

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-627164>

Оригинальное исследование



Трубчатая индивидуальная малотоксичная камера сгорания

А.В. Костюков², А.Г. Валеев¹, А.А. Дементьев¹¹ Московский политехнический университет, Москва, Российская Федерация;² Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт (НАМИ), Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование. В мире продолжают интенсивные работы по совершенствованию и созданию микротурбинных энергоустановок для энергетики и транспорта. Эти работы продолжают оставаться актуальными в силу экологической чистоты микротурбин, а также в связи с тем, что микротурбины обладают потенциалом роста КПД до 50% и выше, что обеспечивает им возможность конкуренции с известными энергоустановками в обозримом будущем, в том числе, по эффективности. В силу вышесказанного работа по исследованию малотоксичной камеры сгорания для микротурбины также представляется актуальной.

Цель работы — расчетно-экспериментальное исследование индивидуальной трубчатой малотоксичной камеры сгорания микротурбины мощностью 50 кВт при повышении давления на входе в камеру.

Материалы и методы. Приводится описание объекта исследования — малотоксичной индивидуальной трубчатой камеры сгорания, экспериментальной установки для ее испытаний и результаты расчетно-экспериментального исследования.

Результаты. В ходе проведенного расчетного и натурного исследований были определены гидравлические потери, величины выбросов оксидов азота, и температурная неравномерность на выходе камеры сгорания при повышении давления воздуха на ее входе.

Заключение. Расчетное исследование показало существенное влияние повышения давления воздуха с 3 до 3,5 бар на входе в камеру сгорания на ее основные параметры. Так более чем в два раза увеличились гидравлические потери и почти в 1,3 раза выбросы оксидов азота. Проведенное экспериментальное исследование камеры сгорания в целом подтвердило результаты математического моделирования и тем самым апробировало используемую расчетную модель. Так расхождение по экспериментально и расчетно полученным значениям относительных потерь давления в камере сгорания не превышает 15%, а по выбросам оксидов азота 7%.

Ключевые слова: микротурбина; камера сгорания микротурбины; малотоксичная камера сгорания; трубчатая индивидуальная прямоточная малотоксичная камера сгорания.

Как цитировать:

Костюков А.В., Валеев А.Г., Дементьев А.А. Трубчатая индивидуальная малотоксичная камера сгорания // Тракторы и сельхозмашины. 2024. Т. 91, № 1. С. 13–21. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-627164>

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-627164>

Original Study Article

The individual tubular low-toxic combustion chamber

Andrey V. Kostyukov², Anton G. Valeev¹, Alexander A. Dementiev¹¹ Moscow Polytechnic University, Moscow, Russian Federation;² Central Scientific and Research Automobile and Automotive Engines Institute NAMI, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: intensive works in improvement and development of microturbine power plants for energy and transport continues worldwide. These works are still relevant due to near-to-zero emissions of microturbines, as well as due to the fact that microturbines efficiency can be increased up to 50% and above, which opens the potential to compete with well-known power plants in the foreseeable future, including in terms of efficiency. Therefore, the work on the study of a low-toxic combustion chamber for a microturbine seems relevant as well.

AIM: Computational and experimental study of an individual tubular low-toxic combustion chamber of a 50 kW microturbine with an increase in pressure at the inlet to the chamber.

METHODS: The description of the experimental facility for combustion chamber testing and the results of its experimental study are given. A sufficient convergence of the experimentally obtained parameters of the combustion chamber with the parameters obtained from the simulation modeling of flow and combustion in the combustion chamber was obtained.

RESULTS: In the course of the calculated and full-scale studies, hydraulic losses, nitrogen oxide emissions, and temperature unevenness at the outlet of the combustion chamber with increasing air pressure at its inlet were determined.

CONCLUSIONS: The calculated study showed a significant effect of an increase in air pressure from 3 to 3.5 bar at the entrance to the combustion chamber on its main parameters. Thus, hydraulic losses have more than doubled and nitrogen oxide emissions have increased almost 1.3 times. The conducted experimental study of the combustion chamber generally confirmed the results of mathematical modeling and thereby tested the computational model used. Thus, the discrepancy in the experimentally and computationally obtained values of relative pressure losses in the combustion chamber does not exceed 15%, and in emissions of nitrogen oxides 7%.

Keywords: microturbine; microturbine combustion chamber; low-toxic combustion chamber; tubular individual direct-flow low-toxic combustion chamber.

To cite this article:

Kostyukov AV, Valev AG, Dementiev AA. The individual tubular low-toxic combustion chamber. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2024;91(1):13–21.DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-627164>

Received: 28.12.2023

Accepted: 25.02.2024

Published online: 15.03.2024

ВВЕДЕНИЕ

В мире продолжают интенсивные работы по совершенствованию и созданию микротурбинных энергоустановок для энергетики и транспорта [1, 2, 3, 4, 5]. Эти работы продолжают оставаться актуальными в силу экологической чистоты микротурбин, а также в связи с тем, что микротурбины обладают потенциалом роста КПД до 50% и выше, что обеспечивает им возможность конкуренции с известными энергоустановками в обозримом будущем, в том числе, по эффективности. В силу вышесказанного работа по исследованию малотоксичной камеры сгорания для микротурбины также представляется актуальной.

ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ РАБОТЫ

В ФГУП «НАМИ» в 2019–2022 гг. в рамках проектирования регенеративной микротурбины мощностью 50 кВт была использована трубчатая индивидуальная прямоточная малотоксичная КС [6]. В ней реализуется концепция обогащенно-обедненного горения с быстрым смешением RQL (Rich-burn, Quick-mix, Lean-burn) (рис. 1) [7, 8].

Камера сгорания была разработана на достаточно высоком уровне. Полученные посредством математического моделирования течения и горения в камере сгорания температурные поля приведены на рис. 2, а основные параметры, в табл. 1 [6]. Однако камера сгорания была разработана на давление воздуха на входе 3 бар, тогда как в ходе доработки в микротурбине ФГУП «НАМИ» давление было поднято до 3,5 бар. Влияние на показатели камеры сгорания этого расхождения в исходных данных требует исследования.

Таблица 1. Основные показатели малотоксичной камеры сгорания микротурбины 50 кВт

Table 1. Main properties of the low-toxic combustion chamber of the microturbine with the power of 50 kW

Выбросы окислов азота, ppm	Относительные потери давления, %
7,8	1,2

Целью настоящей работы является расчетно-экспериментальное исследование разработанной камеры сгорания при увеличенном с 3 бар до 3,5 бар давлении воздуха на ее входе.

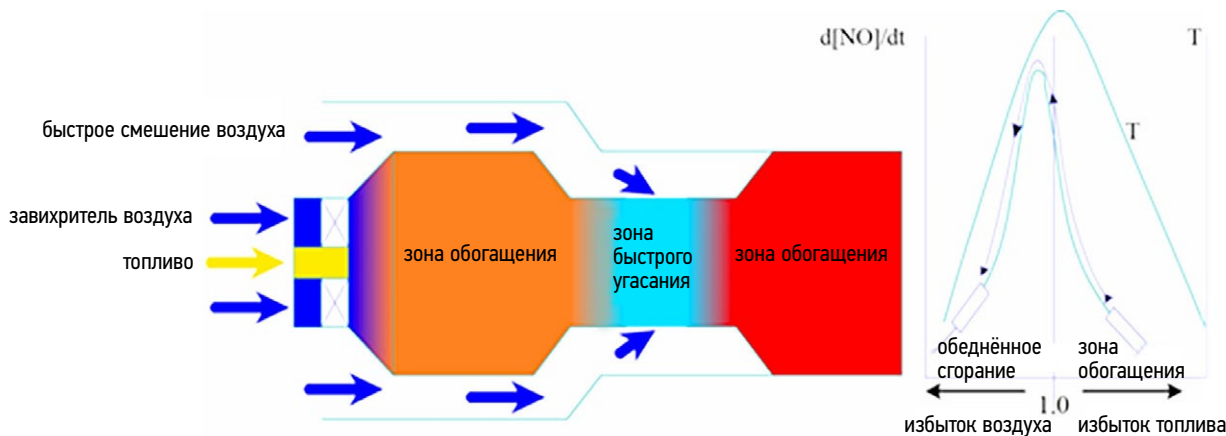


Рис. 1. Трубчатая, индивидуальная, прямоточная малотоксичная камеры сгорания с обогащенно-обедненным сгоранием [5].
Fig. 1. The individual tubular direct-flow low-toxic combustion chamber with rich-lean burn [5].

