

В. М. Арсеньев, В. В. Мирошниченко, Н. А. Борисов

Сумский государственный университет, ул. Римского-Корсакова 2, Сумы, 40000, Украина

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕХНОГЕННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

В статье проанализирована эффективность применения абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин, утилизирующих теплоту уходящих газов газотурбинных установок для предварительного охлаждения циклового воздуха на входе компрессора. Показано, как влияет на эксергетическую эффективность газотурбинной установки газодинамическое сопротивление воздухоохладителя.

Ключевые слова: газотурбинная установка, охлаждение воздуха, эксергетическая эффективность.

В. М. Арсеньєв, В. В. Мірошніченко, М. А. Борисов

Сумський державний університет, вул. Римського-Корсакова 2, Суми, 40000, Україна

ЭКСЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕХНОГЕННОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ

У статті проаналізовано ефективність застосування абсорбційних бромисто-літєвих холодильних машин, які утилізували теплоту відхідних газів газотурбінних установок для попереднього охолодження циклового повітря на вході компресора. Показано, як впливає на эксергетичну ефективність газотурбінної установки газодинамічний опір повітроохолоджувача.

Ключові слова: газотурбінна установка, охолодження повітря, эксергетична ефективність.

I ВВЕДЕНИЕ

При работе компрессора газотурбинной установки (ГТУ) имеет место отклонение ее режимных параметров от номинальных в силу изменения термических параметров атмосферного воздуха на входе: давления, p_1 ; температуры, T_1 и относительной влажности, φ_1 . Согласно [1], увеличение температуры всасываемого воздуха от 15 °С до 55 °С уменьшает эффективную мощность газотурбинного двигателя LM1600 фирмы «General Electric» на 30 %, термический к.п.д и удельный расход топлива соответственно на 8 %.

ГТУ любого схемного решения обладает большим сбросовым энергопотенциалом, который можно утилизировать для производства холода с однозначностью выбора способа охлаждения с помощью теплоиспользующих холодильных машин: абсорбционных (АБХМ), или пароэжекторных (ПЭХМ).

Анализ систем охлаждения циклового воздуха ГТУ показывает разнообразие форм энергии потоков, состоящих в энергетическом взаимодействии (химическая, механическая, тепловая). Использование коэффициентов преобразования для сравнения различного сочетания ГТУ и теплоиспользующих холодильных машин не является вполне корректным, ввиду функционирования парогенераторов за счет энергии теплового сброса газотурбинной установки. В этом случае более целесообразным является привлечение для сравнения эксергетического метода термодинамического анализа, с использованием его результатов для оптимизации решений на базе термoeкономического анализа.

Любой тип холодильной машины требует для термотрансформации переноса через тепло-массообменные аппараты значительных материальных потоков теплоносителей и охлаждающих сред. Так например, согласно энергетического баланса АБХМ тепловой поток

сброса на градирню от конденсатора и абсорбера составляет 3,25 $Q_{и}$, а тепловой поток на генератор 2,2 $Q_{и}$. Для воздухоохладителя с холодопроизводительностью 500 кВт необходим расход охлаждающей воды в количестве 200 м³/час и теплоносителя 74 м³/час.

Таким образом при проведении эксергетического анализа системы «ГТУ + АБХМ» необходимо учитывать следующий фактор:

- сброс термотрансформированных потоков теплоты требует подвода определенного количества электроэнергии на привод насосов и вентиляторов в системе оборотного водоснабжения и на привод насосов горячего теплоносителя и насосов в промежуточных циркуляционных контурах нагрева теплоносителя и охлаждения воды для воздухоохладителя в испарителе АБХМ.

Цель работы – сравнение энергоэффективности ГТУ т технического комплекса «ГТУ+АБХМ» по критериям эксергетического метода термодинамического анализа.

II. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

В настоящее время оценка целесообразности преобразования энергии в любой термомеханической системе базируется на привлечении эксергетического метода термодинамического анализа. Эксергетическая оценка степени совершенства технического комплекса «ГТУ+АБХМ» выполнена на основе современной методологии, изложенной в работах научной школы Дж. Тсатсарониса [2,3]. Выполнения эксергетического анализа по данной методологии требует проведения следующих пошаговых процедур:

- выбираются границы исследуемой системы с внешними материальными и энергетическими источниками и стоками;
- составляется формализованная схема эксергетических преобразований в границах системы;
- рассчитываются значения эксергетических потоков, пересекающих границы системы;
- по соответствующим правилам все эксергетические потоки разделяют на категории «топливо» (fuel) и «продукт» (product);
- определяют показатели (критерии) эксергетического анализа при принятой нулевой отметке термических параметров окружающей среды, p_{oc} и T_{oc} ;
- определяются направления возможной оптимизации и формируются сравнительные оценки анализа.

По базовой схеме функционирования ГТУ первые две пошаговые процедуры эксергетического анализа представлены в виде, показанном на рисунке 1.

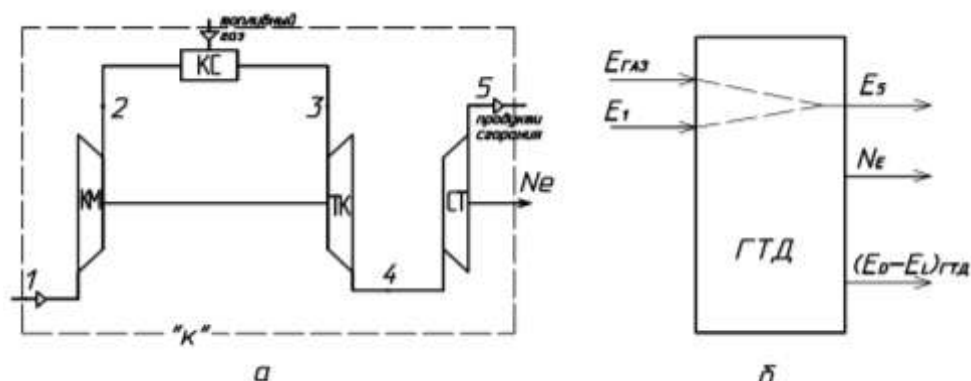


Рисунок 1 – (а) Принципиальная схема ГТУ, (б) Формализованная схема эксергетических преобразований в ГТУ; КМ – компрессор; КС – камера сгорания; ТК – турбина привода компрессора; СТ – силовая турбина.

Физический смысл энергопреобразований в ГТУ и правила смешения эксергетических потоков позволяет записать критерии эксергетического анализа в виде:

$$E_F = E_{ГАЗ} + E_1 - E_5$$

$$E_p = N_E$$

$$\varepsilon_{ex} = E_p / E_F = N_E / (E_{ГАЗ} + E_1 - E_5)$$

$$E_D + E_L = E_F - E_p = E_{ГАЗ} + E_1 - N_E - E_5$$

где E_F – эксергия потока «топлива»; E_p – эксергия потока «продукта»; ε_{ex} – эксергетическая эффективность ГТУ в границах контура «к» (эксергетический к.п.д.); $E_D + E_L$ – деструкция и потери эксергии для ГТУ.

Поток эксергии $E_{ГАЗ}$ рассматривают как сумму химической и механической эксергии реального газового состояния:

$$E_{ГАЗ} = \dot{m}_{газ} \cdot \left[\frac{\alpha_{газ} \cdot Q_H^C}{\rho_{Г}} + (h - h_{oc}) - T_{oc} \cdot (S - S_{oc}) \right] \quad (1)$$

где $\dot{m}_{газ}$ – массовый расход топливного газа; $\rho_{Г}$ – плотность газа при нормальных условиях; Q_H^C – низшая теплота сгорания 1 Н·м³ по сухой массе; $\alpha_{газ} = 0,95$ – корреляционный коэффициент [4]; h, s – удельная энтальпия и энтропия при термических параметрах топливного газа на входе в камеру сгорания; h_{oc} и S_{oc} – удельные энтальпия и энтропия при принятых параметрах окружающей среды, p_{oc} и T_{oc} .

