

7. Дейч, М. Е. Влияние присадок октадециламина (ОДА) на структурные и энергетические характеристики двухфазных потоков / М. Е. Дейч // Теплоэнергетика. – 1986. – №9. – С. 14–18.
8. Пат. 2385259 Канада, МПК6 F 01 D 25/30. Device to increase turbine efficiency by removing electric charge from steam / А. О. Tarelin, V. P. Skliarov (Украина), О. Weres (США). № 20022385259; заявл. 16.05.02 опубл. 22.11.02. Режим доступа: ru.espacenet.com.
9. Тарелин, А. А. Математическое моделирование процессов, происходящих при неравновесном расширении влажного пара / А. А. Тарелин, В. П. Скляр, А. С. Ковалев // Пробл. машиностроения. – 2008. –Т. 11, № 1. – С. 3–7.
10. Тарелин, А. А. Паровые турбины: электрофизические явления и неравновесные процессы / А. А. Тарелин, В. П. Скляр. – СПб: Энерготех, 2011. – 292 с.
11. Скляр, В. П. Разработка физических принципов определения концентрации гетерогенных зардышей конденсации в расширяющемся в двухфазной области паре / В. П. Скляр, А. С. Ковалев // Вісн. НТУ «ХП». Зб. наук. пр. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків: НТУ «ХП». – 2012. – № 7. – С. 88–96.
12. Тарелин, А. А. Электризация влажно-парового потока и ее влияние на надежность и эффективность турбин / А. А. Тарелин// Теплоэнергетика. – 2014. – № 11. – С. 21–28.

Поступила в редакцию 01.04.16

**И. Н. Тертышный**  
**С. А. Прилипко**  
**В. П. Парафейник,**  
д-р техн. наук

ПАО «Сумское НПО»,  
г. Сумы, e-mail:  
tkm@frunze.com.ua

УДК 621.515

## **ВОПРОСЫ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДОЖИМНЫХ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ С ГАЗОТУРБИНЫМ ПРИВОДОМ. ЧАСТЬ II**

**Ключові слова:** газоперекачувальний агрегат, відцентровий компресор, ексергія, ексергетичний коефіцієнт корисної дії, деструкція.

*Наведені результати чисельного аналізу ефективності робочого процесу газоперекачувальних агрегатів (ГПА) природного газу типу ГПА-Ц, оснащених відцентровими компресорами (ВК) з одно- і двокаскадним стисненням. Аналіз робочого процесу агрегату розглянуто стосовно модифікації агрегату ТКА-Ц-6,3А/77-4,37 потужністю 6,3МВт, створеного на основі газотурбінного двигуна (ГТД) типу Д-336 конструкції ЗМКБ «Івченко-Прогрес» і ВК конструкції ПАТ «Сумське НВО».*

### **Результаты термодинамического анализа эффективности рабочего процесса дожимных газоперекачивающих агрегатов**

С использованием методики термодинамического анализа эффективности рабочего процесса агрегатов газовой промышленности, изложенной в первой части работы [1], выполнен сравнительный анализ эффективности двух модификаций дожимного ГПА с аналогичными начальными и конечными параметрами.

Энерготехнологическая схема первой модификации агрегата предусматривает применение мультипликатора в составе газотурбинного привода агрегата. Агрегат укомплектован ЦК с системой охлаждения газа на основе аппаратов воздушного охлаждения (АВО) и газотурбинным двигателем (ГТД) авиационного типа Д-336-2, имеющим на расчетном режиме  $\eta_e = 31\%$  (ISO 2314). Однокорпусный шестиступенчатый ЦК обеспечивает  $P_k=7,68$  МПа при частоте вращения 13000 об/мин; отношение давлений 4,37; массовую производительность 13,9 кг/с и имеет политропный КПД проточной части (ПЧ) 67%. Вторая модификация дожимного ГПА с ЦК двухкаскадного процесса сжатия обеспечивает те же параметры без мультипликатора в составе привода при частоте вращения 8200 об/мин. При этом в составе первого каскада сжатия компрессора (КСК-1) используется секция сжатия (ССК) с пятиступенчатой проточной частью (ПЧ) на  $\pi_k = 2,45$  с политропным КПД 73,3%, АВО промежуточного охлаждения и сепаратором (С); в составе КСК-2 используется пятиступенчатая ПЧ на  $\pi_k=1,84$

© И. Н. Тертышный, С. А. Прилипко, В. П. Парафейник, 2016

с политропным КПД 65,2% и концевым АВО газа, создаваемым на основе теплообменников с биметаллическими оребренными трубами.

Расчетные параметры работы исследуемых модификаций агрегатов и основные результаты расчетов по оценке эффективности рабочего процесса ГПА и их основных элементов приведены в табл.1.

Оценка эффективности агрегатов и их систем выполнялась с использованием, как уже отмечено, эксергетического КПД ( $\eta_{ex}$ ), а также потерь эксергии ( $\Delta E$ ) и относительных потерь эксергии (относительная деструкция,  $\delta E$ ). Следует отметить, что значение эксергетического КПД агрегата и его элементов определяется на основе выражений (2)–(8), абсолютные и относительные значения потерь эксергии (деструкции) – на основе выражений (9), (12)–(17) [1]. При этом, как указано в 1-й части работы, полные потери эксергии с учетом особенностей рабочего процесса ЦК могут быть равны деструкции эксергии. Поэтому в данной статье применяются оба термина как равнозначные. Использование показателя относительных потерь эксергии, отображающего долю потерь эксергии в элементе к общему потоку «топлива» системы (агрегат), позволяет выполнять сравнительный анализ потерь в неподобных элементах схемы агрегата, т. е. ССК и АВО, ЦК и газотурбинного привода (ГТП) [2–4].