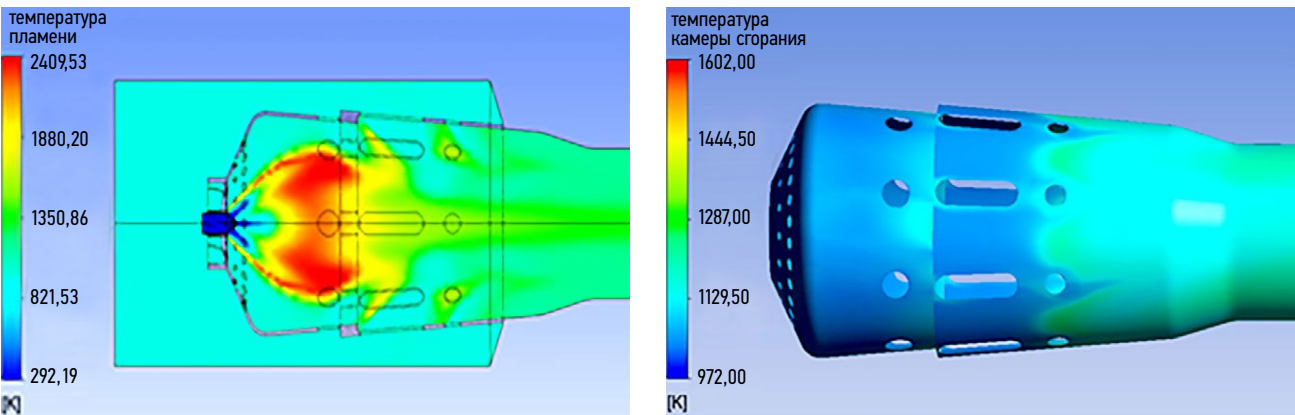


Рис. 2. Поля температур пламени (слева) и стенок жаровой трубы (справа) камеры сгорания.
Fig. 2. Temperature fields of flame (on the left) and the flame tube of the combustion chamber.

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для решения поставленной задачи проводились математическое моделирование процессов течения и горения в камере сгорания и экспериментальное исследование камеры сгорания с давлением на входе 3,5 бар. Математическое моделирование выполнялось аналогично выполненному ранее моделированию исследуемой камеры сгорания при давлении на входе 3

бар [6]. В частности для моделирования турбулентного режима течения в камере использовалась модель Ментора SST [9, 10], а моделирование горения выполнялось на основе ансамбля одномерных ламинарных пламен [11–13].

На рис. 3 показана жаровая труба с форсункой и завихрителем. Принципиальная схема стенда, используемого для проведения экспериментального исследования камеры сгорания приведена на рис. 4.



Рис. 3. Жаровая труба с форсункой и завихрителем трубчатой, индивидуальной камеры сгорания.

Fig. 3. The flame tube with an injector and a swirler of the individual tubular combustion chamber.

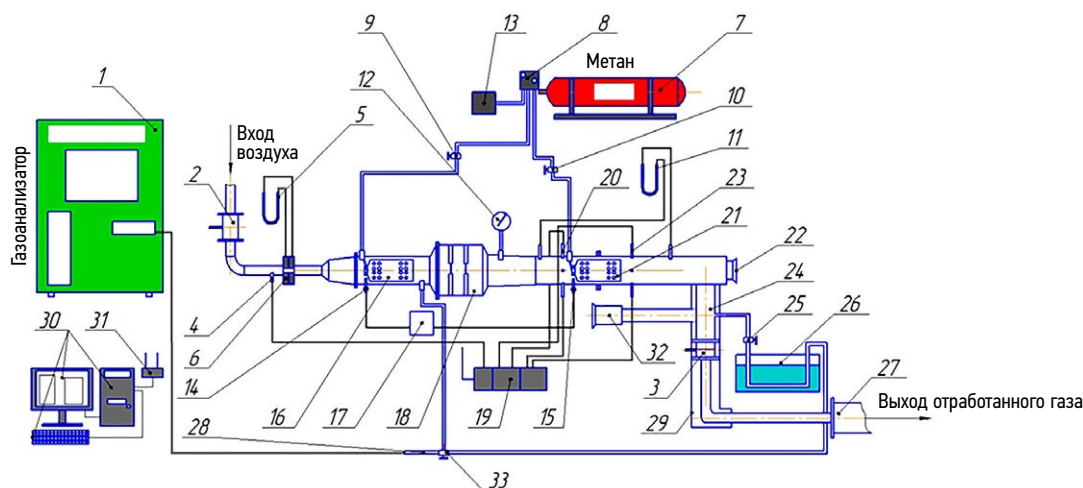


Рис. 4. Принципиальная схема стенда для испытаний камеры сгорания: 1 — газоанализатор; 2, 3 — задвижки Лудло; 4 — термопара № 1; 5, 11 — дифманометры; 6 — мерная шайба; 7 — газовый баллон; 8 — редуктор газовый; 9 — кран подачи газа к КС № 1; 10 — кран подачи газа к КС № 2; 12 — манометр давления газа; 13 — электроподогреватель газового редуктора; 14 — свеча зажигания КС № 1; 15 — свеча зажигания КС № 2; 16 — КС № 1; 17 — блок управления зажиганием КС; 18 — ресивер для выравнивания температур потока перед КС № 1; 19 — электронный блок приема передачи показаний термопар; 20 — термопара на входе в КС № 2; 21 — исследуемая КС № 2; 22 — смотровое окно; 23 — термопара на выходе из КС № 2; 24 — труба отвода выходного газа; 25 — кран трубки отбора выходного газа КС № 2; 26 — резервуар с водой; 27 — труба отвода выходных газов в атмосферу; 28 — пробоотборный зонд газоанализатора; 29 — экран охлаждения трубы отвода газов; 30 — персональный компьютер; 31 — Wi-Fi устройство для приема/передачи показаний термопар; 32 — компрессор подачи воздуха для охлаждения контура выхлопной трубы; 33 — трубка отвода газа от КС № 1 для замера NO_x .