Эксергетические потоки E_1 и E_5 характеризуются термическими параметрами идеально – газового состояния и для расчета можно использовать выражения только термические параметры [5].

$$E_j = \dot{m}_j \cdot e_j = \dot{m}_j \cdot \{ \hat{c}_p \cdot (T_j - T_{oc}) - T_{oc} [\hat{c}_p \cdot \ln(T_j / T_{oc}) - R_j \cdot \ln(p_j / p_{oc})] \} \quad (2)$$

где \dot{m}_j – массовый расход j-го потока; e_j – удельная эксергия; \hat{c}_p – изобарная теплоемкость осредненная в интервале изменения температуры потока, T_j и окружающей среды, T_{oc} ; R_j – газовая постоянная среды j-го потока; p_j – давление j-го потока на пересечении границы исследуемой системы.

При определенных допущениях:

- эксергия потока продуктов сгорания отнесена к потерям, т.е. $E_5 = E_L$;
- при равенствах $T_1 = T_{oc}$ и $p_1 = p_{oc}$, эксергия $E_1 = 0$;
- механической составляющей эксергии топливного газа пренебрегаем ввиду ее малости, относительно химической составляющей получим:

$$\eta_t = \alpha_{газ} \cdot \varepsilon_{ex} \quad (3)$$

где η_t – термический к.п.д простого цикла ГТУ.

Альтернативный вариант работы ГТУ в виде системы «ГТУ + АБХМ» представлен на рисунке 2.

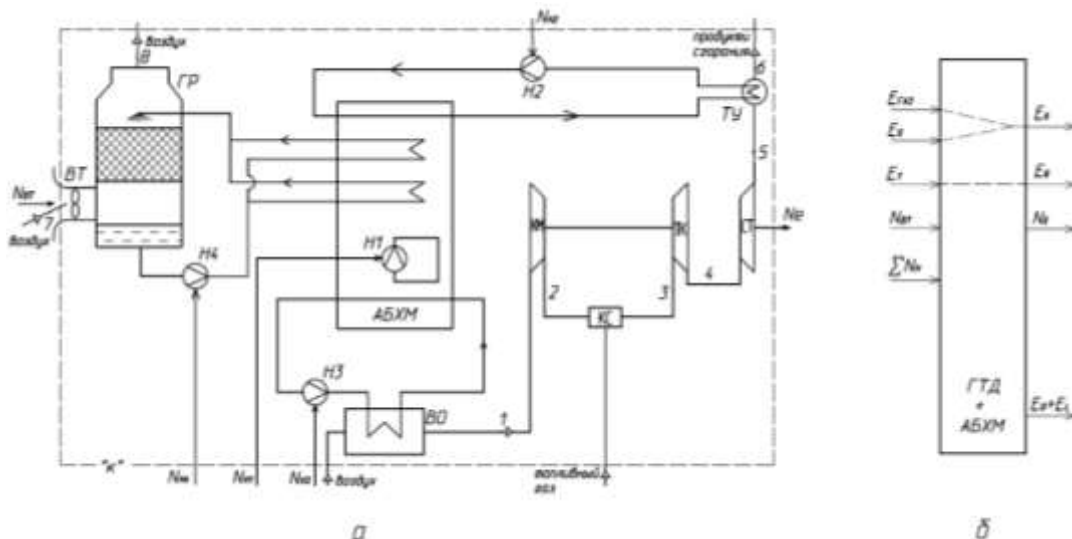


Рисунок 2 – (а) Принципиальная схема системы «ГТУ + АБХМ», (б) формализованная схема эксергетических преобразований; ВО – воздухоохладитель; ГП – вентиляционная градирня; Н1 – насосы раствора в контуре холодильной машины; ТУ – теплоутилизатор; Н2 – насос горячего теплоносителя; Н3 – насос хладоносителя; Н4 – насос охлаждающей воды для конденсатора и абсорбера; ВТ – вентиляторы градирни.