**Основные параметры и эффективность работы ГПА и его элементов на различных режимах**

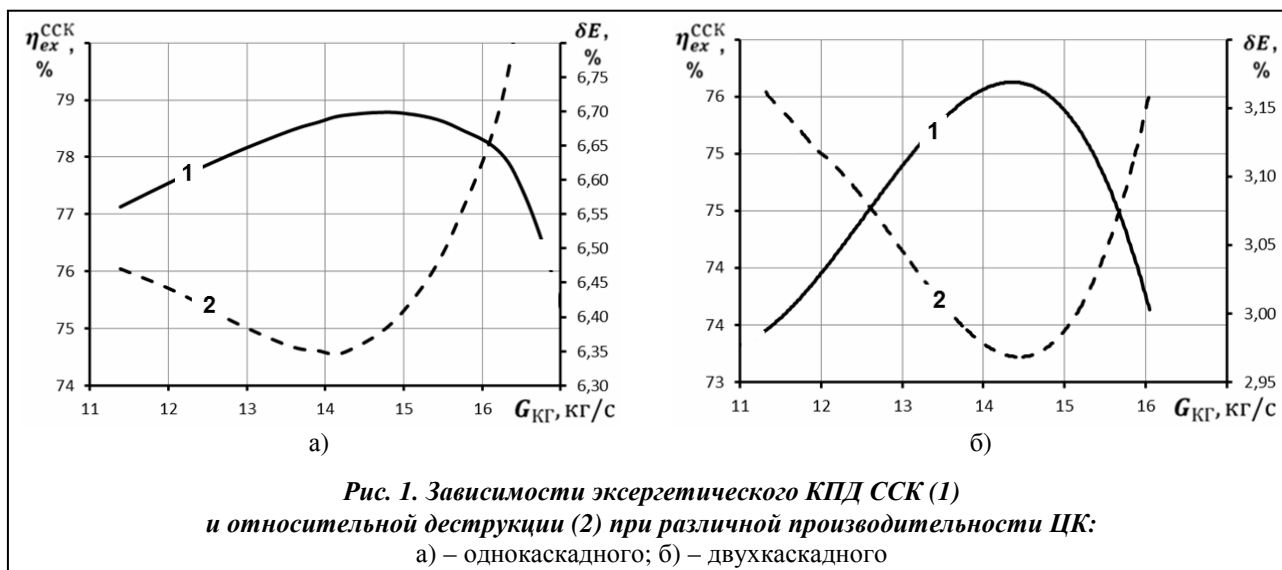
Параметр		$G_{кг}^*$ , кг/с	$N_{п}^*$ , кВт	$\eta_{ex}$ , ( $\sigma_{ex}^{ABO}$ ) %	$\Delta E$ , кВт	$\delta E$ , %
ГПА, укомплектованный однокаскадным ЦК						
ССК		13,89	5283	78,6 ( $\eta_{п} = 67$ )	1154	6,35
АВО		13,89	70	(66,3)	1454	8,0
ЦК	расчетный	13,89	5283	52,3	2608	14,35
	оптимальный*	15,69	5754	53,1	2784	14,56
ГТП		–	5283	29,4	12687	69,8
ГПА	расчетный	13,89	5283	15,72	15295	84,28
	оптимальный*	16,41	5855	16,39	16292	83,61
ГПА, укомплектованный двухкаскадным ЦК						
ССК-1		13,89	2619	75,8 ( $\eta_{п} = 73,3$ )	651	3,94
АВО-1		13,89	40	(78,7)	448	2,71
КСК-1		13,89	2619	59,9	1099	6,65
ССК-2		13,89	1939	75,5 ( $\eta_{п} = 65,2$ )	493	2,98
АВО-2		13,89	40	(76,34)	369	2,23
КСК-2		13,89	1939	58,02	862	5,22
ЦК	расчетный	13,89	4558	59,03	1962	11,87
	оптимальный*	14,26	4625	59,07	1987	11,91
ГТП		–	4558	27,99	11744	71,0
ГПА	расчетный	13,89	4558	17,02	13706	82,9
	оптимальный*	14,62	4688	17,18	13927	82,76

\* КГ – компримируемый газ; П – потребляемая мощность (мощность силовой турбины); под оптимальным режимом работы агрегата и его элементов подразумевается режим, при котором достигается максимальное значение его эксергетического КПД.

Уровень эксергетического КПД и относительных потерь эксергии ( $\delta E$ ) в виде зависимостей  $\eta_{ex}^{ССК} = f(G_{кг})$  и  $\delta E = f(G_{кг})$  соответственно представлены на рис. 1.

Как видно из таблицы и рис. 1, для секций сжатия одно- и двухкаскадного ЦК наблюдаются существенные различия в значениях их политропных и эксергетических КПД, что обусловлено в первую очередь различием в их температурных режимах.