Fig. 4. Principal diagram of a test rig for combustion chamber testing: 1 — a gas-analyzer; 2, 3 — water-gate valve; 4 — the № 1 thermal couple; 5, 11 — differential pressure gauges; 6 — a measuring orifice; 7 — a gas cylinder; 8 — a gas-pressure reducer; 9 — a valve of gas supply to the №1 combustion chamber; 10 — a valve of gas supply to the № 2 combustion chamber; 12 — a pressure gauge; 13 — an electrical heater of the gas-pressure reducer; 14 — an ignition spark of the № 1 combustion chamber; 15 — an ignition spark of the № 2 combustion chamber; 16 — the № 1 combustion chamber; 17 — the combustion chamber ignition control unit; 18 — a receiver for flow temperature equalization in front of the № 1 combustion chamber; 19 — a control unit for transferring data of thermal couples; 20 — a thermal couple at the № 1 combustion chamber inlet; 21 — the studied № 2 combustion chamber; 22 — a viewpoint; 23 — a thermal couple at the № 1 combustion chamber outlet; 24 — an exhaust pipe; 25 — a valve of the № 2 combustion chamber exhaust gas offtake; 26 — a water reservoir; 27 — an exhaust pipe; 28 — a sampling probe of the gas-analyzer; 29 — an exhaust pipe cooling screen; 30 — a personal computer; 31 — a Wi-Fi- router for transferring data of thermal couples; 32 — a compressor for air supply for exhaust pipe cooling; 33 — the № 1 combustion chamber exhaust pipe for NO_x measurement.

Подвод сжатого воздуха к стенду осуществляется от винтового компрессора. Подогрев воздуха перед исследуемой камерой сгорания (№ 2) осуществляется вспомогательной камерой сгорания (№ 1). Между камерами сгорания устанавливается смесительное устройство для выравнивания поля температур за вспомогательной камерой сгорания (перед испытуемой камерой сгорания). Подвод топлива (метана) к камерам сгорания осуществляется из газового баллона 7 через редуктор 8 при внешнем подогреве подводящей трубки электронагревателем 13. Трубопроводы за исследуемой камерой сгорания охлаждаются атмосферным воздухом. Трубки отвода газа для замера окислов азота имеют водяное охлаждение. Визуальное наблюдение за процессом горения топлива в камере сгорания № 1 и № 2 осуществляется через смотровое окно 22.

Требуемые для испытаний давление на входе и выходе камеры сгорания, а также расход воздуха

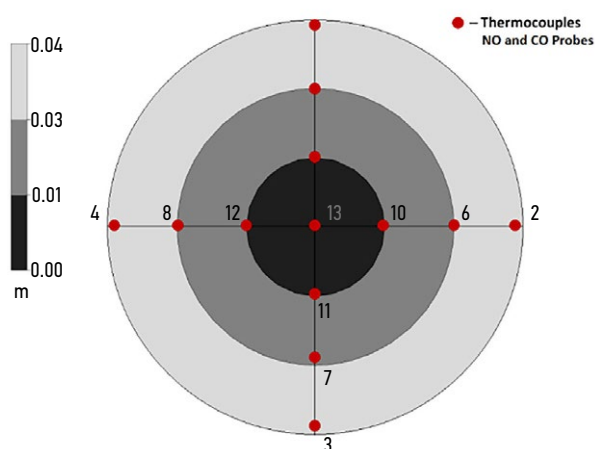


Рис. 5. Схемы расположения термпар на выходе исследуемой камеры сгорания.

Fig. 5. Diagram of thermal couples location at the outlet of the studied combustion chamber.

устанавливались задвижками Лудло. Требуемая температура перед испытуемой камерой сгорания выставлялась регулировкой подачи топлива в вспомогательную камеру сгорания (№ 1).

В процессе испытаний на испытательном стенде производится измерение следующих параметров:

- на входе в камеру сгорания № 1 — давление, поле температур, содержание окислов азота;
- на выходе из камеры сгорания № 2 — давление, поле температур, содержание окислов азота;
- перепад давления на камере сгорания № 2;
- на входе в камеру сгорания № 1 — расход воздуха, давление и температура.

Схемы расположения термпар на выходе испытуемой камеры сгорания № 2 показаны на рис. 5.

Используемые на стенде датчики и приборы:

- термопары хромель-алюмель Thermo Sensor GmbH T-010-K-1,5-100-1500;
- манометр A-Flow серия G30, манометр дифференциальный A-Flow серия G64;
- газоанализатор Testo 350.

Для регистрации и обработки сигналов, поступающих от термпар, используется следующее оборудование:

- плата сбора данных «NcDAQ-9188» с модулями 9213, предназначенными для работы с термпарами;
- wi-fi роутер MOXA Airworks AWK-3121, подключаемый к плате сбора данных для создания беспроводного соединения с компьютером;
- wi-fi «D-LinkDIR-300», подключаемый к компьютеру для создания беспроводного соединения с платой сбора данных;
- персональный компьютер с установленной программой «LabView» и драйверами, связывающими оборудование «National Instruments» с программой «LabView».

