

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-492278>

Оригинальное исследование



# Эксергетический анализ термодинамических характеристик газотурбинной установки

О.В. Комаров, А.А. Саммур, И.С. Зубков, В.Л. Блинов

Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Екатеринбург, Российская Федерация

## АННОТАЦИЯ

**Обоснование.** Газотурбинные установки являются наиболее широко распространенным типом энергетических установок, применяемых практически во всех отраслях промышленности. Столь широкое распространение в совокупности с высоким уровнем энергетических характеристик, большой удельной мощностью и манёвренностью обуславливают актуальность исследований в области оценки их параметров работы.

**Цель работы.** Целью работы являлось определение эксергетических характеристик (эксергетический КПД и коэффициент диссипации эксергии) газотурбинной установки и оценка эффективности использования энергии в газотурбинной установке, а также анализ влияния температуры окружающего воздуха на выбранные параметры.

**Материалы и методы.** В работе представлены результаты эксергетического анализа газотурбинной установки в составе ТЭЦ «Джандар», Сирия. Для оценки описанных параметров использовался метод эксергетического анализа термодинамических характеристик газотурбинной установки на основе первого и второго начал термодинамики в совокупности с законами сохранения массы и энергии. Важной особенностью проведённого исследования, которой также подчёркивается его новизна, является учёт химической эксергии дымовых газов при проведении эксергетического анализа.

**Результаты.** По результатам работы было установлено, что максимальный эксергетический КПД имел значение 92,8% и был характерен для турбины в составе ГТУ, в то время как наибольшая диссипация эксергии наблюдалась для процесса сжигания топлива в камере сгорания и была равной 80% (117,3 МВт). Наименьшие значения эксергии соответствовали компрессору — 6,0% (9 МВт). Для ГТУ в целом общая величина диссипация эксергии составила 147,3 МВт, а эксергетический КПД — 53,3%. При этом основными источниками необратимости в установке являются камера сгорания и продукты сгорания.

**Заключение.** Эксергетический анализ является удобным методом оценки степени термодинамического совершенства газотурбинных установок. В качестве дальнейшего направления работ необходимо более полно оценить влияния различных условий, например, влажность воздуха или степени повышения давления в компрессоре на эксергетические характеристики ГТУ.

**Ключевые слова:** газотурбинная установка; цикл газотурбинной установки; термодинамические параметры; эксергия; эксергетический анализ; эксергетические параметры.

## Как цитировать:

Комаров О.В., Саммур А.А., Зубков И.С., Блинов В.Л. Эксергетический анализ термодинамических характеристик газотурбинной установки // Известия МГТУ «МАМИ». 2023. Т. 17, № 4. С. 321–329. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-492278>

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-492278>

Original study article

# Exergy analysis of thermodynamic performance of a gas turbine unit

Oleg V. Komarov, Alaa Akhmad Sammour, Ilya S. Zubkov, Vitaly L. Blinov

Ural Federal University, Ekaterinburg, Russian Federation

## ABSTRACT

**BACKGROUND:** Gas turbine units are the most widespread type of power plants used in almost all industries. Such a wide distribution in combination with a high level of energy characteristics, high specific power and flexibility determine the relevance of research in the field of assessing their operating parameters.

**AIM:** Determining the exergy characteristics (exergy efficiency and exergy dissipation factor) of a gas turbine plant and evaluation the efficiency of energy use in a gas turbine plant, as well as analysis of the influence of ambient temperature on the selected parameters.

**METHODS:** The paper presents the results of an exergy analysis of the gas turbine plant as part of the Jandar Thermal Power Plant, Syria. To evaluate the described parameters, the method of exergy analysis of the thermodynamic characteristics of a gas turbine plant based on the first and second laws of thermodynamics in conjunction with the laws of conservation of mass and energy was used. An important feature of the study, which also emphasizes its novelty, is taking into account the chemical exergy of combustion gases during the exergy analysis.

**RESULTS:** Based on the results of the study, it was found that the maximum exergy efficiency was 92.8% and was typical for a turbine as part of a gas turbine, while the highest exergy dissipation was observed in the process of fuel combustion in the combustion chamber and was equal to 80% (117.3 MW). The lowest exergy values corresponded to the compressor — 6.0% (9 MW). For the gas turbine unit as a whole, the total exergy dissipation was 147.3 MW and the exergy efficiency was 53.3%. In this case, the main sources of irreversibility in the gas turbine unit are the combustion chamber and combustion gases.

**CONCLUSION:** Exergy analysis is a convenient method for evaluating the thermodynamic perfection of gas turbine units. As a further line of the study, it is necessary to evaluate the effects of various conditions, such as air humidity or compressor pressure ratio, on the exergy characteristics of the gas turbine fuller.

**Keywords:** gas turbine unit; gas turbine cycle; thermodynamic performance; exergy; exergy analysis; exergy performance.

