



ВЛИЯНИЕ ОТБОРОВ ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

И.И. Мубаракوف, А.Б. Шигапов

Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия

ililmub@yandex.ru

Резюме: Газотурбинная установка (далее ГТУ) состоит из 5 основных частей: входное устройство, компрессор, камера сгорания, газовая турбина, выходное устройство. В данной работе в связи с отсутствием достаточно обширной информации по стационарным ГТУ, частично были использованы данные из характеристик авиационных ГТУ. На эффективность работы ГТУ влияет множество факторов, среди которых, видимо, определяющим является степень сжатия воздуха в компрессоре π_K . Разумеется, степень сжатия зависит от конструктивной схемы ГТУ, вида топлива, климатических условий эксплуатации и другие. Наиболее важным эксплуатационным параметром ГТУ является полезная мощность N_p и удельный расход топлива $b_{уд}$. В статье дан численный анализ влияния π_K на N_p и $b_{уд}$ при вариации температуры газов на входе в турбину T_3 , а также влияние других факторов, среди которых отбор части воздуха на охлаждении высокотемпературных поверхностей конструкции. Выводы были сделаны исходя из расчётов результаты, которых приведены в таблицах, и графиков сравнения полученных результатов.

Ключевые слова: ГТУ, оптимальная степень сжатия в компрессоре, полезная мощность, отборы, влияние.

Для цитирования: Мубаракوف И.И., Шигапов А.Б. Влияние отборов охлаждающего воздуха на эффективность газотурбинной установки // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2020. Т. 22. № 4. С. 16-23. doi:10.30724/1998-9903-2020-22-4-16-23.

INFLUENCE OF COOLING AIR SELECTIONS ON THE EFFICIENCY OF A GAS TURBINE INSTALLATION

I. Mubarakov, A.B. Shigapov

Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

ililmub@yandex.ru

Abstract: A gas turbine installation (GTI) consists of 5 main parts: an input device, a compressor, a combustion chamber, a gas turbine, and an output device. In this work, due to the lack of sufficiently extensive information about stationary GTI, data from the characteristics of aviation GTI were partially used. The GTI operation efficiency is influenced by many factors, among which, apparently, the determining factor is the degree of air compression in the compressor π_K . Of course, the compression ratio depends on the design scheme of the gas turbine, the type of fuel, the climatic conditions of operation, and others. The most important operational parameter of the GTI is the effective power N_p and specific fuel consumption b_{ud} . The article provides a numerical analysis of the effect π_K on N_p and b_{ud} under variations in the temperature of gases at the turbine inlet T_3 , as well as the influence of other factors, including the selection of part of the air for cooling high-temperature surfaces of the structure. The conclusions were made based on the calculations, the results of which are shown in the tables, and in the comparison graphs of obtained results.

Key words: GTI, an optimal compression ratio in the compressor, the effective power, bleed air, influence.

For citation: Mubarakov II, Shigapov AB. Influence of cooling air selections on the efficiency of a gas turbine installation. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2020;22(4):16-23. doi:10.30724/1998-9903-2020-22-4-16-23.

Введение

При номинальном режиме работы газотурбинной установки мощность газовой турбины превышает потребляемую мощность компрессора. Это является следствием ряда факторов. Определяющим является температура рабочего тела, на входе в турбину T_3 она выше, чем для компрессора T_1 . Дополнительно, некоторое влияние оказывает термодинамического свойства продуктов сгорания. Теплоёмкость газов c_{pT} выше теплоёмкости воздуха c_{pB} на 15÷30 %¹[2,3]. Отношение $\frac{T_3}{T_1}$ называют степенью подогрева рабочего тела в ГТУ. Степень подогрева рабочего тела современных ГТУ превышает 5 при тенденции постоянного роста [4,5]. В результате удельная работа турбины L_T больше удельной работы компрессора L_K . Эту разность называют полезной работой L_p или при учете расхода рабочего тела полезной мощностью N_p . Полезная мощность, рассчитываемая таким образом, представляет величину Брутто – поскольку часть полезной работы затрачивается на обслуживание вспомогательных систем контроля, управления, регулирования, жизнеобеспечения [6-8].

