resulted in using the impellers with blade outlet angle 320 and vaned diffusers in the centrifugal compressor stages.

The coincidence of optimum of the package exergy efficiency characteristics and the fuel consumption factor according to the centrifugal compressor weight output is determined.

The thermodynamic and techno-economic assessment of the efficiency of two diagrams of booster package TCA-C-6,3A is made allowing to create more effective TCA.

References 11, tables 2, figures 3.

Key words: turbo-compressor package, centrifugal compressor, exergy method

1. *S.G. Sokolov* “Air craft turbo-compressor packages and methods of efficiency increasing” Abstract of Ph.D Thesis in Engineering Science: 05.04.06.– M., 1984. 18 p. (Rus)

2. *Parafeynik V.P.* “Scientific Basis of Development of Turbo-Compressor Units with Gas Turbine” Abstract of Doctor Thesis in Engineering Science Spec. 05.05.16 . – Kharkov, 2009. 41 p. (Ukr)

3. *Parafeynik V.P., Nefyedov A.N., Yevdokimov V.E., Tertyshnyi I.N.* “Regards geometry optimization of natural gas centrifugal compressors rotor bundle” Compressor equipment and pneumatic. M, 2012, (No.2): 10–17. (Rus)

4. *Sagitov R.R.* Raising of Compressor Stations

Components Operation Efficiency Based on Exergy Analysis. R.R.Sagitov Abstract of a Thesis. PhD in Technical Sciences, major 05.14.04 “Industrial Thermal Power Engineering”. – M., 2014. – 167p. (Rus)

5. *Analysis of Centrifugal Compressor Efficiency As Complex Energotechnological System.* I.N.Tertyshnyi, V.P.Parafeynik, A.N.Nefyodov, S.A.Rogalskiy. Compressor and Power Engineering, M, 2014. – No.4. – P.6–10. (Rus)

6. *George Tsatsaronis.* Interaction of Thermodynamica and Economics to Minimize the Cost of Power Conditioning System / George Tsatsaronis. – Odessa: Negotiant. – 2002. – 152p. (Ukr)

7. *System-Structure Analysis of Steam and Compressor Thermotransformers.* Yu.M.Matsevityi, E.G.Bratuta, D.H.Kharlampidi, V.A.Tarasova. Institute for Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine. – Kharkov. – 2014. – 269p. (Ukr)

8. *Shcherbakov N.S., Parafeynik V.P., Ryabov A.A., Shevchuk V.V., Raznoshynskyy V.N., Tertyshnyi I.N., Prilipko S.A.* “Selection of System Characteristic of Turbo-Compressor Package Based on Efficiency Analysis according to Full-Scale Test Results. Part III. Efficiency Research of Basic Systems of Turbo-Compressor Package GPA-C-6,3A/56-1,45 on Full-Scale Test Results” Engineering Industry Problems. 2017 (V.20,2): 11–18. (Ukr)

9. *Tertyshnyi I.N., Prilipko S.A., Miroshnichenko E.A., Parafeynik V.P.* “Thermodynamic Analysis of Operating Process Efficiency of Booster Turbo-Compressor Packages with Gas Turbine Drive. Part I.” Engineering Industry Problems. 2015 (V.18, 4/1): 9-17. (Ukr)

10. *Tertyshnyi I.N., Prilipko S.A., Parafeynik V.P.* “Thermodynamic Analysis of Operating Process Efficiency of Booster Turbo-Compressor Packages with Gas Turbine Drive. Part I.” Engineering Industry Problems. 2016 (V.19, 2): 10–18. (Ukr)

11. *ISO 5389 -2005,* “Turbocompressors – Performance Test code,” Second Edition, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2005. 142 p.

Отримано 07.02.2018

Received 07.02.2018