Характер изменения зависимости  $\eta_{ex}^{ССК} = f(G_{кг})$ , как видно из рис. 1, а, б, соответствует характеру изменения  $\delta E = f(G_{кг})$ . В частности, для первой модификации ЦК (рис. 1, а) минимальное значение величины  $\delta E$  весьма близко совпадает с расчетным режимом работы компрессора по мас-



своей производительности. В то же время максимальные значения КПД для двухкаскадного ЦК достигаются при минимальных значениях потерь эксергии при соответствующей производительности ССК. По-видимому, это обусловлено влиянием различных соотношений термической и механической составляющей в потоке эксергии при реализации рабочего процесса в ЦК различного типа.

По уровню политропного КПД, с использованием которого определяются, как известно, эффективность ПЧ, наибольшее значение составляет 73,3% ( $\eta_{ex}^{ССК-1} = 75,8\%$ , таблица) и соответствует ССК-1 двухкаскадного компрессора. Наименьший уровень достигается в ССК-2, для которого  $\eta_{II} = 65,2\%$  ( $\eta_{ex}^{ССК-2} = 75,5\%$ , таблица). В то же время эксергетический КПД характеризует не только эффективность ПЧ секции сжатия, но и оценивает эффективность работы ССК (КСК) как энерготехнологической системы, т.к. в составе, например, автономной ССК (КСК) находится вспомогательное оборудование системы смазки и уплотнений, обеспечивающих ее работу в составе ЦК.

Характерной особенностью природы эксергетического КПД ЦК и КСК как его элемента является зависимость его значений от термической составляющей потока эксергии. Как будет показано ниже, для анализируемого случая наибольший уровень термической составляющей наблюдается в ССК однокаскадного ЦК, а наименьший – в ССК-2 двухкаскадного компрессора. В соответствии с распределением уровня термической составляющей потока эксергии аналогично распределяются и значения эксергетических КПД. Так, наибольшее значение наблюдается в ССК однокаскадного компрессора и равно 78,6% (рис.1,а), а наименьшее – равное 75,5%, соответствует ССК-2 двухкаскадного ЦК при  $\eta_{II} = 65,2\%$  (рис. 1, б).

Как видно из рис.1,а, в ЦК однокаскадного сжатия наблюдается рассогласование для значений ( $\eta_{ex}^{ССК}$ ) и  $(\delta E)_{min}$  по величине  $G_{KT}$  (аналог мощности, производимой силовой турбиной), что обусловлено, по-видимому, различным влиянием термической и «механической» (давление) составляющих потоков эксергии компримируемого газа. В связи с этим можно высказать предположение о том, что для уточнения параметров ЦК, в частности, по величине  $\pi_{K1}$  и  $\pi_{K2}$  при разработке схем многокорпусных ЦК целесообразно выполнение предварительного этапа термодинамического анализа энерготехнологической схемы – решение оптимизационной задачи по выбору  $\pi_{\Sigma}$ , при котором обеспечивается такой режим работы ЦК и ГТП, т.е. турбокомпрессорного агрегата (ТКА) с промежуточным и конечным АВО, при котором  $(\eta_{ex}^{ЦК})_{max}$  достигается при  $(\delta E)_{min}$ . При этом комплексный термодинамический анализ совместных режимов работы ЦК и ГТП должен предусматривать следующие этапы: согласование характеристик ЦК и ГТП, т.е. совместный анализ  $\eta_{ex}^{ЦК} = f(G_{KT})$  и  $\eta_{ex}^{ГТП} = f(G_{KT}, N_{CT})$ ; определение системной характеристики агрегата, т.е. установление  $\eta_{ex}^{ТКА}$  как  $\eta_{ex}^{ТКА} = \eta_{ex}^{ЦК} \cdot \eta_{ex}^{ГТП}$ ; обеспечение согласованности  $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max}$  и  $(\delta E)_{min}$  за счет регулирования режимов

работы системы охлаждения на основе АВО с целью достижения  $(G_{ГТ})_{\min}$  при работе агрегата на соответствующем режиме. Последний из указанных этапов требует анализа энерготехнологических схем агрегатов с АВО различного типа.

Следует отметить, что АВО в составе энерготехнологической схемы агрегата может рассматриваться не как энергопреобразующий элемент, а как технологическое устройство, обеспечивающее требуемый уровень температур компримируемого газа на выходе из агрегата или каскада сжатия (для двухкаскадного ЦК). Поэтому эффективность АВО в составе схемы ГПА анализируется на основе использования коэффициента преобразования эксергии в аппарате [5, 6], а не его эксергетического КПД (см. (3), часть I) [5]. Эффективность АВО как отдельного изделия может оцениваться с использованием эксергетического КПД (рис. 2). В то же время для многокаскадных (многокорпусных) ЦК система охлаждения может быть использована как элемент регулирования при оптимизации системной характеристики ТКА (ГПА). Однако этот вопрос требует специального изучения.