## To cite this article:

Komarov OV, Sammour AA, Zubkov IS, Blinov VL. Exergy analysis of thermodynamic performance of a gas turbine unit. *Izvestiya MG TU «MAMI»*. 2023;17(4):321–329. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-492278>

Received: 06.04.2023

Accepted: 30.08.2023

Published online: 15.12.2023

## ВВЕДЕНИЕ

Эксергия может быть описана, во-первых, как возможная работа, совершаемая открытыми или замкнутыми системами, при переходе в определённое равновесное состояние с окружающей средой [1], во-вторых, как максимальная работа, которую необходимо затратить для совершения перехода системы в равновесное состояние с окружающей средой [2]. В последние годы эксергетический анализ становится всё более распространённым методом изучения энергетических систем. В отличие от «традиционного» энергетического анализа, основанного на первом начале термодинамики, метод эксергетического анализа использует второе начало термодинамики, которое не только позволяет определить качественные и количественные характеристики энергии, но и способно дать наиболее полное представление о потерях энергии в различных системах, например, в элементах тепловых электростанций [3]. Так, энергетический анализ обеспечивает только количественный результат и описывает, каким образом происходит преобразование одного вида энергии в другой, в то время как эксергетический анализ определяет качественные результаты о конкретном потреблении энергии [4, 5].

В работе представлен эксергетический анализ газотурбинной установки (ГТУ), расположенной на ТЭЦ «Джандар» (Сирия). Актуальность представленной работы подчёркивается широким распространением газотурбинных установок, а также необходимостью оценки их энергетических и эксергетических параметров, определяющих общую эффективность работы.

**Целью** работы является, во-первых, определение величины и источников диссипации эксергии в различных элементах ГТУ, а также эксергетического КПД с учётом химической эксергии дымовых газов, а во-вторых, оценка влияния температуры атмосферного воздуха на выбранные эксергетические параметры для последующего исследования возможности организации охлаждения воздуха, поступающего в компрессор. Научная новизна исследования заключается в учёте химической эксергии дымовых газов при расчёте эксергетических показателей элементов ГТУ, что не находило широкого распространения в других исследованиях.

## ОБЗОР НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Использование эксергетического анализа нашло широкое распространение при оценке, улучшении и оптимизации газотурбинных установок. Например, в работе [6] было установлено, что для газотурбинной установки с применением логики нечёткого регулирования максимальные и минимальные потери эксергии возникают в камере сгорания и в компрессоре и имеют значения

80% и 8% соответственно. Аналогичные замечания были сделаны в работе [7] при проведении параметрического анализа цикла Брайтона при использовании различных видов топлива: процесс сжигания топлива определяет наибольшие величины диссипации эксергии. По результатам эксергетического анализа станции сжижения и обогащения природного газа с использованием реальных эксплуатационных данных [8] было установлено, что максимальная величина диссипации эксергии в системе не только характерна для процесса сгорания топлива, но и будет существенно зависеть от температуры окружающей среды: пиковое значение 64,6% было получено при высоких температурах наружного воздуха.

При этом эксергетический анализ может дополнять другие методы проведения исследований, что позволяет определить некоторые другие закономерности и факторы, влияющие на эксергетические показатели систем. Например, отмечается, что при рассмотрении ГТУ отдельно её эксергетические показатели остаются практически неизменными в течение года, тогда как при её использовании в когенерации наблюдаются значительные изменения эксергетического КПД [9]. Другим примером может являться совместное применение эксергетического анализа с экономическим и экологическим анализом в работе [10]: по результатам было отмечено, что уровень эксергии будет значительно зависеть от степени повышения давления и температуры газа перед турбиной.

По результатам работы [11] были сделаны аналогичные выводы, при этом ещё одним важным наблюдением являлся тот факт, что эксергетические характеристики также будут существенно зависеть от соотношения воздуха и топлива. С целью оценки влияния различных видов топлива в работе [12] был проведён эксергетический анализ газотурбинной установки. По результатам было установлено, что камера сгорания, работающая на биодизеле, обладала наибольшим коэффициентом диссипации эксергии, при этом двумя другими видами топлива с наибольшей величиной данного параметра являлись дизельное топливо и природный газ. Также было отмечено, что значение коэффициента диссипации эксергии возрастает при увеличении температуры окружающего воздуха. Схожий вывод был получен и в работе [7].

## ОПИСАНИЕ СИСТЕМЫ

Объектом исследования является газотурбинная установка, являющаяся частью ТЭЦ «Джандар» с общей мощностью 101 МВт (при нормальных условиях). Упрощённая схема ГТУ представлена на рис. 1. Воздух при температуре 15 °С и с массовым расходом 286,9 кг/с попадает в осевой компрессор (ОК), где происходит повышение его давления до 1,07 МПа, затем подаётся в камеру сгорания (КС), где при сжигании топлива, в качестве которого используется природный газ (при температуре 300 К и давлении 2,6 МПа), происходит

повышение его температуры до 1100 °С. Потери давления в компрессоре и камере сгорания были приняты равными 6%. После КС рабочее тело подаётся на ступени турбины. Давление продуктов сгорания за турбиной принято равным атмосферному.

