

## Organization of Low-Temperature Poor Combustion of Recycled Gas

**Bachev N.L., Shilova A.A., Matyunin O.O., Bulbovich R.V.**

Perm National Research Polytechnic University

Perm, Russian Federation

**Abstract.** When developing a combustion chamber as a part of recycling micro-gas turbine plants, it is usually performed as a two-zone one. The purpose of this work is to substantiate the possibility of organizing low-temperature stable combustion of a lean mixture in a single-zone combustion chamber as a part of recycling gas turbine power plants. To achieve this goal, the issues of expanding the lower combustion limit due to external heating of the ballasted fuel gas before it is fed into the combustion chamber are considered for the first time. The regime and weight and size characteristics of the fuel gas recuperators included in the installation are also considered. Calculations of the operating parameters of the installation showed that with an increase in the supply temperature of the utilized gas to 600...800 K, stable combustion can be ensured at the lower limit at temperatures of 900...1200 K. The characteristics of tubular and plate recuperators along the fuel gas line were analyzed using the available statistical characteristics. It is shown that in recycling power plants with capacity of up to 200 kW, it is advisable to use plate finned recuperators with thermal power of up to 10 kW and a heat exchange surface of up to 1.7 m<sup>2</sup>. The studies carried out enables us to formulate the conclusion that organization of low-temperature stable combustion with external heating of fuel gas makes it possible to develop single-zone uncooled combustion chambers as a part of gas turbine power plants.

**Keywords:** fuel gas recycling, single-zone non-cooling combustion chamber, heated fuel gas, heater, sustainable combustion at a poor limit.

**DOI:** 10.5281/zenodo.4018968

**UDC:** 665.612.2

### Organizarea combustiei slabe la temperaturi scăzute a gazelor utilizate

**Bachev N.L., Shilova A.A., Matyunin O.O., Bulbovich R.V.**

Universitatea Națională Politehnică de Cercetare din Perm

Perm, Federația Rusă

**Rezumat.** La elaborarea camerei de ardere în componența unităților de turbină cu microgaz utilizatoare, care de obicei este realizată două rate. În zona de ardere, combustia stabilă a gazului combustibil este asigurată cu rapoarte de aer în exces de aproximativ 1,2 până la 1,7, iar în zona de diluare prin furnizarea de aer secundar, temperatura produselor de ardere scade la valori de 900 ... 1200 K în funcție de operabilitatea palelor turbinei. Scopul acestei lucrări constă în demonstrarea posibilității de a organiza o ardere stabilă la temperatură scăzută a unui amestec cu concentrație scăzută într-o cameră de ardere cu o singură zonă ca parte a centralelor electrice cu turbină de gaz utilizatoare. Pentru a atinge acest obiectiv, pentru prima dată, sunt luate în considerare aspectele legate de extinderea limitei inferioare de ardere datorită încălzirii externe a gazului combustibil cu balast înainte ca acesta să fie injectat în camera de ardere. Calculele parametrilor de funcționare ai instalației au demonstrat că, odată cu creșterea temperaturii gazului de alimentare până la 600 ... 800 K, este posibil să se asigure o ardere stabilă. Studiile efectuate permit formularea concluziei, că organizarea unei combustii stabile la temperatură scăzută cu încălzirea externă a gazului combustibil face posibilă dezvoltarea camerelor de ardere neîncălzite într-o singură zonă ca parte a centralelor electrice cu turbină cu gaz, ceea ce simplifică foarte mult proiectarea, tehnologia de fabricație, funcționarea și costul acestora. S-a constatat, că organizarea unei combustii slabe la temperaturi scăzute este o metodă competitivă pentru reducerea emisiilor de oxizi de azot.

**Cuvinte-cheie:** utilizarea gazului combustibil, camera de ardere cu o singură zonă, răcită, încălzirea gazului combustibil, recuperator, combustie stabilă la limita slabă.

### Организация низкотемпературного бедного горения утилизируемого газа

**Бачев Н.Л., Шилова А.А., Матюнин О.О., Бульбович Р.В.**

Пермский национальный исследовательский политехнический университет

Пермь, Российская Федерация

**Аннотация.** При разработке камеры сгорания в составе утилизационных микрогазотурбинных установок ее, как правило, выполняют двухзонной. В зоне горения обеспечивается устойчивое сжигание топливного газа при коэффициентах избытка воздуха примерно от 1,2 до 1,7, а в зоне разбавления подводом вторичного воздуха температура продуктов сгорания понижается до значений 900...1200 К по работоспособности лопаток турбин. Целью данной работы является обоснование возможности организации низкотемпературного устойчивого горения обедненной смеси в однозонной камере