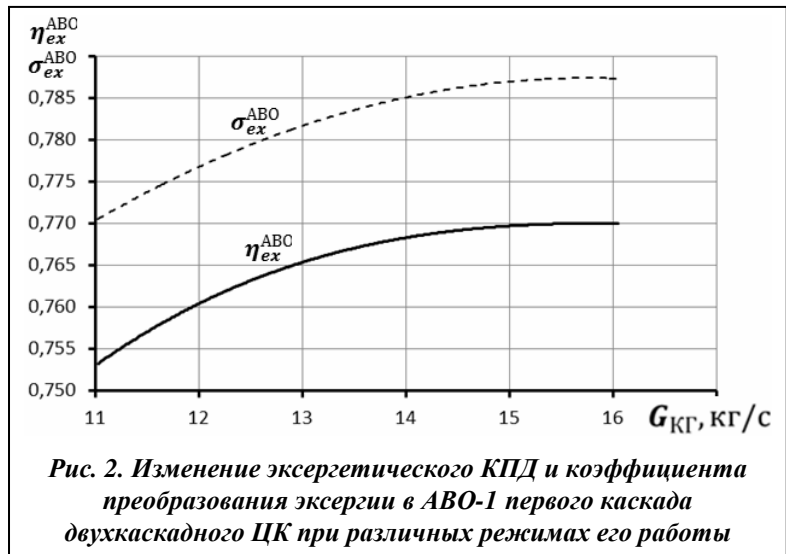


Рис. 2. Изменение эксергетического КПД и коэффициента преобразования эксергии в АВО-1 первого каскада двухкаскадного ЦК при различных режимах его работы

Следует отметить, что значения зависимости  $\eta_{ex}^{ABO} = f(G_{КТ})$  имеют меньшие значения, чем  $\sigma_{ex}^{ABO} = f(G_{КТ})$ . Это объясняется тем, что эксергетический КПД АВО более полно учитывает все потери в системе охлаждения, создаваемой на основе АВО.

Результаты расчета величины относительных потерь эксергии элементов агрегата, укомплектованного однокаскадным ЦК, представлено на рис. 3.

Как видно из рис. 3, наименьший уровень относительных потерь эксергии (уровень деструкции) наблюдается в ССК ( $\delta E = 6,35\%$ , таблица). Для АВО этот показатель равен 8%.

Как известно, особенностью рабочего процесса ССК является то, что потери эксергии имеют две составляющие: механическую (давление) и термическую. Давление газа на выходе из ССК  $P_k = 7,68 \text{ МПа}$ , а температура  $T_k = 465\text{--}420 \text{ К}$  ( $192\text{--}147^\circ\text{C}$ ). При таких параметрах доля термической составляющей в потоке эксергии на выходе из ССК достигает 15% ( $E_{\text{терм}} = 1200\text{--}1500 \text{ кВт}$ ). Эта часть потока эксергии является «вредной» как для ССК (т.к. она образуется в процессе компримирования и сопровождается дополнительными затратами мощности), так и для агрегата в целом, т.к. должна быть отведена в окружающую среду в АВО газа в процессе его охлаждения. Охлаждение газа согласно технологическому режиму сопровождается снижением температуры на  $\Delta T = 100\text{--}155 \text{ К}$  до температуры  $310\text{--}320 \text{ К}$  ( $37\text{--}47^\circ\text{C}$ ). При этом потери эксергии в АВО, в основном, связаны с термической составляющей, так как потери давления охлаждаемого газа из-за гидравлического сопротивления незначительны (уровень гидравлических потерь составляет 11 кПа).

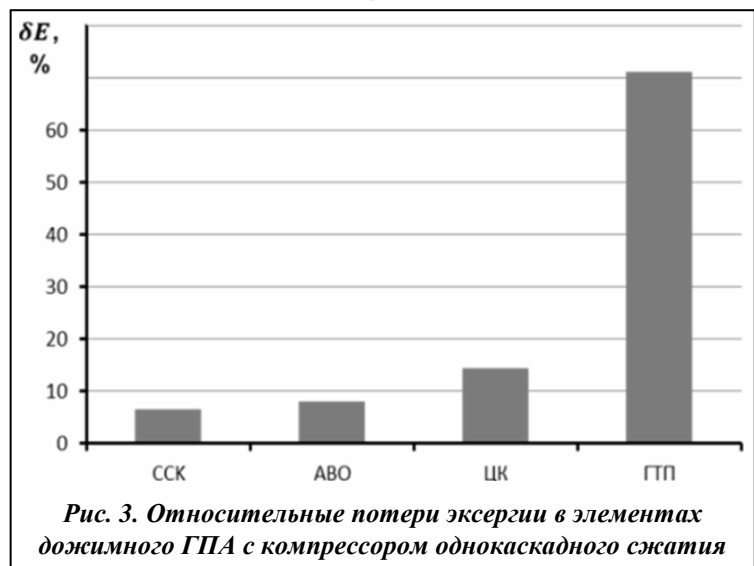
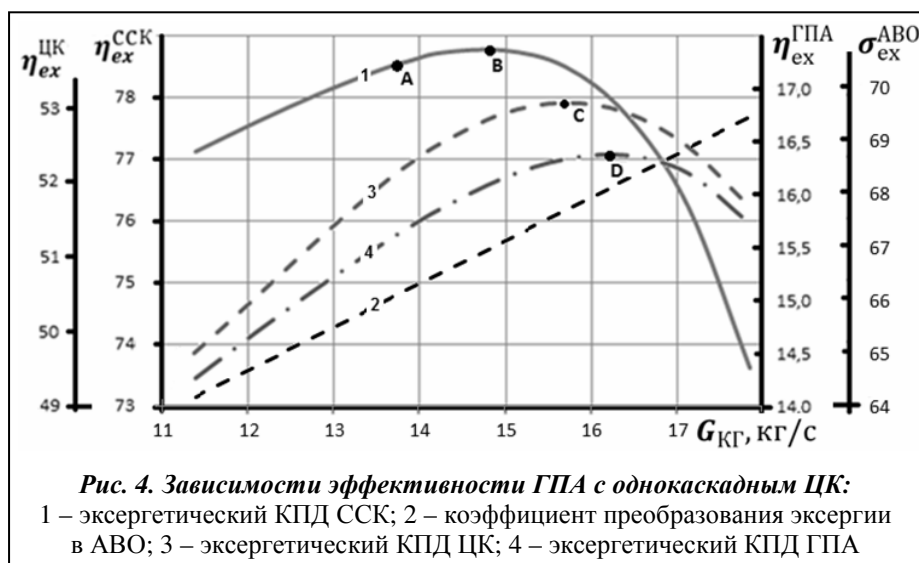