Для расчёта различных параметров в работе было использовано ПО *Engineering Equation Solver (EES)* [10], представляющее собой специальный математический комплекс для решения задач термодинамики, обеспечивающий расчёт нелинейных уравнений и позволяющий использовать точные термодинамические параметры различных рабочих тел. В качестве исходных данных были использованы потребляемая и вырабатываемая мощность, давление и температура в различных точках цикла, а также массовые расходы воздуха и топлива, полученные из эксплуатации [13]. Дополнительные параметры, например, потери давления, температура дымовых газов, удельные теплоёмкости рабочего тела, были рассчитаны при помощи соответствующих уравнений.

В расчётах было принято три основных допущения. Во-первых, течение рассматривалось как установившееся. Во-вторых, воздух и продукты сгорания являлись идеальными газами. В-третьих, передачи теплоты от компонентов системы в окружающую среду не происходило.

## ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ

Для анализа, создания и улучшения различных энергетических систем в методе эксергетического анализа применяются законы сохранения массы и энергии в совокупности со вторым началом термодинамики. Такой метод позволяет оценить наиболее эффективное использование энергетических ресурсов, поскольку учитывает все виды, расположение и действительные величины потерь [7, 12]. Общая эксергия системы включает в себя четыре основные части: физическую  $\dot{E}_x^{PH}$ , химическую  $\dot{E}_x^{CH}$ , потенциальную  $\dot{E}_x^{PT}$  и кинетическую  $\dot{E}_x^{KN}$  эксергии [2–5], тогда:

$$\dot{E}_x = \dot{E}_x^{PH} + \dot{E}_x^{CH} + \dot{E}_x^{PT} + \dot{E}_x^{KN}. \quad (1)$$

При этом наибольший интерес представляют первые два слагаемых в уравнении (1). Физическая эксергия учитывает тепловые и механические свойства:

$$\dot{E}_x^{PH} = \dot{E}_x^T + \dot{E}_x^P. \quad (2)$$

Тепловые свойства рабочего тела:

$$\dot{E}_x^T = m \cdot C_{p,a} \cdot \left[ (T - T_0) - T_0 \cdot \ln \left( \frac{T}{T_0} \right) \right]. \quad (3)$$

Механические свойства рабочего тела:

$$\dot{E}_x^P = m \cdot R \cdot T_0 \cdot \ln \left( \frac{P}{P_0} \right), \quad (4)$$

где  $m$  — массовый расход;  $C_{p,a}$  — удельная теплоёмкость воздуха;  $R$  — универсальная газовая постоянная;  $P$ ;  $T$  — давление и температура в расчётной точке;  $P_0$ ;  $T_0$  — давление и температура в равновесном состоянии системы (при отсутствии теплообмена с окружающей средой).

Значения удельных (на 1 кг рабочего тела) химических эксергий для углеводородов ( $C_aH_b$ ) могут быть определены в зависимости от низшей теплоты сгорания ( $Q_n$ ) [14]:

$$\bar{e}_f^{che} = \left[ C_1 + C_2 \cdot \left( \frac{b}{a} \right) - \frac{C_3}{a} \right] \cdot Q_n, \quad (5)$$

где  $C_1$ ,  $C_2$  и  $C_3$  — постоянные, имеющие значения 1,0330; 0,0169 и 0,0698 соответственно. В рассматриваемой системе значения химических эксергий продуктов сгорания, которые рассматриваются как смесь идеальных газов, имеют важное значение. В таком случае химическая эксергия смеси определяется как [15]:

$$\bar{e}^{che} = \sum X_n \cdot (\bar{e}^{CH})_n + \bar{R} \cdot T_0 \sum X_n \cdot \ln(X_n), \quad (6)$$

здесь  $X_n$  — мольная доля газа,  $\bar{R}$  — универсальная газовая постоянная.

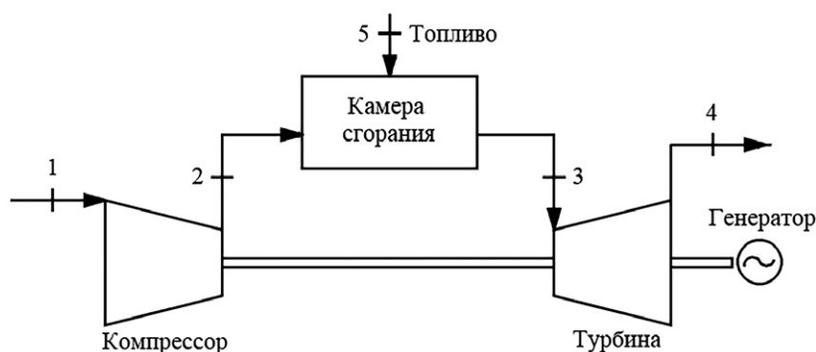


Рис. 1. Схема газотурбинной установки.