На рис. 6 приведена фотография общего вида экспериментальной установки.

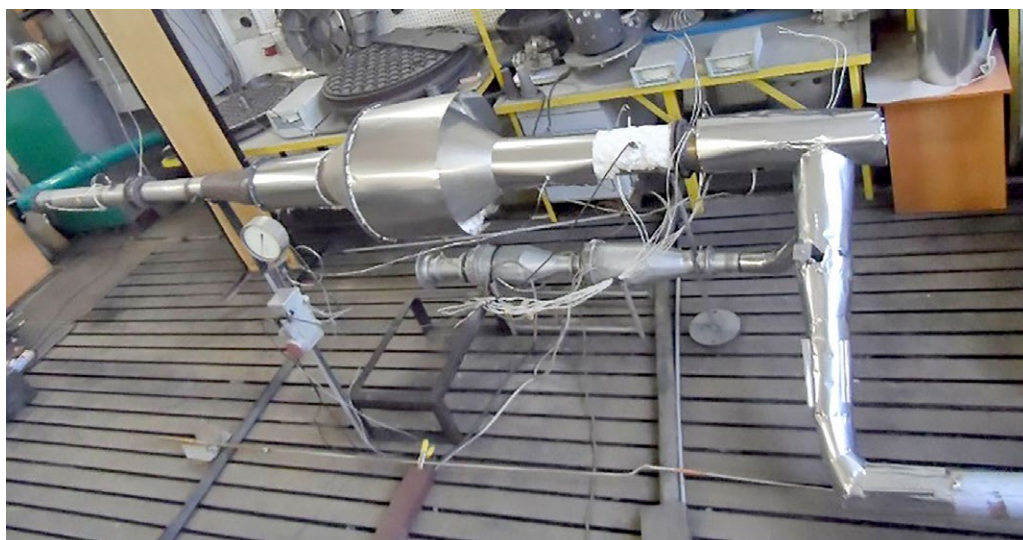


Рис. 6. Экспериментальная установка для испытаний камеры сгорания.

Fig. 6. The experimental facility for combustion chamber testing.

Экспериментальные исследования камеры сгорания проводились в режиме, соответствующем номинальному режиму работы микротурбины. В указанном режиме давление и температура потока на входе камеры сгорания равны 3,45 бар и 704°C, а расход воздуха 0,415 кг/с.

ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ

Массовый расход:

$$G = F \cdot \alpha_{\text{расх}} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta P},$$

где F — площадь проходного сечения измерительной шайбы; $\alpha_{\text{расх}}$ — коэффициент расхода; ρ — плотность рабочего тела; ΔP — перепад давления на шайбе.

Потери давления в камере, в %:

$$\sigma = \frac{(\Delta P^*)}{(P_{\text{вх}}^*)},$$

где ΔP^* — потери полного давления в камере сгорания; $\Delta P_{\text{вх}}^*$ — полное давление воздуха на входе в камеру сгорания.

Выбросы окислов азота в исследуемой камере сгорания (№ 2) определялись, как разность показаний газоанализатора на ее выходе и входе.

Температурная неравномерность определяется радиальной эпюрой относительных средних избыточных температур:

$$\theta_{\text{иср}} = \frac{(T_{\text{гиср}} - T_{\text{к}})}{(T_{\text{г}} - T_{\text{к}})},$$

где $\theta_{\text{иср}}$ — относительная средняя избыточная температура газа на i -м радиусе выходного сечения КС; $T_{\text{гиср}}$ — средняя температура на i -радиусе; $T_{\text{г}}$ — средняя температура газа на выходе из КС; $T_{\text{к}}$ — температура воздуха на входе в КС.

Кроме того, для обеспечения работы лопаток соплового аппарата турбины важным показателем также является радиальная эпюра максимальных относительных избыточных температур газа на выходе из КС, которая определяется как:

$$\theta_{\text{imax}} = \frac{(T_{\text{гimax}} - T_{\text{к}})}{(T_{\text{г}} - T_{\text{к}})},$$

где θ_{imax} — максимальная относительная избыточная температура газа на i -м радиусе выходного сечения КС; $T_{\text{гimax}}$ — максимальное значение температуры газа на i -м радиусе выходного сечения КС.

В табл. 2 приведены результаты измерений, в том числе измеренные температуры в точках, показанных на рис. 5. Экспериментальная температурная неравномерность

вычислялась по формулам для относительной избыточной температуры, приведённым выше, для четырёх относительных радиусов в соответствии со схемой расположения термодатчиков испытываемой камеры. Расчётная температурная неравномерность вычислялась аналогичным образом по 30 относительным радиусам на выходе из КС.