Величина полезной мощности N_p меняется при изменении степени сжатия воздуха в компрессор π_K . Мощность затрачиваемая на привод компрессора непрерывно растёт с увеличением π_K . В то же время мощность турбины асимптотический стремится к своему максимальному значению $N_T = c_{pT} \cdot T_3$. По этой причине зависимость $N_p(\pi_K)$ имеет экстремальный характер с максимумом. Степень сжатия воздуха, соответствующая достижению максимально N_p , называют оптимальной степенью сжатия воздуха в компрессоре $\pi_{K_{OPT}}$.

Температура газов перед турбиной T_3 оказывает существенное влияние на оптимальную степень повышения давления в компрессоре π_K , следовательно, и на оптимальное значение степени понижения давления в турбине ГТУ π_T . Аналитические формулы расчёта зависимости $\pi_{K_{OPT}}(T_3)$ газотурбинной ступени (газогенератора), работающей в составе парогазового блока (ПГБ) выполнены авторами [9] при весьма грубых допущениях. Основные допущения заключается в постоянстве термодинамических свойств рабочего тела, а также отсутствие гидравлических потерь в газодинамическом тракте газотурбинной ступени – в компрессоре, в газоходах, в камере сгорания. Данная формула имеет вид:

$$\pi_{K_{OPT}} = \left(\frac{1 - \eta_{\Pi}}{\tau} \right)^{\frac{1}{2m}}, \quad (1)$$

где: η_{Π} – КПД паротурбинной пристройки; τ – обратная величина степени подогрева рабочего теле в газогенераторе, $\frac{T_3}{T_1}$; комплекс $m = (k - 1)/k$. Здесь k показатель изэнтропических процессов сжатия и расширения, принимается постоянной и равной 1,41. В этой работе отмечено, что учёт реальных свойств рабочего тела компрессора и турбины приводит к большим осложнениям в методах аналитического представления

¹Уваров В.В. Газовые турбины и газотурбинные установки. М.: Высшая школа, 1970. 320 с. Uvarov V.V. Gazovye turbiny i gazoturbinnye ustanovki. M.: Vysshaya shkola. 1970. 320 p.

модель (формулу) расчета удельной работы неизменной, модифицированный метод сведен к корректировке некоторой эффективной теплоемкости рабочего тела. Приемлемая точность расчетов удельной работы достигается при использовании средне-логарифмического осреднения теплоемкости продуктов сгорания.

Правомерность аналитических представлений $\pi_{K_{OPT}}$ должна быть подтверждена тепломеханическими расчётами принципиальной тепловой схемы (ПТС). Ниже представлены результаты расчета газотурбинной надстройки – верхней ступени ПГБ, что достигается при принятии в формулах (1), (2), (3) $\eta_{II} = 0$.

Материалы и методы

В первой серии расчётов не учитывалось влияние отбора расходов воздуха на охлаждение нагретых частей газогенератора – камеры сгорания, газоходов и элементов газовой турбины. Расчеты проводились с целью исследования некоторых общих закономерностей рабочих процессов.

В качестве газогенераторной надстройки принята одновальная конструкция. Целевыми функциями оптимизации выбраны полезная мощность и удельный расход топлива. Полезная мощность N_p , как отмечено выше, представляет разность мощностей газовой турбины N_T и компрессора N_K . Удельный расход топлива определяется по соотношению:

$$b_{ud} = G_{воз} / (\xi \alpha G_0 N_p), \quad (4)$$

где $G_{воз}$ – расход воздуха, кг/с; ξ – полнота сгорания топлива, равная отношению количества выделившегося в камере сгорания теплоты Q к низшей теплотворной способности топлива при постоянном давлении Q_p^H ; G_0 – стехиометрическое (теоретическое) количество воздуха для сгорания одного кг горючего.

Значение G_0 может быть принято для природного газа равным 16,8; для дизельного топлива 14,325 и для солярового масла 14,219.

В общем случае значение $\pi_{K_{OPT}}(N_p)$ и $\pi_{K_{OPT}}(b_{ud})$ не совпадают, при этом последнее находится всегда дальше. Однако при оптимизации целесообразно остановить выбор на достижение максимальной полезной работы. Причины такого выбора заключаются в следующем. Во-первых, абсолютное снижение удельного расхода топлива после достижения $\pi_{K_{OPT}}(N_p)$ небольшое, составляет сотых долей процента. Во-вторых, освоение сложной техники, каковым является многоступенчатый осевой компрессор в область высоких давлений сопряжено большими затратами. Эти затраты не учтены в пределах принятой модели, возможно, их корректный учет вообще невозможен.