Критерии эксергетического анализа для системы «ГТУ + АБХМ» записываются в виде:

$$E_F = (E_{ГАЗ} + E_0) - E_6 + (E_7 - E_8) + N_{BT} + \sum N_H$$

$$E_P = N_E$$

$$\epsilon_{ex} = E_P / E_F$$

$$E_D + E_L = E_F - E_P$$

Для определения эффективной мощности ГТУ при применении охлаждения циклового воздуха требует предварительного решения следующих задач:

- получить аналитическую зависимость изменения мощности компрессора ГТУ при снижении температуры всасывания циклового воздуха;
- определить энергозатраты, связанные со сбросом термотрансформированной теплоты в окружающую среду при использовании абсорбционной бромисто-литиевой холодильной машины.

III. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В качестве объекта исследования был принят газотурбинный двигатель АЛ-31СТ, применяемый в составе газоперекачивающих агрегатов, производства ОАО «им. Фрунзе», г. Сумы. При номинальном режиме по ISO при $T_1 = 288$ К данный ГТД характеризуется следующими параметрами: эффективная мощность 16 МВт; массовый расход воздуха 62,1 кг/с; массовый расход топливного газа 3464 кг/час; температура продуктов сгорания на входе в силовую турбину 770 °С, на выходе 530 °С; цикл ГТД без регенерации в воздухоподогревателе.

Расчет изменения полезной мощности ГТУ в зависимости от температуры всасываемого воздуха, T_1 произведен по методике сопоставления режимных параметров компрессора при отклонении от номинальных.

На рисунке 3 представлено сравнение результатов расчета изменения эксергетической эффективности и относительной мощности $N_e/N_{e,ISO}$ для исследуемой ГТУ и данных из [1] для ГТУ марки LM1600 «General Electric» с $N_{e,ISO} = 15$ МВт.

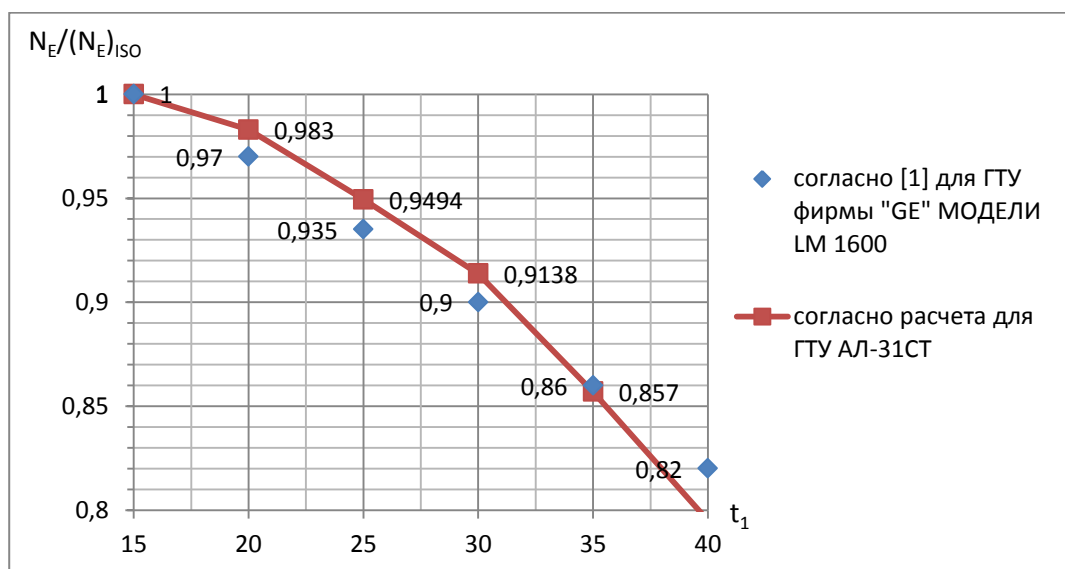


Рисунок 3 – Зависимость относительного снижения эффективности мощности ГТУ при повышении температуры всасываемого циклового воздуха.