Рис. 3. Относительные потери эксергии в элементах дожимного ГПА с компрессором однокаскадного сжатия



Значительная доля термической составляющей потока эксергии на выходе из ССК (15%) предопределяет соответствующую величину относительных потерь эксергии в ССК и АВО, т. е. в КСК. Интегральные потери эксергии в ЦК, состоящем из ССК и АВО, а также вспомогательного оборудования, равны по абсолютной величине  $\Delta E = 2608$  кВт, а их относительная величина составляет 14,35% (рис. 3, таблица). Следует отметить,

что указанное распределение потерь эксергии получено без учета: механических потерь в подшипниках и уплотнениях; отвода теплоты от корпуса ЦК за счет теплоизлучения и конвективного теплообмена между корпусом и окружающей средой, составляющих незначительную величину в общем тепловом балансе агрегата, складывающегося в первую очередь за счет значительных сбросов теплоты из выхлопной шахты с выхлопными газами (в. г.) ГТП.

Наибольший уровень потерь эксергии (деструкция) при поэлементном анализе наблюдается в ГТП ( $\Delta E = 12687$  кВт,  $\delta E = 69,8\%$ , таблица). Такое значение потерь обусловлено особенностями рабочего процесса в ГТД, а также рассеиванием высокопотенциального теплового потока выхлопных газов (в. г.) в окружающей среде. Поток эксергии в. г. целесообразно использовать за счет утилизации его теплоты (УТВГ). Однако реализация процесса УТВГ требует увеличения сопротивления выхлопного тракта ГТП, что приведет к повышенному расходу топливного газа. Полезный эффект УТВГ успешно реализуется при освоении энергоустановок со сложным рабочим циклом, что не является предметом настоящего исследования.

Показатели термодинамической эффективности первой модификации ГПА и его элементов в зависимости от массового расхода компримируемого газа представлены на рис. 4. На расчетном режиме эксергетический КПД ССК  $\eta_{ex}^{ССК} = 78,6\%$  (т.А, рис. 4). Следует отметить, что расчетный режим работы ССК не соответствует оптимуму газодинамической характеристики  $\eta_{ex}^{ССК} = f(G_{KG})$  (т. В). Это является проявлением недостатка метода моделирования, заложенного в основу проектирования ПЧ компрессора, заключающегося в том, что компрессор на требуемые параметры создается с использованием унифицированных модельных ступеней, имеющих в базе данных разработчика ЦК.

Как указано выше, АВО обеспечивает снижение температуры газа на 100–155 К. При этом кривая значений  $\sigma_{ex}^{АВО}$ , как видно из рис. 4, приближается по форме к линейной зависимости, имеющей возрастающий характер с увеличением массового расхода.

Характер зависимости 3 для ЦК  $\eta_{ex}^{ЦК} = f(G_{KG})$  определяется формой зависимости 1  $\eta_{ex}^{ССК} = f(G_{KG})$  для ССК. При этом значение оптимума (максимальная величина КПД ССК  $(\eta_{ex}^{ССК})_{max} = 78,6\%$ ) снижается на 25,5% и составляет  $\eta_{ex}^{ЦК} = 53,1\%$ , что обусловлено увеличением потерь эксергии до 2608 кВт. Происходит также смещение оптимума  $\eta_{ex}^{ЦК} = f(G_{KG})$  (т.С) в область больших расходов относительно максимального КПД ССК (т.В) на величину  $\Delta G_{KG} = 15,69 - 13,89 = 1,8$  кг/с (11,5%). Такое влияние АВО на смещение системной характеристики ЦК обусловлено перераспределением влияния различных потоков эксергии (термической и механической составляющих в потоке) при различных режимах работы компрессора по массовому расходу, особенностями

газодинамической характеристики ССК, а также влиянием гидравлических характеристик технологического контура ГПА (ТКА) и АВО на газодинамическую характеристику ССК.