Fig. 1. The gas turbine unit diagram.

Для проведения эксергетического анализа газотурбинной установки необходимо рассмотреть следующие ключевые характеристики. Диссипация (потеря) эксергии:

$$I_x = \dot{E}_{x.in} - \dot{E}_{x.out} \tag{7}$$

Эксергетический КПД:

$$\eta = \frac{\dot{E}_{x.out}}{\dot{E}_{x.in}} \tag{8}$$

Коэффициент диссипации эксергии:

$$\varepsilon = \frac{I_x}{\dot{e}_{fuel}^{che}} \tag{9}$$

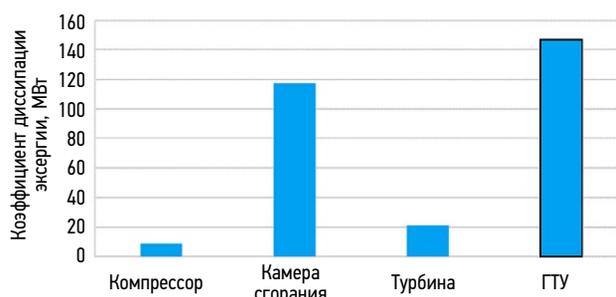
Входная и выходная эксергии, значения диссипации в соответствии со вторым началом термодинамики для каждого элемента газотурбинной установки представлены в табл. 1.

## РЕЗУЛЬТАТЫ

Для каждой точки процессов в ГТУ (согласно рис. 1) были измерены температуры, давления и массовые

расходы, после чего на основании этих значений были вычислены величины физических и химических эксергий процессов (табл. 2). На их основе были рассчитаны оставшиеся эксергетические коэффициенты: эксергетический КПД и коэффициент диссипации эксергии (табл. 3).

Наибольшая величина диссипации эксергии наблюдается для КС и имеет значение 117,3 МВт (80,6%). Далее по убыванию оказывается диссипация эксергии в турбине при значении 21,0 МВт (14,3%). Наименьшее значение наблюдается для компрессора и равно 9 МВт (6,1%) (рис. 2). Наибольшим коэффициентом диссипации



**Рис. 2.** Диссипация эксергии в элементах ГТУ.  
**Fig. 2.** Exergy dissipation in the GTU elements.

**Таблица 1.** Эксергетический баланс различных элементов системы

**Table 1.** Exergy balance of various system elements

Элемент	Уравнение	
	Диссипация эксергии $I_x$	Эксергетический КПД
<p>Осевой компрессор</p>	$\dot{E}_{x.1} + P_c - \dot{E}_{x.2}$	$\frac{\dot{E}_{x.2}}{\dot{E}_{x.1} + P_c}$
<p>Камера сгорания</p>	$\dot{E}_{x.2} + \dot{E}_{x.5} - \dot{E}_{x.3}$	$\frac{\dot{E}_{x.3}}{\dot{E}_{x.2} + \dot{E}_{x.5}}$
<p>Турбина</p>	$\dot{E}_{x.3} + P_{GT} - \dot{E}_{x.4}$	$\frac{\dot{E}_{x.4} + P_{GT}}{\dot{E}_{x.3}}$

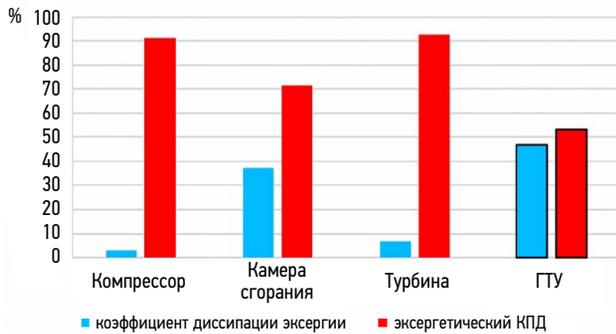
Примечание: в уравнениях таблицы  $P_c$ ;  $P_{GT}$  — мощность осевого компрессора и турбины.