При выполнении расчетов использованы аппроксимации термодинамических свойств воздуха и продуктов сгорания. Расчеты проводились по программе, исходный код которой написан на алгоритмическом языке *FORTRAN*, применительно к версии 6.6.0. Программа позволяет выполнять расчеты для газовых турбин, работающих на трех видах топлива: природный газ; дизельное топливо; соляровое масло.

Программа позволяет изменять величины определяющих параметров – входных факторов в широких пределах. В данной серии расчетов приняты: δ_i^* – коэффициенты потерь полного давления входного, выходного устройств и камеры сгорания равными 0,97; 0,97; 0,935; коэффициент полноты сгорания топлива $\xi = 0,98$; изоэнтропические коэффициенты полезного действия компрессора $\eta_{из.к} = 0,865$; турбины $\eta_{из.т} = 0,895$.

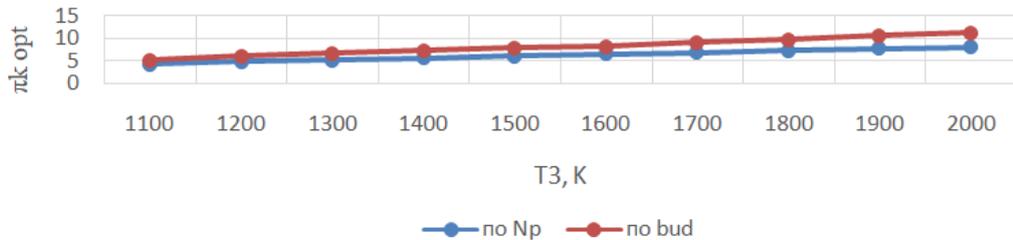
Результаты

Результаты расчетов для природного газа представлены на рис.1 и сведены в табл. 1, данная зависимость имеет линейный характер. С хорошим приближением ее можно аппроксимировать следующей зависимостью.

Таблица 1

Сравнение оптимального значения степени сжатия по полезной работе ГТУ и по удельному расходу топлива

T_3, K	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
$\pi_{K_{OPT}}(N_p)$	4,19	4,69	5,2	5,59	6,1	6,49	6,89	7,3	7,69	8,1
$\pi_{K_{OPT}}(b_{ud})$	5,2	6	6,6	7,2	7,8	8,3	9,2	9,8	10,5	11,2



Представляет научный и практический интерес сопоставление результатов расчета $\pi_{K_{OPT}}(N_p)$ для различных топлив при равных исходных данных. Такие результаты приведены ниже, табл. 2, рис.2 для природного газа и дизельного топлива при одинаковых температурах газов на входе в турбину.

Таблица 2

Сравнение $\pi_{K_{OPT}}(N_p)$ для природного газа (п/г) и дизельного топлива (д/т)

T_3, K	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
$\pi_{K_{OPT}}(N_p)$ на п/г	4,19	4,69	5,2	5,59	6,1	6,49	6,89	7,3	7,69	8,1
$\pi_{K_{OPT}}(N_p)$ на д/т	4,1	4,7	5,1	5,59	6	6,4	6,7	7,09	7,5	7,8

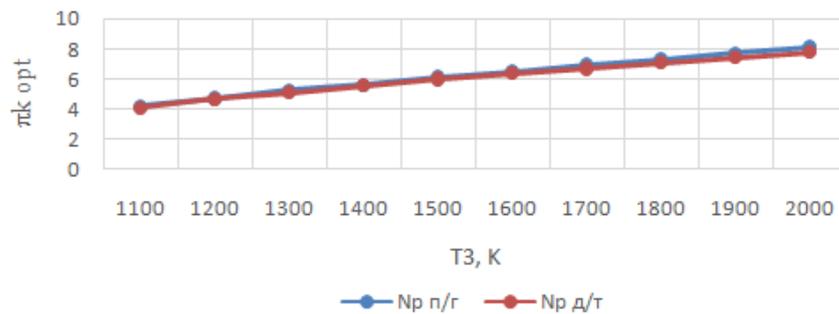


Рис.2. Оптимальные значения степени сжатия воздуха в компрессоре при различных

Как видно из рис.2 оптимальные значения степеней сжатия в компрессоре ГТУ для природного газа несколько превышают значений для дизтоплива при одинаковых температурах продуктов сгорания, причина которого становится понятным при анализе результатов расчета горения топливовоздушной смеси. С увеличением теплоемкости газов, в табл. 3 $c_{pГ}$ имеют размерность $Kдж/кг*К$, $\pi_{K_{OPT}}(N_p)$ несколько возрастает, причем эффект растет с увеличением температуры газов.