Аналогично влиянию ССК и АВО на эффективность ЦК проявляется влияние ГТП на изменение зависимости  $\eta_{ex}^{ГПА} = f(G_{КГ})$  при анализе совместной работы ЦК и привода. При этом системная характеристика агрегата  $\eta_{ex}^{ГПА} = f(G_{КГ})$  имеет четко выраженный оптимум при значении

$\eta_{ex}^{ГПА} = 16,39\%$  (таблица). Таким образом, наименьший уровень потерь эксергии наблюдается в ССК ( $\Delta E = 1154$  кВт). Уровень потерь в ЦК  $\Delta E = 2608$  кВт; в ГТП потери  $\Delta E = 12687$  кВт, а суммарный уровень абсолютных потерь на расчетном режиме работы ГПА  $\Delta E = 15300$  кВт, что по отношению к эксергии «топлива» агрегата составляет 84,28%.

Работа двухкаскадного ЦК характеризуется более низкими значениями отношений давлений в секциях сжатия и, соответственно, более низкими конечными температурами газа на нагнетании каждой секции. Так, на выходе из ССК-1 обеспечивается  $P_k = 3,87\text{--}4,3$  МПа ( $\pi_k = 2,45$ ), температура  $T_k = 374\text{--}383$  К (101–110 °С). Соответственно, в АВО-1 обеспечивается снижение температуры газа на  $\Delta T = 76\text{--}80$  К до температуры 298–305 К (25–32 °С). При этом доля термической составляющей потока эксергии на выходе из ССК-1 составляет 5–6% ( $E_{терм} = 360\text{--}440$  кВт). Во втором каскаде, созданном на основе ССК-2, давление на выходе  $P_k = 6,62\text{--}8,22$  МПа ( $\pi_k = 1,84$ ), а температура  $T_k = 365\text{--}372$  К (92–99 °С). В АВО-2 обеспечивается снижение температуры газа на  $\Delta T = 65\text{--}67$  К до температуры 300–305 К (27–32 °С). При этом доля термической составляющей потока эксергии на выходе из ССК-2 равна 3,6–4% ( $E_{терм} = 285\text{--}350$  кВт).

Результаты расчетов относительной деструкции эксергии в элементах двухкаскадного ЦК представлены на рис. 5.

На основе анализа данных таблицы, рис. 4, 5 можно отметить, что чем ниже уровень термической составляющей потока эксергии на выходе из секции сжатия, тем ниже уровень относительной деструкции в ССК, АВО и в целом в каскаде сжатия. Так, в однокаскадном ЦК уровень термической составляющей потока эксергии составлял 15%, а доля относительных потерь в ССК и АВО равна 6,35 и 8% соответственно (рис. 4). Для первого каскада двухкаскадного ЦК уровень термической составляющей равен 5–6%, а относительные потери в ССК-1 и АВО-1 равны 3,93 и 2,71% соответственно (рис. 5). Во втором каскаде уровень термической составляющей ниже по сравнению с первым каскадом и равен 3,6–4%. Значение относительных потерь (деструкция) в ССК-2 и АВО-2 имеют наименьшие значения по сравнению с ССК и АВО однокаскадного ЦК и ССК-1 и АВО-1 2-каскадного компрессора и составляют 2,98 и 2,23% соответственно (рис. 3). Также для КСК-1 характерным является больший уровень потерь, равный 1100 кВт ( $\delta E^{КСК-1} = 6,65\%$ , таблица), чем во втором каскаде (860 кВт, т. е. 5,22%, таблица) (рис. 5). На основе анализа данных рис. 3, 5 можно отметить, что уровень потерь в двухкаскадном ЦК соответствует 11,87%, что меньше, чем в однокаскадном ЦК, имеющем уровень потерь эксергии, равный 14,35%.

Характер изменения зависимостей, характеризующих интегральную эффективность агрегата с двухкаскадным ЦК и его систем, представлен на рис. 6.