**Таблица 2.** Действительные данные для рассматриваемых в процессе точек**Table 2.** Real data for the considered process points

№ точки	Рабочее тело	$m$ , кг/с	$T$ , К	$P$ , бар	$\dot{E}_x^{PH}$ , МВт	$\dot{E}_x^{CH}$ , МВт
1	Воздух	296,7	288,0	1,013	0	0
2	Воздух	296,7	632,2	10,84	94,2	0
3	Продукты сгорания	303,1	1373,0	10,52	290,1	2,2
4	Продукты сгорания	303,1	800,4	1,013	74,8	2,2
5	Топливо	6,405	300,0	26,0	1,7	313,6

**Таблица 3.** Значения параметров эксергии в элементах ГТУ**Table 3.** Values of exergy performance in the GTU elements

Элемент	$\dot{E}_{x.in}$ , МВт	$\dot{E}_{x.out}$ , МВт	$I_x$ , МВт	Эксергетический КПД, %	Коэффициент диссипации эксергии, %
Осевой компрессор	103,2	94,2	9,0	91,3	2,9
Камера сгорания	409,6	292,2	117,3	71,4	37,2
Турбина	292,2	271,2	21,0	92,8	6,7
Итого			147,3	53,3	46,7

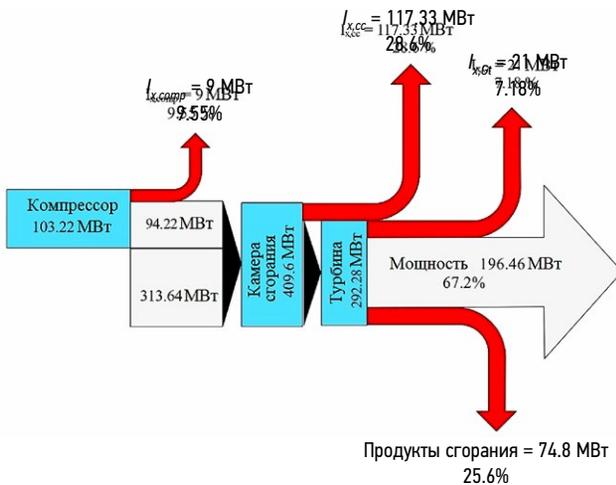
**Рис. 3.** Эксергетический КПД и коэффициент диссипации эксергии.**Fig. 3.** Exergy efficiency and exergy dissipation coefficient.

эксергии и наименьшим эксергетическим КПД среди всех элементов ГТУ, согласно рис. 3, обладает камера сгорания, что допустимо связать с высокими тепловыми потерями процесса и неполным сгоранием топлива. Химические реакции в камере сгорания являются основным и наиболее важным источником, определяющим коэффициент диссипации эксергии, при этом их необратимость будет связана с теплопередачей, трением и перемешиванием, которые снижают термодинамические характеристики, например, эксергетический КПД. Общий эксергетический КПД ГТУ равен 53,3%, при этом для процесса сгорания топлива в КС наблюдалось наивысшее значение (37,2%). Эксергетический КПД компрессора и турбины составил 2,9% и 6,7% соответственно.

На рис. 4 представлена диаграмма Грассмана для ГТУ. На ней отражены значения диссипации эксергии и их процентное соотношение для каждого элемента установки в соответствии с полученными результатами. При анализе данной диаграммы можно заметить, что примерно 25,6% от общей эксергии на входе в турбину впоследствии выбрасывается в окружающую среду.

Важно также отметить, что полученные результаты хорошо согласуются с результатами других исследователей (табл. 4).

На рис. 5, а представлена взаимосвязь диссипации эксергии в ГТУ и температуры окружающего воздуха. Из диаграммы видно, что рост температуры приводит к снижению диссипации эксергии: при температуре на входе в ГТУ 45 °С диссипация эксергии составляет 134,4 МВт, тогда как для температуры 5 °С значение

**Рис. 4.** Эксергетическая диаграмма Грассмана для ГТУ.**Fig. 4.** The Grassman exergy diagram of the GTU.

**Таблица 4.** Сравнение результатов исследований**Table 4.** Comparison of study results

Источник	Коэффициент диссипации эксергии, МВт			Эксергетический КПД, %		
	ОК	КС	Турбина	ОК	КС	Турбина
Исследование	9,0	117,3	21,0	91,3	71,4	92,8
[8] (2021)	11,3	184,6	17,1	92,9	67,9	95,0
[7] (2019)	6,9	39,7	6,8	84,2	75,9	92,6
[16] (2014)	9,7	238,7	28,0	93,1	54,1	65,3
[17] (2021)	8,5	21,9	3,1	73,8	76,5	95,6
[18] (2020)	8,8	48,4	18,3	93,3	89,5	95,6

данного параметра лежит в пределах 157,5 МВт. Такой эффект допустимо связать со снижением плотности и, как следствие, со снижением массового расхода через компрессор. Схожая закономерность наблюдается и для эксергетического КПД: рост данного параметра происходит практически линейно до температуры окружающего воздуха 15 °С с последующим снижением (рис. 5, *b*). Таким образом, охлаждение воздуха, поступающего в компрессор, может привести к увеличению эксергетического КПД установки в целом, к лучшему использованию энергии и снижению процента потерь. Также важно отметить, что наибольший эксергетический КПД установки может быть достигнут при температуре, близкой к 15 °С.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