В таблице 1 приведены значения эксергетических потоков, рассчитанных по уравнениям раздела 2 при функционировании ГТУ в условиях естественного изменения температуры всасывания циклового воздуха.

Таблица 1 – Расчетные показатели эксергетического анализа ГТУ при повышении температуры всасывания циклового воздуха.

t_1	E_1	$E_{\text{газ}}^{\text{хим}}$	$E_{\text{газ}}^{\text{мех}}$	$E_{\text{газ}}$	E_5	ΔN_e	E_F	E_p	ϵ_{ex}
°С	кВт	МВт	МВт	МВт	МВт	МВт	МВт	МВт	-
15	24,8	45,956	0,428	46,384	16,977	0	29,432	16,0	0,5436
20	43,6					0,467	29,45	15,73	0,5341
25	67,3					0,810	29,475	15,19	0,5153
30	95,9					1,378	29,503	14,62	0,4955
35	129					2,287	29,536	13,71	0,4642
40	167					3,277	29,574	12,72	0,4301

Приведенная в таблице 1 величина ΔN_e представляет собой расчетное значение снижения мощности силовой турбины, обусловленное перераспределением нагрузки между компрессорной и силовой турбиной. В расчете также учитывается изменение политропных к.п.д машин турбокомпрессорного блока по методу малых отклонений. Для расчета принимаются $p_{oc} = 100$ кПа; $T_{oc} = 273$ К; расход топливного газа для рассматриваемых режимов не изменяется.

В отличие от естественного охлаждения всасываемого воздуха, принудительное охлаждение сопровождается понижением не только температуры, но и давления воздуха, обусловленного газодинамическим сопротивлением воздухоохладителя, $\Delta p_{во}$. Расчет приращения мощности силовой турбины при охлаждении воздуха от уровня рабочего режима требует учета изменения отношения давлений $\Pi_k = p_2/p_1$ для компрессора, ввиду того, что $p_1 = p_0 - \Delta p_{во}$. В свою очередь $\Delta p_{во}$ зависит от способа и глубины охлаждения.

Для системы ГТУ + АБХМ в таблице 2 предварительны расчеты величины эксергетических потоков, используемые при определении критериев эксергетического анализа. Рассматриваются три варианта параметров естественного состояния воздуха на входе в воздухоохладитель, и для каждого варианта предусматривается охлаждения воздуха в воздухоохладителе до температуры точек росы при давлении $p_0 = 100$ кПа.

Таблица 2 – Расчетные показатели эксергетического анализа системы ГТУ + АБХМ

t_0/φ_0	t_1/φ_1	$y_{H_2O}^0$	Q_{BO}	N_{BT}	ΣN_H	E_0	E_{GAZ}	E_6
°С/-	°С/-	-	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт
30/0,6	22/0,99	0,0254	510	53,1	50,6	95,9	46384	16386
30/0,52	19/0,99	0,022	700	73	70			16230
30/0,42	15/0,99	0,0178	950	99	94,2			15896

Указанная в таблице 2 величина $y_{H_2O}^0$ представляет собой мольную долю водяного пара в составе всасываемого воздуха на входе в воздухоохладитель. Эта величина связывает три параметра влажного воздуха (p_0 , T_0 , φ_0).

$$y_{H_2O}^0 = \frac{\varphi_0 \cdot p^H(t_0)}{p_0} \quad (4)$$

где $p^H(t_0)$ – парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре влажного воздуха, t_0 .

Холодопроизводительность воздухоохладителя, Q_{BO} для каждого варианта определяется по изменению удельной энтальпии влажного воздуха, т.е.

$$Q_{BO} = \frac{\dot{m}_B}{1+d_0} \cdot \Delta i_{BO} \quad (5)$$

$$\Delta i_{BO} = i_0 - i_1 = 1.01 \cdot (t_0 - t_1) + 1.97 \cdot (d_0 \cdot t_0 - d_1 \cdot t_1) + 2493 \cdot (d_0 - d_1) \quad (6)$$

где d_0, d_1 – влагосодержание воздуха в соответствующих состояниях «0» и «1».