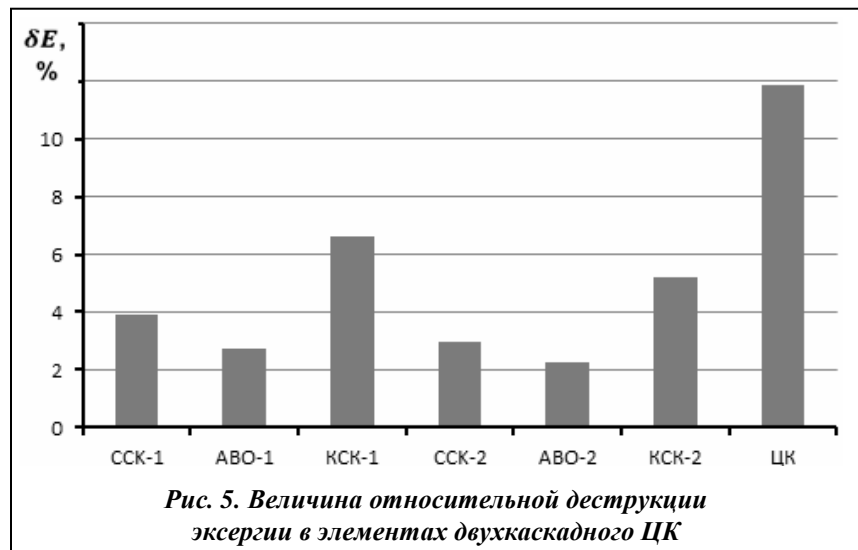
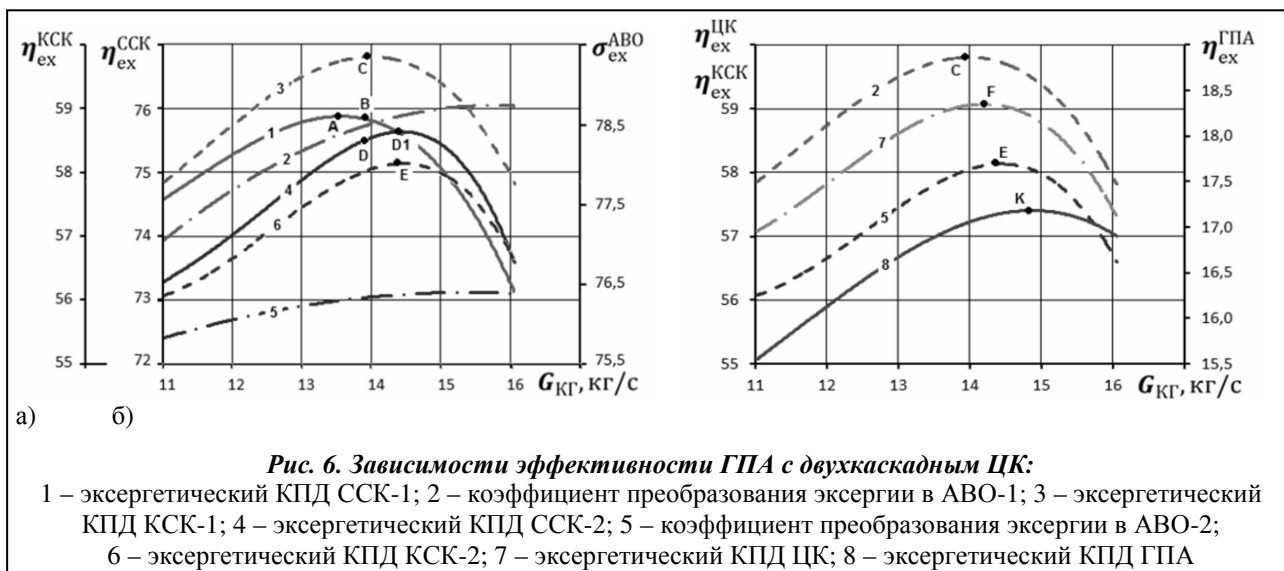


Рис. 5. Величина относительной деструкции эксергии в элементах двухкаскадного ЦК



Как видно из таблицы и рис. 6, ССК первого каскада сжатия характеризуется более высоким значением эксергетического КПД (рис.6, кривая 1,  $\eta_{ex}^{CCK-1} = 75,8\%$ ) по сравнению с ССК-2 (рис. 6, кривая 4,  $\eta_{ex}^{CCK-2} = 75,5\%$ ).

Следует отметить, что в двухкаскадном ЦК, так же как и в однокаскадном ЦК (рис. 4), наблюдается несовпадение расчетных режимов работы секций сжатия с их оптимальными режимами. В частности, в ССК-1 расчетный режим работы (т. В) располагается на правой ветви относительно оптимума (т. А) кривой  $\eta_{ex}^{CCK-1} = f(G_{KG})$ , а в ССК-2 расчетный режим работы (т. D) расположен на левой ветви относительно оптимума (т. D1). Как было отмечено, это обусловлено особенностями методики выбора характеристик ССК при использовании унифицированных ПЧ.

Зависимости  $\sigma_{ex}^{ABO-1,2} = f(G_{KG})$ , иллюстрирующие эффективность работы АВО в составе установки на основе анализируемого ГПА, имеют пологовозрастающий характер. При этом крутизна характеристики АВО-1 для двухкаскадного ЦК больше, чем в АВО-2, что может быть следствием большего значения доли термической составляющей потока эксергии на выходе из ССК-1 по сравнению с ССК-2. Значительные отличия в значениях  $\sigma_{ex}^{ABO}$  для АВО-1 и АВО-2 также обусловлены существенным различием в соотношениях термической и механической составляющих потоков эксергии в каскадах сжатия. Для более детального анализа этой особенности рабочего процесса ГПА требуется углубленный анализ особенностей работы системы охлаждения в составе многокаскадного ЦК.

Уровень КПД двухкаскадного ЦК составляет 59,03%, а величина относительных потерь 12%. Как видно из рис. 6, максимальное значение КПД ЦК (т. F) занимает промежуточное положение как по массовому расходу, так и по КПД между максимальными значениями КПД каскадов сжатия (точки С и Е), что является закономерным фактом, исходя из особенностей энергопреобразования в каскадах сжатия ЦК.

Применение двухкаскадного ЦК позволило существенно уменьшить термическую составляющую потока эксергии на выходе из ССК-1 за счет уменьшения нагрева газа при меньшем отношении давлений. Тем самым уменьшается уровень потерь эксергии в ССК-2 и АВО-2. Суммарные потери эксергии (деструкция) в ЦК уменьшились с 2600 до 1960 кВт, а интегральные потери эксергии в ГПА – с 15300 до 13700 кВт. Тем самым повышается эксергетический КПД агрегата с 15,72 до 17,02% и обеспечивается снижение потребляемой мощности в ГТД на 725 кВт. Это обеспечивает экономию топливного газа до 1 млн.  $\text{м}^3/\text{год}$  при создании ГПА с двухкаскадным компрессором для эксплуатации в составе дожимной компрессорной станции.