На рис. 7 показано сравнение температурной неравномерности, полученной расчётным путём и в результате измерений. Рассчитанная температурная неравномерность качественно и количественно хорошо согласуется с данными измерений. Расхождение измеренных и расчётных значений не превышает 10%.

В ходе проведённых испытаний были определены гидравлические потери, величины выбросов оксидов азота, и температурная неравномерность на выходе испытываемой камеры сгорания.

Таблица 2. Результаты измерений

Table 2. Measurement results

Измеряемый параметр	Результат
Температура ТК1, С	975
Температура ТК2, С	950
Температура ТК3, С	943
Температура ТК4, С	937
Температура ТК5, С	915
Температура ТК6, С	911
Температура ТК7, С	906
Температура ТК8, С	911
Температура ТК9, С	938
Температура ТК10, С	936
Температура ТК11, С	970
Температура ТК12, С	941
Температура ТК13, С	1019
Оксиды азота в точке отбора пробы газа на входе в камеру сгорания, ppm	41,5
Оксиды азота в точке отбора пробы газа на выходе камеры сгорания, ppm	52
Перепад давления между входом и выходом камеры сгорания, Па	5865
Расход газа, кг/с	0,412
Температура окружающего воздуха в помещении, К	299
Относительная влажность воздуха, %	62
Атмосферное давление, мм рт. ст.	632
Полное давление воздуха на входе, Па	351 065
Температура воздуха на входе в КС № 2, К	1215

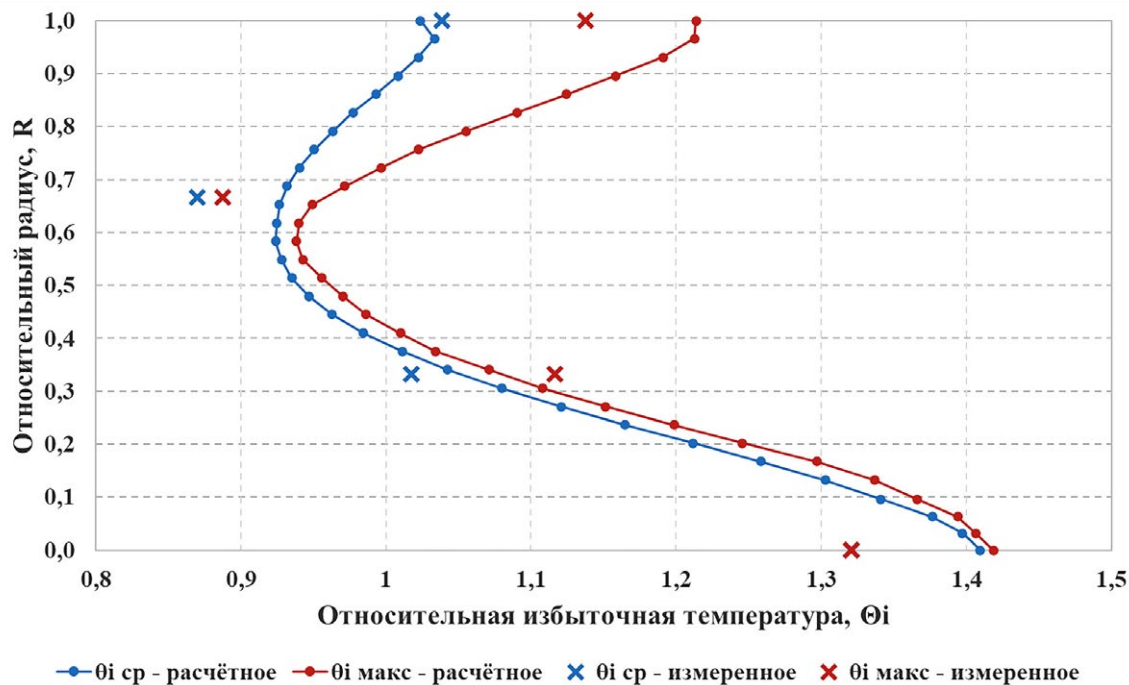


Рис. 7. Расчётные и экспериментальные профили температурной неравномерности.
Fig. 7. Calculated and experimental curves of temperature inequality.

В табл. 3 приведены основные параметры макета камеры сгорания, полученные в результате испытаний на номинальном режиме (Ne0) работы микротурбины, а также в результате выполненного математического моделирования течения и горения в камере сгорания.

Как видно из таблицы 3 экспериментально и расчетно полученные параметры камеры сгорания достаточно близки.

Сравнение результатов расчетов течения и горения в камере сгорания с давлением на входе 3 бар (таблица 1) и в камере сгорания с давлением на входе 3,5 бар (таблица 3) показывает на значительное влияние на параметры камеры сгорания повышения давления воздуха на входе. В частности как видно из таблиц увеличились гидравлические потери более чем в 2 раза, а выбросы окислов азота почти в 1,3 раза.

Помимо полученных показателей камеры сгорания отмечено, что камера сгорания полностью работоспособна. Визуально зафиксировано горение топливовоздушной смеси без касания пламени стенок жаровой трубы.