При охлаждении до состояния с температурой точки росы $d_1 = d_0$.

При использовании параметра $y_{H_2O}^0$

$$d_0 = 0.622 \cdot \frac{y_{H_2O}^0}{1-y_{H_2O}^0} \quad (7)$$

Для определения эксергетической эффективности системы ГТУ + АБХМ были рассчитаны значения величины приращения эффективной мощности силовой турбины с учетом $\Delta p_{\text{ВО}}$, которые приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Приращения эффективной мощности силовой турбины с учетом $\Delta p_{\text{ВО}}$

t_0/φ_0	t_1/φ_1	$\Delta p_{\text{ВО}}$	$\Delta N_{\text{охл}}$	E_{F}	E_{P}	ε_{ex}	$\varepsilon_{\text{ex}}/(\varepsilon_{\text{ex}})_{\text{раб}}$
°C/-	°C/-	кПа	кВт	кВт	кВт	-	-
$\frac{30}{0,6}$	$\frac{22}{0,99}$	0	778	30094	15398	0,5117	1,033
		0,5	682		15302	0,5085	1,026
		1,0	583		15203	0,5052	1,019
		1,5	485		15105	0,5019	1,013
		2,0	385		15005	0,4986	1,006
		2,5	284		14904	0,4819	0,9972
$\frac{30}{0,52}$	$\frac{19}{0,99}$	0	936	30393	15556	0,5118	1,0330
		0,5	840		15460	0,5086	1,0265
		1,0	744		15364	0,5055	1,0202
		1,5	647		15267	0,5023	1,0137
		2,0	548		15168	0,4990	1,0072
		2,5	448		15116	0,4957	1,0005
$\frac{30}{0,42}$	$\frac{15}{0,99}$	0	1160	30777	15780	0,5127	1,0347
		0,5	1065		15685	0,5096	1,0285
		1,0	972		15592	0,5066	1,0224
		1,5	876		15496	0,5035	1,0161
		2,0	780		15400	0,5003	1,0098
		2,5	682		15302	0,4972	1,0034

Примечание: $(\varepsilon_{\text{ex}})_{\text{раб}}=0,4955$ – эксергетическая эффективность ГТУ без воздухоохладителя при температуре всасываемого воздуха, равной 30 °C, согласно таблице 1.

На рисунке 4 представлены графические зависимости $\varepsilon_{\text{ex}} = f(T_1, \Delta p_{\text{ВО}})$ для технического комплекса ГТУ+АБХМ.