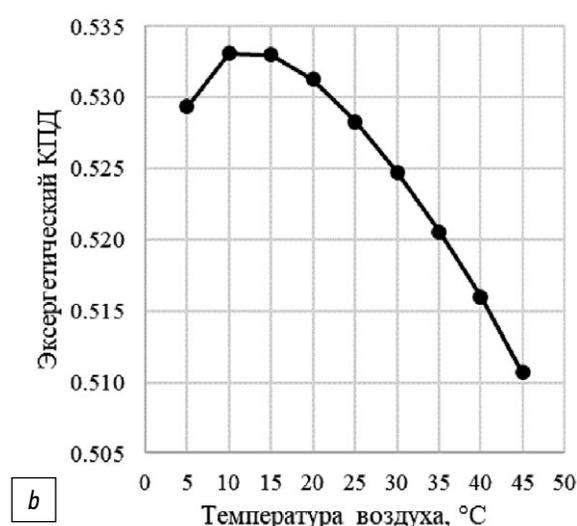
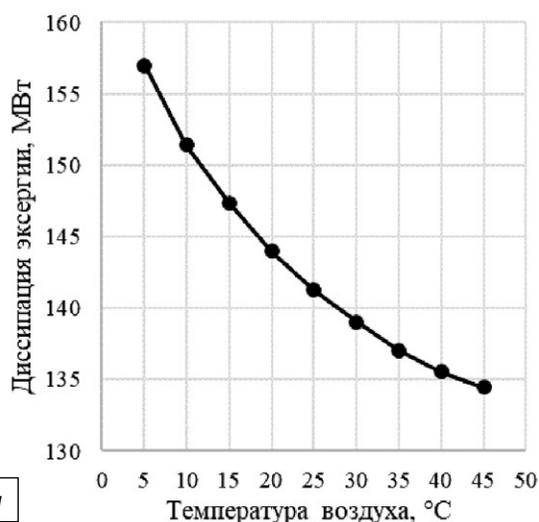
В работе представлен эксергетический анализ газотурбинной установки. Применение второго начала термодинамики позволило рассчитать диссипацию энергии и определить потери, связанные с необратимостью

действительных процессов, и обеспечило качественное определение эксергетического КПД.

По полученным результатам допустимо сделать следующие выводы:

1. По сравнению с осевым компрессором и турбиной камера сгорания обладает наименьшим эксергетическим КПД (71,4%), что связано с наибольшей диссипацией эксергии. При этом данный элемент является основным источником необратимости в установке.
2. Минимальная диссипация эксергии наблюдается для осевого компрессора (2,9%).
3. Общая диссипация эксергии ГТУ составила 147,3 МВт при общем уровне эксергетического КПД 53,3%.
4. Повышение температуры окружающего воздуха может приводить к уменьшению диссипации эксергии для газотурбинной установки, при этом для эксергетического КПД наблюдается обратный эффект, а его наибольшее значение может быть достигнуто только при нормальных условиях (15 °С и 101,3 кПа).

В качестве дальнейшего направления работ необходимо более полно оценить влияние различных условий,



**Рис. 5.** Закономерности изменения эксергетических параметров в зависимости от температуры окружающего воздуха: а) диссипация эксергии; б) эксергетический КПД.

**Fig. 5.** Characteristic curves of exergy performance in dependence on ambient temperature: а) exergy efficiency; б) exergy dissipation.

например, влажности воздуха или степени повышения давления в компрессоре на эксергетические характеристики ГТУ.

## ДОПОЛНИТЕЛЬНО

**Вклад авторов.** А.А. Саммур — поиск публикаций по теме статьи, написание текста рукописи; И.С. Зубков — перевод и редактирование текста рукописи; О.В. Комаров, В.Л. Блинов — экспертная оценка, утверждение финальной версии. Авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

**Конфликт интересов.** Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

**Источник финансирования.** Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

## ADDITIONAL INFORMATION

**Authors' contribution.** A.A. Sammour — search for publications, writing the text of the manuscript; I.S. Zubkov — translation and editing the text of the manuscript; O.V. Komarov, V.L. Blinov — expert opinion, approval of the final version. All authors made a substantial contribution to the conception of the work, acquisition, analysis, interpretation of data for the work, drafting and revising the work, final approval of the version to be published and agree to be accountable for all aspects of the work.