Таблица 3

T_3, K	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
$c_{pг}$ п/г	1,2	1,224	1,249	1,273	1,297	1,321	1,346	1,372	1,399	1,429
$k_г$ п/г	1,32	1,312	1,304	1,297	1,291	1,285	1,279	1,273	1,267	1,261
$c_{pг}$ д/г	1,185	1,206	1,228	1,248	1,269	1,288	1,308	1,327	1,345	1,364
$k_г$ д/г	1,319	1,312	1,305	1,298	1,291	1,286	1,28	1,275	1,27	1,265

В расчётах также учтено влияние отборов воздуха на охлаждение нагретых частей ГТУ – газохода КС, дисков и лопаток ГТ. К сожалению, в литературе мало информации об использовании воздуха для охлаждения стационарных ГТУ. Имеется довольно обширная информация для авиационных двигателей. Относительная доля воздуха, отводимого на охлаждение $\delta_{охл} = G_{охл}/G_{voz}$ составляет в них от 4 до 21 % от общего расхода воздуха и зависит в основном от температуры газов на входе в турбину. Аппроксимация зависимости $\delta_{охл}(T_3)$ может быть представлена формулой (5):

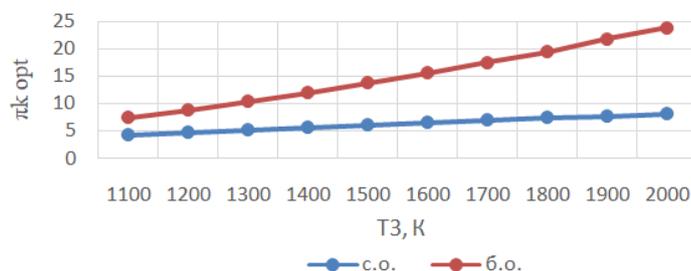
$$\delta_{охл} = 0,00025 \cdot (T_3 - 1400) + 0,04 \quad (5)$$

Ниже, в табл. 4 и рис.3 приведены результаты расчетов, выполненных для природного газа с использованием аппроксимации (5), напомним, что она получена обобщением опыта разработок авиационных двигателей. При использовании авиационных рекомендации, значения $\pi_{K_{OPT}}$ снижаются примерно в 2 раза (строка с.о) в табл. 4 по сравнению без отбора (б.о) для средних температур, с ростом T_3 отличие еще больше.

Таблица 4

Сравнение оптимального значение степени сжатия в компрессоре без отборов и с отборами (топливо природный газ)

T_3, K		1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
$\pi_{K_{OPT}}(N_p)$	б.о.	7,39	8,8	10,3	11,9	13,7	15,5	17,4	19,4	21,7	23,8
	с.о.	4,19	4,69	5,2	5,59	6,1	6,49	6,89	7,3	7,69	8,1



Обсуждение

В практике разработки стационарных газотурбинных установок проблему охлаждения первых ступеней газовой турбины решают несколько по-иному. Поскольку острой необходимости минимизации массовых характеристик двигателя не является актуальным и на ТЭС широко доступным является вода, не использовать ее для охлаждения лопаток турбин было бы не правильным. Ведущие мировые производители стационарных ГТУ: *SIEMENS*, *GE* пошли по пути разработки охлаждаемых водой лопаток первых ступеней газовых турбин, генерируемый пар которых далее используется в качестве рабочего тела в низких ступенях паровых турбин. Японская фирма *Mitsubishi* пошла по пути создания

стационарных ГТУ с использованием лопаток с термобарьерными покрытиями, надежно функционирующих ГТУ с температурой газов на входе в турбину 1700-1800° С, фирма считает преодоленной. Поскольку в данном случае выполнение рекомендации (5) являются неразумными, анализ влияния относительной доли охлаждающего воздуха при ее произвольной вариации имеет значение для практики, ниже табл. 5 и рис.4 приведены результаты расчетных исследований.