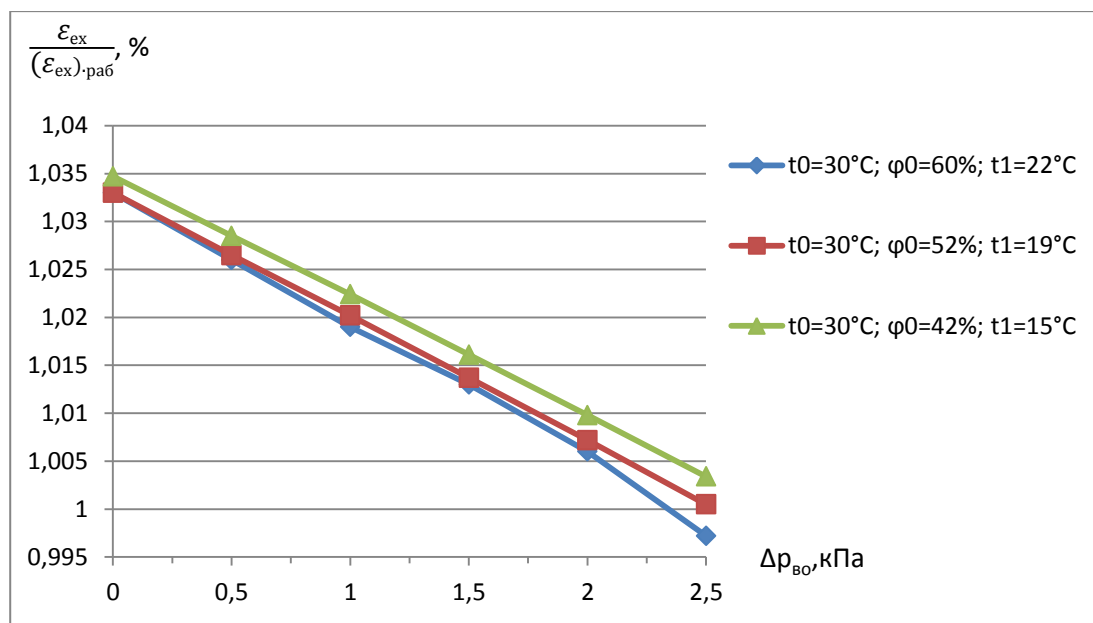


Рисунок 4 – Расчетная зависимость относительного изменения ε_{ex} системы ГТУ+АБХМ для разных значений газодинамического сопротивления воздухоохладителя.

Как следует из графиков на рисунке 4 охлаждение воздуха в воздухоохладителе без газодинамического сопротивления от 30 °С до 15 °С увеличивает эксергетическую эффективность на 3,5 % по сравнению с рабочим режимом ($t_0=30$ °С, $\phi_0=0.42$, $p_0=100$ кПа). Однако уменьшение ϵ_{ex} для этого режима по сравнению с номинальным (при $t_1=15$ °С) равно 4,5 % (таблица 1), и компенсация эффективной мощности за счет охлаждения составляет 56 кВт, а $\epsilon_{ex}=5,7$ %.

Данные графические зависимости также показывают, что при $\Delta p_{во}>(2,5...2,8)$ прирост эффективной мощности $\Delta N_{охл}$ и соответственно ϵ_{ex} прекращается. Уровень предельного значения $\Delta p_{во}$ понижается с повышением температуры атмосферного воздуха на входе в воздухоохладитель. Данное обстоятельство требует рационального подхода к конструктивному решению как поверхностных, так и контактных воздухоохладителей.

В заключении необходимо отметить, что представленные расчетные показатели $\Delta N_{охл}$ и ϵ_{ex} базируются на двух приемлемых допущениях о постоянстве расхода топливного газа и связи расхода продуктов сгорания и отношения давления по уравнению эллипса Стодолы-Флюгеля.

IV. ВЫВОДЫ

Для возможности корректного сравнения эффективности различных способов охлаждения циклового воздуха на всасывании в ГТУ представлен вариант эксергетического анализа с использованием абсорбционной бромистолитовой холодильной машины.

Показано, что на эксергетическую эффективность ГТУ с теплоиспользующей холодильной машиной существенное влияние оказывает газодинамическое сопротивление воздухоохладителя.

Представленные показатели эксергетического анализа являются основой для выполнения термоэкономических расчетов по определению эксергетической стоимости продукта рассматриваемой системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Радченко Н.И., Рами Эльгерби.** Охлаждение воздуха на входе газотурбинных двигателей с учетом климатических условий Ливии.//Сталий розвиток і штучний холод. Збірник наукових праць VIII Міжнародної науково-технічної конференції. – Херсон, Гринь Д.С., 2012 – С.258-263.
2. **Тсатсаронис Д.** Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы. – Одесса:000 студия «Негоциант», 2002. – 152с.
3. **Tatiana Morosuk, George Tsatsaronis.** Exergy-based methods for design and optimization of energy conversion systems.//Сталий розвиток і штучний холод. Збірник наукових праць VIII Міжнародної науково-технічної конференції. – Херсон, Гринь Д.С., 2012. – С.137-141.
4. **Бэр Г.Д.** Техническая термодинамика: Теоретические основы и технические приложения; пер. с нем./ Г.Д. Бэр; под ред. В.М. Бродянского и Г.Н. Костенко. – М.Мир, 1977. – 518с.
5. **Арсеньев В.М.** Теплонасосна технологія енергозбереження: навчальний посібник / В.М.Арсеньев. – Суми: Сумський державний університет, 2012. – 283с.