**Competing interests.** The authors declare that they have no competing interests.

**Funding source.** This study was not supported by any external sources of funding.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Awaludin M., Miswandi M., Prayitno A., et al. Exergy analysis of gas turbine power plant 20 MW in Pekanbaru-Indonesia // *International Journal of Technology*. 2016. Vol. 7, N 5. P. 921–927. doi: 10.14716/ijtech.v7i5.1329
2. Al-Doori W.H. Exergy analysis of a gas turbine performance with effect cycle // *IJRRAS*. 2012. № 13. P. 549–556.
3. Okechukwu E.H. Exergy analysis of omotosho phase 1 gas thermal power plant // *International Journal of Energy and Power Engineering*. 2013. Vol. 2, N 5. P. 197–203. doi: 10.11648/j.ijep.20130205.13
4. Younis N.S., Abbani B.O., Alnayad O.A. Exergetic Analysis of South Tripoli Gas Turbine Power Plant (Unit Four) // *International Journal of Engineering Trends and Technology*. 2018. Vol. 62, N 1. P. 15–22. doi: 10.14445/22315381/IJETT-V62P204
5. Baheta A.T. Exergy based performance analysis of a gas turbine at part load conditions / A.T. Baheta, S.I.U.H. Gilani // *Journal of Applied Sciences*. 2011. Vol. 11, N 11. P. 1994–1999. doi: 10.3923/jas.2011.1994.1999
6. Daoud R.W., Ahmed A.H., Al Doori W.H., et al. Exergy and energy analyses of 70 MW gas turbine power plant using fuzzy logic control // *Proceedings of the 7th International Conference on Engineering and Emerging Technologies, ICEET 2021*. ICEET, 2021. doi: 10.1109/ICEET53442.2021.9659610
7. Koc Y., Kose O., Yagli H. Exergy analysis of a natural gas fuelled gas turbine based cogeneration cycle // *International Journal of Exergy*. 2019. Vol. 30, N 2. P. 103–125. doi: 10.1504/IJEX.2019.102162
8. Delshad M.S., Momenimovahed A., Mazidi M.Sh., et al. Energy, exergy, exergoenvironmental, and exergoeconomic (4E) analyses of a gas boosting station // *Energy Science and Engineering*. 2021. Vol. 9, N 11. P. 2044–2063. doi: 10.1002/ese3.966
9. Syrian General Electric Power Generation Company [internet] [дата обращения: 13.02.2023] Режим доступа: <http://peeg.gov.sy/>
10. Baghernejad A., Anvari-Moghaddam A. Exergoeconomic and environmental analysis and multi-objective optimization of a new regenerative gas turbine combined cycle // *Applied Sciences (Switzerland)*. 2021. Vol. 11, N 23. doi: 10.3390/app112311554
11. Haouam A. Thermal performance of a gas turbine based on an exergy analysis // *E3S Web of Conferences*. 2019. № 128. P. 0102. doi: 10.1051/e3sconf/201912801027
12. Saad A., Oghenemarho E.V., Solomon W.C., et al. Exergy analysis of a gas turbine power plant using jatropha biodiesel, conventional diesel and natural gas // *Proceedings of the 5th–6th Thermal and Fluids Engineering Conference (TFEC)*. 2021. doi: 10.1615/TFEC2021.aes.036015
13. Moran M.J., Shapiro H.N., Boettner D.D., et al. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 8th ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, 2014.
14. Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M.J. *Thermal Design and Optimization*. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, 1996.
15. Igbong D., Oiusola F.D. Exergoeconomic analysis of a 100 MW unit GE Frame 9 gas turbine plant in Ughelli, Nigeria // *International Journal of Engineering and Technology*. 2014. Vol. 4, N 8. P. 463–468.
16. Martin A., Rivai N.I., Amir R.D., et al. Exergoeconomic analysis of 21.6 MW gas turbine power plant in Riau, Indonesia // *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*. 2021. Vol. 84, N 1. P. 126–134. doi: 10.37934/arfmts.84.1.126134
17. Ahmed A.H., Ahmed A.M., Hamid Q.Y. Exergy and energy analysis of 150 MW gas turbine unit: A case study // *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*. 2020. Vol. 67, N 1. P. 186–192.

## REFERENCES

1. Awaludin M, Miswandi M, Prayitno A, et al. Exergy analysis of gas turbine power plant 20 MW in Pekanbaru-Indonesia. *International Journal of Technology*. 2016;7(5):921–927. doi: 10.14716/ijtech.v7i5.1329