Таблица 5

Влияние отборов на оптимальное значение степени сжатия в компрессоре при определенных температурах перед турбиной Т₃

Т ₃ = 1500 К					Т ₃ = 1600 К				
π _{КОПТ}	6,2	6,1	6	5,9	6,59	6,5	6,4	6,3	6,2
δ _{ОХЛ}	0,05	0,06	0,07	0,08	0,08	0,09	0,1	0,11	0,12
Т ₃ = 1700 К									
π _{КОПТ}	6,8	6,7	6,6	6,5	6,4	6,3	6,2	6,1	6
δ _{ОХЛ}	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,2-0,21

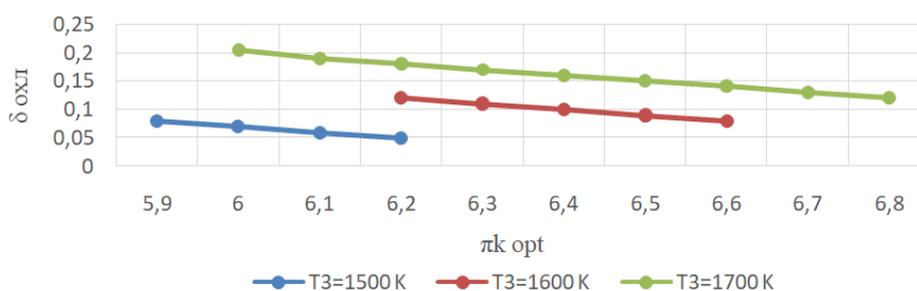


Рис.4. Влияние отборов на оптимальное значение степени сжатия в компрессоре

Также был проведен анализ влияние других факторов. При проведении расчетов были взяты следующие значения: потери полного давления в проточной части газогенератора, изэнтропический КПД компрессора и турбины. Анализ показал то, что влияние этих факторов несущественны.

Выводы

Оптимальное значение степени сжатия воздуха в компрессоре зависит от вида топлива. Причем это влияние имеет большое значение при высоких температурах газов на входе в турбину.

Отбор воздуха на охлаждение приводит к снижению оптимального значения степени сжатия воздуха в компрессоре. Эффект более существенен при высоких температурах.

Влияние гидродинамических потерь в проточных частях ГТУ, а также КПД турбины и компрессора на оптимальное значение степень сжатия воздуха в компрессоре пренебрежимо мало.

Литература

1. Уваров В.В. Газовые турбины и газотурбинные установки. М.: Высшая школа, 1970. 320 с.
2. Шигапов А.Б. Стационарные газотурбинные установки тепловых электрических станций. Казань: Изд. КГЭУ. 2006. 316 с.
3. Al-Sood M. M.A., Matrawy K.K., Abdel-Rahim Y.M. Optimum operating parameters of an irreversible gas turbine cycle // Journal of Engineering Sciences, Assiut University. 2016. V. 40. № 6. pp.1695-1714.
4. Nkoi B. Advanced Cycles Large-Scale Aero-Derivative Gas Turbines: Performance Comparison / B. Nkoi et al. // Journal of Power and Energy Engineering. 2016. V. 4. №. 05. pp. 7-19.
5. Linstrom P.J and Mallard W.G. Eds., NIST Chemistry Web Book, NIST Standard Reference Database Number 69, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, 20899, <http://webbook.nist.gov>. Accessed to: October 12, 2015.
6. Хасанов Н.Г., Шигапов А.Б. Оптимальная степень сжатия воздуха в газотурбинной установке с промежуточным воздухоохладителем // Известия вузов. Проблемы энергетики. 2017. №1-2. С. 108-118.

7. Carl Knopf. *Modeling, Analysis and Optimization of Process and Energy Systems*. John Willey & Sons, New Jersey, 2012. 488 p.
8. Philip J Thomas. *Simulation of industrial Process for Control Engineers*, London, Butterworth-Heinemann 1999. 390 p.
9. Arora R., Kaushik S.P., Kumar R. Performance analysis of Brayton heat engine at maximum efficient power using temperature dependent specific heat of working fluid // *Journal of Thermal Engineering*. 2015. V.1. №. 2. P. 345354.
10. Шигапов А.Б., Кутлубаев И.Т. Расчетные формулы основных показателей парогазовых блоков с учетом реальных параметров рабочих тел. *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики*. 2015. №(1-2). С. 26-32.
11. Закиров М.У., Локай В.И., Сальников Г.М. Термодинамические расчёты в турбомашинах с учётом переменной теплоемкости рабочего тела. Казань: Изд. Каз. авиац. инст.-т., 1976, 91 с.
12. Sabine Ausmeier. *Innovative Gasturbinen-Prozesse zur Steigerung von Wirkungs – grad und Wirtschaftlichkeit*. Dissertation zur Erlangung des Akademischen Grades Doktor-Ingenieurin. Essen, 08. Oktober 2002.
13. Hayhurst A.N., Vince I.M. Nitric Oxide Formation from N₂ in Flames: the importance of prompt NO/ Prog. *Energy Combust Sci*. 1980.V 6.
14. Хасанова Н. Г. «Изменения термодинамических свойств в тракте ГТУ». Дисс.2018.
15. Хасанов Н.Г., Шигапов А.Б. Влияние неидеальности рабочих тел на оптимальную степень повышения давления в компрессоре ГТУ с промежуточным охлаждением циклового воздуха // *Тепловые процессы в технике*. 2017. Т. 9. № 10. С. 472-479.