V. M. Arsenyev, V. V. Miroshnichenko, N. A. Borisov
Sumy State University, Rimsky-Korsakov 2 st., Sumy, 40000, Ukraine

EXERGETIC EFFICIENCY OF TECHNOGENIC CYCLIC AIR COOLING OF THE GAS TURBINE UNIT

The deterioration of the fuel efficiency of the gas turbine unit is especially severe when the temperature of the intake air 30°C and above. A significant increase in the thermodynamic efficiency of the gas turbine unit can be provided by the anthropogenic impact on the temperature and humidity of the intake air, which leads to a proportional reduction of the energy consumption for the compressor drive. Maintenance of lower temperatures of the intake air is especially important for the climatic conditions of gas producing countries in North Africa and the Middle East. Gas turbine plant has a large discharge energy potential, which can be utilized for the production of cold with a clear choice of the cooling method by using absorption refrigeration machines. To compare different combinations of gas turbine unit and waste heat recovery refrigeration machines is advisable to use exergy method of thermodynamic analysis. During the exergy analysis of gas turbine units by using of absorption refrigerating machines it is necessary to take into consideration that the reset of thermo transformed heat flows requires a supply of electricity to drive pumps and fans in the recycling water supply system and to drive the pumps, the hot coolant and pumps in the intermediate circulation loops of heating the coolant and cooling water to the air cooler in the evaporator. Exergetic evaluation of the degree of excellence of gas turbine unit with absorption refrigeration machine was made based on the methodology set out in the work of the scientific school J. Tsatsaronis. This work presents an exergy analysis of cooling efficiency of cyclic air suction in the gas turbine unit by using of lithium bromide absorption refrigerating machine with taking into account of the flow resistance of the air cooler. The results of exergetic efficiency of technical complex of gas-turbine unit with an absorption refrigeration machine were compared with the gas turbine unit without cooling air to the compressor suction. It is also shown that when you increase the flow resistance of the air cooler the growth of efficient cooling power and exergy efficiency of the gas turbine unit stops.

Keywords: gas turbine unit, cooling of air, exergetic efficiency.

REFERENCES

1. **Radchenko N.I., Rami El'gerbi.** Okhlazhdenie vozdukha na vkhode gazoturbinnykh dvigateley s uchetom klimaticheskikh usloviy Livii.// Stalyy rozvytok i shtuchnyy kholod. Zbirnyk naukovykh prats' VIII Mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi. – Kherson, Hryn' D.S., 2012 – S.258-263.
2. **Tsatsaronis D.** Vzaimodeystvie termodinamiki i ekonomiki dlya minimizatsii stoimosti energopreobrazuyushchey sistemy. – Odessa:000 studiya «Negotsiant», 2002. – 152s.
3. **Tatiana Morosuk, George Tsatsaronis.** Exergy-based methods for design and optimization of energy conversion systems.// Stalyy rozvytok i shtuchnyy kholod. Zbirnyk naukovykh prats' VIII Mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi. – Kherson, Hryn' D.S., 2012. – S.137-141.
4. **Ber G.D.** Tekhnicheskaya termodinamika: Teoreticheskie osnovy i tekhnicheskije prilozheniya; per. s nem./ G.D. Ber; pod red. V.M. Brodyanskogo i G.N. Kostenko. – M.Mir, 1977. – 518s.
5. **Arsenyev V.M.** Teplonasosna tekhnolohiya enerhozberezhennya: navchal'nyy posibnyk / V.M.Arsenyev. – Sumy: Sums'kyy derzhavnyy universytet, 2012. – 283s.