2. Al-Doori WH. Exergy analysis of a gas turbine performance with effect cycle. *IJRRAS*. 2012;13:549–556.
3. Okechukwu EH. Exergy analysis of omotosho phase 1 gas thermal power plant. *International Journal of Energy and Power Engineering*. 2013;2(5):197–203. doi: 10.11648/j.ijep.20130205.13
4. Younis NS, Abbani BO, Alnayd OA. Exergetic Analysis of South Tripoli Gas Turbine Power Plant (Unit Four). *International Journal of Engineering Trends and Technology*. 2018;62(1):15–22. doi: 10.14445/22315381/IJETT-V62P204
5. Baheta AT. Exergy based performance analysis of a gas turbine at part load conditions / A.T. Baheta, S.I.U.H. Gilani. *Journal of Applied Sciences*. 2011;11(11):1994–1999. doi: 10.3923/jas.2011.1994.1999
6. Daoud RW, Ahmed AH, Al Doori WH, et al. Exergy and energy analyses of 70 MW gas turbine power plant using fuzzy logic control. In: *Proceedings of the 7th International Conference on Engineering and Emerging Technologies, ICEET 2021*. ICEET; 2021. doi: 10.1109/ICEET53442.2021.9659610
7. Кос Y, Косе O, Ягли H. Exergy analysis of a natural gas fuelled gas turbine based cogeneration cycle. *International Journal of Exergy*. 2019;30(2):103–125. doi: 10.1504/IJEX.2019.102162
8. Delshad MS, Momenimovahed A, Mazidi MSh, et al. Energy, exergy, exergoenvironmental, and exergoeconomic (4E) analyses of a gas boosting station. *Energy Science and Engineering*. 2021;9(11):2044–2063. doi: 10.1002/ese3.966
9. Syrian General Electric Power Generation Company [internet]. Accessed: 13.02.2023. Available from: <http://peeg.gov.sy/>
10. Baghernejad A, Anvari-Moghaddam A. Exergoeconomic and environmental analysis and multi-objective optimization of a new regenerative gas turbine combined cycle. *Applied Sciences (Switzerland)*. 2021;11(23). doi: 10.3390/app112311554
11. Haouam A. Thermal performance of a gas turbine based on an exergy analysis. *E3S Web of Conferences*. 2019;128:0102. doi: 10.1051/e3sconf/201912801027
12. Saad A, Oghenemarho EV, Solomon WC, et al. Exergy analysis of a gas turbine power plant using jatropha biodiesel, conventional diesel and natural gas. In: *Proceedings of the 5th–6th Thermal and Fluids Engineering Conference (TFEC)*. 2021. doi: 10.1615/TFEC2021.aes.036015
13. Moran MJ, Shapiro HN, Boettner DD, et al. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 8th ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons; 2014.
14. Bejan A, Tsatsaronis G, Moran MJ. *Thermal Design and Optimization*. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons; 1996.
15. Igbong D, Oiusola FD. Exergoeconomic analysis of a 100 MW unit GE Frame 9 gas turbine plant in Ughelli, Nigeria. *International Journal of Engineering and Technology*. 2014;4(8):463–468.
16. Martin A, Rivai NI, Amir RD, et al. Exergoeconomic analysis of 21.6 MW gas turbine power plant in Riau, Indonesia. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*. 2021;84(1):126–134. doi: 10.37934/arfmts.84.1.126134
17. Ahmed AH, Ahmed AM, Hamid QY. Exergy and energy analysis of 150 MW gas turbine unit: A case study. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*. 2020;67(1):186–192.

## ОБ АВТОРАХ

### \* Зубков Илья Сергеевич,

аспирант кафедры «Турбины и двигатели»;  
адрес: Российская Федерация, 620002, Екатеринбург,  
ул. Мира д. 19;  
ORCID: 0000-0003-1806-4136;  
eLibrary SPIN: 4289-6397;  
e-mail: lamqtada@gmail.com

### Комаров Олег Вячеславович,

доцент, канд. техн. наук,  
заведующий кафедрой «Турбины и двигатели»;  
ORCID: 0000-0002-2657-8682;  
eLibrary SPIN: 4575-9192;  
e-mail: o.v.komarov@urfu.ru

### Саммур Алаа Ахмад,

аспирант кафедры "Турбины и двигатели";  
ORCID: 0000-0002-6212-686X;  
eLibrary SPIN: 2636-4719;  
e-mail: alpharam.eng@gmail.com

### Блинов Виталий Леонидович,

доцент, канд. техн. наук,  
доцент кафедры "Турбины и двигатели";  
ORCID: 0000-0002-6643-080X;  
eLibrary SPIN: 9294-0378;  
e-mail: v.l.blinov@urfu.ru

## AUTHORS' INFO

### \* Ilya S. Zubkov,

Postgraduate of the Turbines and Engines Department;  
address: 19 Mira street, 620002 Ekaterinburg,  
Russian Federation;  
ORCID: 0000-0003-1806-4136;  
eLibrary SPIN: 4289-6397;  
e-mail: lamqtada@gmail.com

### Oleg V. Komarov,

Associate Professor, Cand. Sci. (Tech.),  
Head of the Turbines and Engines Department;  
ORCID: 0000-0002-2657-8682;  
eLibrary SPIN: 4575-9192;  
e-mail: o.v.komarov@urfu.ru

### Alaa Akhmad Sammour,

Postgraduate of the Turbines and Engines Department;  
ORCID: 0000-0002-6212-686X;  
eLibrary SPIN: 2636-4719;  
e-mail: alpharam.eng@gmail.com

### Vitaly L. Blinov,

Associate Professor, Cand. Sci. (Tech.),  
Associate Professor of the Turbines and En-gines Department;  
ORCID: 0000-0002-6643-080X;  
eLibrary SPIN: 9294-0378;  
e-mail: v.l.blinov@urfu.ru

\* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author