Авторы публикации

Мубаракوف Ильясф Ильнурович – студент магистерского отделения кафедры «Энергетическое машиностроение» (ЭМС), Казанский государственный энергетический университет.

Шигапов Айрат Багаутдинович – д-р т. н., профессор кафедры «Энергетическое машиностроение» (ЭМС), Казанский государственный энергетический университет.

References

1. Uvarov VV. *Gazovyeturbiny i gazoturbinye ustanovki*. M.: Vysshaya shkola, 1970. 320 p.
2. Shigapov AB. *Statsionarnye gazoturbinye ustanovki teplovykh elektricheskikh stantsii*. Kazan': Izd. KGEU. 2006. 316 p.
3. Al-Sood MA, Matrawy KK, Abdel-Rahim YM. Optimum operating parameters of an irreversible gas turbine cycle. *Journal of Engineering Sciences, Assiut University*. 2016;40(6):P.1695-1714.
4. Nkoi B. Advanced Cycles Large-Scale Aero-Derivative Gas Turbines: Performance Comparison. *Journal of Power and Energy Engineering*. 2016;4(05):7-19.
5. Linstrom PJ and Mallard WG. Eds., NIST Chemistry Web Book, NIST Standard Reference Database Number 69, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, 20899, <http://webbook.nist.gov>. Accessed to: October 12, 2015.
6. Khasanov NG, Shigapov AB. Optimal'naya stepen' szhatiya vozdukha v gazoturbinoi ustanovke s promezhutochnym vozdukhookhladitelem. *Izvestiya vuzov. Problemy energetiki*. 2017;1-2:108-118.
7. Carl Knopf. *Modeling, Analysis and Optimization of Process and Energy Systems*. John Willey & Sons, New Jersey, 2012. 488 p.
8. Philip J Thomas. *Simulation of industrial Process for Control Engineers*. London, Butterworth-Heinemann 1999. 390 p.
9. Arora R, Kaushik SP, Kumar R. Performance analysis of Brayton heat engine at maximum efficient power using temperature dependent specific heat of working fluid. *Journal of Thermal Engineering*. 2015;1(2):345354.
10. Shigapov AB, Kutlubaev IT. Raschetnye formuly osnovnykh pokazatelei parogazovykh blokov s uchetom real'nykh parametrov rabochikh tel. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Problemy energetiki*. 2015;(1-2):26-32
11. Zakirov MU, Lokai VI, Sal'nikov GM. *Termodinamicheskie raschety v turbomashinakh s uchetom peremennoi teploemkosti rabocheho tela*. Kazan': Izd. Kaz. aviats. inst.-t., 1976, 91 s.
12. Sabine Ausmeier. *Innovative Gasturbinen-Prozesse zur Steigerung von Wirkungs – grad und Wirtschaftlichkeit*. Dissertation zur Erlangung des Akademischen Grades Doktor-Ingenieurin. Essen, 08. Oktober 2002.
13. Hayhurst AN, Vince IM. Nitric Oxide Formation from N₂ in Flames: the importance of prompt NO/ Prog. *Energy Combust Sci*. 1980 V. 6.

14. Khasanova NG. *Izmeneniya termodinamicheskikh svoystv v trakte GTU* [dissertation. ...]

15. Khasanov NG, Shigapov AB. Vliyaniye neideal'nosti rabochikh tel na optimal'nuyu stepen' povysheniya davleniya v kompressore GTU s promezhutochnym okhlazhdeniem tsiklovogo vozdukha. *Teplovye protsessy v tekhnike*. 2017;9(10):472-479.

Authors of the publication

Ilsaf I. Mubarakov – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia. Email: ililmub@yandex.ru.

Ayrat B. Shigapov – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Поступила в редакцию

06 июня 2020г.