Визуальный осмотр жаровой трубы камеры сгорания после испытаний не выявил никаких дефектов, следов окисления и др. повреждений и, как следствие, подтвердил отсутствие локальных перегревов жаровой трубы и в целом работоспособность разработанной камеры сгорания.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Расчетное исследование показало существенное влияние повышения давления воздуха с 3 до 3,5 бар на входе в камеру сгорания на ее основные параметры. Так более чем в два раза увеличились гидравлические потери и почти в 1,3 раза выбросы окислов азота.

Проведенное экспериментальное исследование камеры сгорания в целом подтвердило результаты математического моделирования и тем самым апробировало используемую расчетную модель. Так расхождение по экспериментально и расчетно полученным значениям относительных потерь давления в камере сгорания не превышает 15%, а по выбросам окислов азота 7%. Весьма

Таблица 3. Результаты расчетно-экспериментального исследования макета камеры сгорания

Table 3. The results of the computational and experimental study of the combustion chamber layout

Наименование	Расчетные значения	Измеренное значение
Выходная температура, °C	944	942
Выбросы NO, ppm	9,8	10,5
Потери давления, %	2,7	3,1
Температура на входе в исследуемую камеру сгорания °C	704	723

близко к расчетному экспериментально полученное температурное поле на выходе камеры сгорания

В ходе проведения экспериментальных исследований отмечена общая работоспособность испытуемой камеры сгорания.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. А.В. Костюков — общее руководство работой, написание текста рукописи, утверждение финальной версии; А.Г. Валеев — разработка стенда, моделирование процессов течения и горения в камере сгорания, проведение эксперимента; А.А. Дементьев — изготовление стенда, редактирование текста рукописи, создание изображений; обработка экспериментальных данных. 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.V. Kostyukov — general supervision of the work, writing the text of the manuscript, approval of the final version; A.G. Valeev — development of the test rig, modeling of flow and combustion processes in the combustion chamber, conducting an experiment; A.A. Dementiev — test rig making, editing the text of the manuscript; creating images; processing experimental data. Authors confirm the compliance of their authorship with the *ICMJE* international criteria. 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. Teng S.Y., Máša V. New insights into the potential of the gas microturbine in microgrids and industrial applications // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2020. Vol. 134. doi: 10.1016/j.rser.2020.110078
2. Benini E. Progress in Gas Turbine Performance. Padua: InTech Open. 2013. doi: 10.5772/27972013
3. Матвеев С., Абрашкин В., Орлов М. и др. Разработка алгоритма проектировочного расчета камеры сгорания для микротурбинной энергоустановки // *Бюллетень Самарского университета*. 2013. №3(41). С. 146–155.
4. Надареишвили Г., Костюков А., Карпукhin К. Особенности конструкции при использовании эффективной микротурбины в качестве двигателя с расширенным диапазоном // *Наука и техника*. 2018. Т. 18, № 6. С. 447–460. doi: 10.21122/2227-1031-2019-18-6-447-460
5. Karpukhin K, Terenchenko A, Kolbasov A., Kondrashov V. The use of microturbines as an energy converter for motor transport // *International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering*. 2019 Vol. 8, N 10. P. 2700–2703. doi: 10.35940/ijitee.J9451.0881019
6. Многоцелевые малогабаритные газотурбинные двигатели (микротурбины) со сверхвысокой степенью регенерации. Отчет. Этап 1. М.: МАМИ, 2015. Государственный регистрационный номер № 1027700140192. 2015.
7. Горновский А.С., Валеев А.Г., Косач Л.А., и др. Оптимизация и доводка малотоксичной камеры сгорания с применением

ем численного моделирования внутрикамерных процессов // *Известия МГТУ МАМИ*. 2017. № 3(33). С. 14–20.

8. Горновский А.С., Валеев А.Г., Костюков А.В. Проектирование камеры сгорания на основе концепции RQL // *Наукоград журнал*. 2017. № 2. С. 73–76.

9. Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // *AIAA Journal*. 1994. Vol. 32, No. 8. P. 1598–1605.

10. Menter F., Carregal Ferreira J., Esch T., et al. The SST turbulence model with improved wall treatment for heat transfer predictions in gas turbines. In: *Proceedings of the international gas turbine congress*. Tokyo, November 2–7, 2003. Tokyo: Nippon Foundation, 2003. Дата обращения: 28.12.2023. Режим доступа: https://nippon.zaidan.info/seikabutsu/2003/00916/pdf/igt2003tokyo_ts059.pdf

11. Muller C.M., Breitbach H., Peters N. Partially premixed turbulent flame propagation in jet flames // *Symposium (International) on Combustion*. 1994. Vol. 25, N 1. P. 1099–1106. doi: 10.1016/S0082-0784(06)80747-2

12. Pitsch H., Chen M., Peters N. Unsteady flamelet modeling of turbulent hydrogen-air diffusion flames // *Symposium (International) on Combustion*. 1998. Vol. 27, N 1. P. 1057–1064. doi: 10.1016/S0082-0784(98)80506-7

13. Pitsch H., Peters N. A consistent flamelet formulation for non-premixed combustion considering differential diffusion effects // *Combustion and flame*. 1998. Vol. 114. P. 26–40.