Методические основы, представленные в настоящей работе, показывают, что результаты термодинамического анализа являются исходной информацией не только для оценки интегральной эф-

фактивности агрегатов и их отдельных элементов, но и для выбора совместных режимов работы ЦК и ГТД в широком диапазоне рабочих параметров, а также разработки алгоритмов управления работой ГПА в составе компрессорной станции при ее работе на магистраль.

### Выводы

В настоящей работе с использованием методики термодинамического анализа рабочего процесса дожимного ГПА выполнен сравнительный анализ потерь эксергии (деструкция) в элементах энерготехнологической схемы агрегата при использовании одно- и двухкаскадного ЦК. На этой основе осуществлена сравнительная оценка эффективности двух возможных модификаций агрегата типа ГПА-Ц-6,3А с газотурбинным приводом мощностью 6,3МВт, создаваемых на основе отечественного ГТД Д-336-1/2 конструкции ЗМКБ «Ивченко-Прогресс» для дожимных компрессорных станций.

На основе данных, полученных в настоящей работе, можно сделать следующие выводы:

1. Методические основы термодинамического анализа эффективности рабочих процессов агрегатов, предназначенных для линейных и дожимных КС газовой промышленности, изложенные в первой части настоящей работы, позволяют выполнять интегральную оценку эффективности рабочего процесса ГПА с одно- и двухкаскадным ЦК, а также их отдельных элементов на основе эксергетического метода.

2. Оценку эффективности дожимного ГПА как комплекса энерготехнологических систем и их отдельных элементов целесообразно выполнять с использованием эксергетического КПД. Оценка потерь эксергии и сравнительный анализ эффективности отдельных систем, в т.ч. и неподобных, осуществляется с использованием величины деструкции эксергии или показателя относительной деструкции.

3. Относительные потери эксергии в ССК однокаскадного ЦК агрегата составляют 6,35%, что больше, чем в ССК-1 и ССК-2 двухкаскадного ЦК, составляющие 3,93 и 2,98% соответственно. Таким образом, отношение давлений в отдельных секциях сжатия компрессора оказывает прямое влияние на величину потерь эксергии как в самой секции сжатия, так и в АВО системы охлаждения. При этом уровень потерь эксергии в АВО однокаскадного ЦК составляет 8,0%, а в АВО-1 и АВО-2 двухкаскадного компрессора 2,71 и 2,23% соответственно.

4. Эксергетический КПД двухкаскадного ЦК составляет 59,03%, что на 5,9% (абс.) больше, чем для однокаскадного ЦК. Это достигается за счет введения промежуточного охлаждения между секциями сжатия в энерготехнологической схеме агрегата, т.е. существенного снижения потерь эксергии в ССК и АВО.

5. Эффективность АВО как элемента энерготехнологической системы целесообразно анализировать с использованием коэффициента преобразования эксергии. Оценку эффективности АВО как отдельного элемента можно анализировать с использованием эксергетического КПД. При этом эксергетический КПД будет иметь меньшие значения, так как он более полно учитывает все потери в АВО.

6. Эксергетический КПД ГПА с однокаскадным ЦК составляет 15,72%, а с двухкаскадным компрессором – 17,02%. Применение схемы агрегата с двухкаскадным ЦК позволяет снизить потребляемую мощность с 5228 кВт (при однокаскадном ЦК) до 4558 кВт, что позволит существенно снизить эксплуатационные затраты за счет экономии 1 млн. нм<sup>3</sup>/год топливного газа на один агрегат в составе дожимной компрессорной станции, оснащенной агрегатами такого типа.

7. Технические требования на разработку энерготехнологической схемы и систем ГПА должны разрабатываться с учетом результатов предварительного термодинамического анализа рабочего процесса агрегата, выполняемого на стадии предпроектных исследований.

### Литература

1. *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.
2. *Системно-структурный анализ пароконпрессорных термотрансформаторов* / Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова // Харьков: Ин-т пробл. машиностроения, 2014. – 269 с.
3. Morosuk, T. A. New approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines / T. Morosuk, G. Tsatsaronis // Energy. – 2008. – № 33. – P. 890–907.



4. *Морозюк, Т. В.* Новый этап в развитии эксергетического анализа / Т. В. Морозюк // Холодильная техника и технология. – 2014. – № 4 (150). – С. 13–14.
5. *Термодинамический анализ эффективности АВО в составе компрессорной установки нефтяного газа / В. П. Парафейник, И. И. Петухов, В. Н. Сырый, Ю. В. Шахов* // Хим. и нефтегазовое машиностроение. – 2004. – № 8. – С. 23–27.
6. *Анализ эффективности АВО как отдельного изделия и как элемента энерготехнологической системы для компримирования углеводородного газа / В. П. Парафейник, Р. А. Лазоренко, С. А. Прилипко, В. А. Рогачев, А. В. Семеняко* // Тр. XVI Междунар. науч.-техн. конф. по компрессоростроению. Т. 1, 23–25 сент. 2014 г. – С.-Пб.: РЭП-Холдинг. – С. 385–398.

*Поступила в редакцию 12.05.16*