REFERENCES

1. Teng SY, Máša V. New insights into the potential of the gas microturbine in microgrids and industrial applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2020;134. doi: 10.1016/j.rser.2020.110078

2. Benini E. *Progress in Gas Turbine Performance*. University of Padua: InTech Open. 2013:270.
3. Matveev S, Abrashkin V, Orlov M, et al. Development of an algorithm for design calculation of a combustion chamber for a microturbine power plant. *Bulletin of the Samara State Aerospace University*. 2013;3(41):146–155. (In Russ).
4. Kostyukov A, Karpukhin K, Nadareishvili G. Design Features when Using an Effective Microturbine as a Range Extending Engine. *Science and Technique*. 2018;18(6):447–460. doi: 10.21122/2227-1031-2019-18-6-447-460
5. Karpukhin K, Terenchenko A, Kolbasov A, et al. The use of microturbines as an energy converter for motor transport. *International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering*. 2019;8(10):2700–2703. doi: 10.35940/ijitee.J9451.0881019
6. Mnogotselevye malogabaritnye gazoturbinnye dvigateli (mikroturbiny) so sverkhvysokoy ste-penyu regeneratsii. Otchet. Etap 1. Moskva 2015. Gosudarstvennyy registratsionnyy nomer № 1027700140192. 2015. (In Russ).
7. Gornovskii A, Valeev A, Kosach L, et al. Optimization and tuning of a low-toxic combustion chamber using numerical modeling of combustion chamber processes. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2017;3(33):14–20. (In Russ).
8. Gornovskii A, Valeev A, Kostyukov A. Designing combustion chamber based on RQL concept. *Naukograd Scientific and social journal*. 2017;2:73–76. (In Russ).
9. Menter F. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*. 1994.
10. Menter F, Carregal Ferreira J, Esch T, et al. The SST turbulence model with improved wall treatment for heat transfer predictions in gas turbines. In: *Proceedings of the international gas turbine congress. Tokyo, November 2–7, 2003*. Tokyo: Nippon Foundation, 2003. [cited: 28.12.2023] Available from: https://nippon.zaidan.info/seikabutsu/2003/00916/pdf/igt2003tokyo_ts059.pdf
11. Muller CM, Breitbach H, Peters N. Partially premixed turbulent flame propagation in jet flames. In: *Symposium (International) on Combustion*. 1994;25(1):1099–1106. doi: 10.1016/S0082-0784(06)80747-2
12. Pitsch H, Chen M, Peters N. Unsteady flamelet modeling of turbulent hydrogen-air diffusion flames. In: *27th Symposium (International) on combustion. The combustion institute*. 1998;27(1):1057–1064. doi: 10.1016/S0082-0784(98)80506-7
13. Pitsch H, Peters N. A consistent flamelet formulation for non-premixed combustion considering differ-ential diffusion effects. *Combustion and flame*. 1998;114:26–40.

ОБ АВТОРАХ

* Деметьев Александр Александрович,

доцент кафедры «Энергоустановки для транспорта и малой энергетики»;
адрес: Российская Федерация, 107023, Москва,
ул. Б. Семеновская д. 38;
ORCID: 0009-0001-2311-0849;
eLibrary SPIN: 7826-5560;
e-mail: w1941w@yandex.ru

Костюков Андрей Вениаминович,

канд. техн. наук,
главный специалист отдела альтернативных двигателей;
ORCID: 0000-0001-5428-0536;
eLibrary SPIN: 658-959;
e-mail: kostukov123@yandex.ru

Валеев Антон Газрович,

ассистент кафедры «Энергоустановки для транспорта и малой энергетики»;
ORCID: 0009-0005-7067-1269;
e-mail: valeevanton@gmail.com

AUTHORS' INFO

* Alexander A. Dementiev,

Associate Professor of the Power Plants for Transport and Small Energy Department;
address: 38 Bolshaya Semenovskaya street, 107023 Moscow,
Russian Federation;
ORCID: 0009-0001-2311-0849;
eLibrary SPIN: 7826-5560;
e-mail: w1941w@yandex.ru

Andrey V. Kostyukov,

Cand. Sci. (Engineering),
Main Specialist of the Alternative Engines Department;
ORCID: 0000-0001-5428-0536;
eLibrary SPIN: 658-959;
e-mail: kostukov123@yandex.ru

Anton G. Valeev,

Assistant of the Power Plants for Transport and Small Energy Department;
ORCID: 0009-0005-7067-1269;
e-mail: valeevanton@gmail.com

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author