сгорания в составе утилизационных газотурбинных энергоустановок. Для выполнения поставленной цели впервые рассмотрены вопросы расширения нижнего предела горения за счет внешнего подогрева забалластированного топливного газа перед его подачей в камеру сгорания. Рассмотрены также режимные и массогабаритные характеристики рекуператоров топливного газа в составе установки. Расчеты режимных параметров установки показали, что при увеличении температуры подачи утилизируемого газа до 600...800 К можно обеспечить устойчивое горение на нижнем пределе при температурах 900...1200 К. Анализ характеристик трубчатых и пластинчатых рекуператоров по линии топливного газа проводился с использованием имеющихся статистических характеристик. Показано, что в утилизационных энергоустановках мощностью до 200 кВт целесообразно использовать пластинчатые оребренные рекуператоры с тепловой мощностью до 10 кВт и поверхностью теплообмена до 1,7 м<sup>2</sup>. Проведенные исследования позволяют сформулировать вывод о том, что организация низкотемпературного устойчивого горения при внешнем подогреве топливного газа позволяет разрабатывать однозонные неохлаждаемые утилизационные камеры сгорания в составе газотурбинных энергоустановок, что значительно упрощает их конструкцию, технологию изготовления, эксплуатацию и стоимость. Кроме того, организация устойчивого низкотемпературного бедного горения является конкурентоспособным методом снижения эмиссии оксидов азота при утилизации нестандартных топливных газов разнородного состава.

**Ключевые слова:** утилизация топливного газа, однозонная неохлаждаемая камера сгорания, подогрев топливного газа, рекуператор, устойчивое горение на бедном пределе.

## ВВЕДЕНИЕ

Теоретические и экспериментальные исследования [1] показали, что для забалластированных нестандартных топливных газов диапазон воспламеняемости по коэффициенту избытка воздуха составляет от 0,4 до 1,7. В современных утилизационных микрогазотурбинных установках (УМГТУ) основным агрегатом является двухзонная камера сгорания (КС), в которой устойчивое сжигание обедненной топливовоздушной смеси (ТВС) обеспечивается в зоне горения при коэффициентах избытка воздуха от 1,2 до 1,7, а необходимая температура по работоспособности лопаток турбины получается в зоне разбавления подводом вторичного воздуха. Необходимость поддержания высоких температур в зоне горения требует организации воздушного охлаждения таких КС.

В данной работе рассматривается влияние параметров подачи воздуха и нестандартного топливного газа в УМГТУ на пределы его горения в КС и возможность расширения нижнего предела горения обедненной ТВС.

В имеющихся исследованиях пределы горения топливных композиций изучались теоретически и экспериментально прежде всего с точки зрения обеспечения безопасности в промышленных и бытовых условиях [2-8].

Обзор работ показывает, что по влиянию параметров подачи в основном имеются экспериментальные данные, полученные для стандартных топливных газов и их смесей при горении в воздухе. В работах [9-13]

экспериментально показана линейная зависимость верхнего и нижнего пределов горения от начальной температуры для широкого диапазона топливных композиций. Работы [7, 14, 15] посвящены экспериментальному изучению влияния начального давления на нижний и верхний пределы горения, причем в разных работах получены разные данные по влиянию давления. В [7] указывается на логарифмическую зависимость, в [14] – на квадратичную зависимость, а в [15] – на линейную зависимость пределов горения от начального давления. Во всех работах отмечается, что нижний предел горения практически не зависит от начального давления.

Результаты экспериментальных исследований по одновременному влиянию давления и температуры подачи на пределы горения содержатся в работах [16-18]. Результаты теоретических и экспериментальных исследований по влиянию начальной температуры топливного газа на нижний предел горения представлены в [19].

В работах [20-21] содержатся данные по влиянию подогрева воздуха и топливного газа на показатели эффективности ГТУ. Работа [22] посвящена анализу влияния подогрева топливных газов на эмиссионные характеристики ГТУ.

Информационно аналитический обзор показал отсутствие в литературе данных по организации низкотемпературного устойчивого горения на бедном пределе в КС

УМГТУ при использовании внешнего подогрева топливного газа.

Целью данной работы является обоснование возможности низкотемпературного устойчивого горения забалластированных нестандартных топливных газов на бедном пределе, когда концентрация горючего газа значительно меньше стехиометрической. При успешном решении проблемы стабилизации горения на бедном пределе возможно создание неохлаждаемых, однозонных утилизационных КС в составе УМГТУ, что сильно упрощает их конструкцию, технологию изготовления, эксплуатацию и снижает выброс оксидов азота.

### ВЛИЯНИЕ СОСТАВА И КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ УТИЛИЗАЦИОННОЙ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ НА ПРЕДЕЛЫ ГОРЕНИЯ ТОПЛИВНОГО ГАЗА

Имеются два подхода к определению нижнего и верхнего пределов горения топливных газов: в объемных процентах горючего ( $L_n$ ,  $L_v$ ) и коэффициентах избытка воздуха ( $\alpha_n$ ,  $\alpha_v$ ). При определении  $L_n$  и  $L_v$  существующие теоретические модели позволяют учитывать состав и температуру подачи в КС воздуха и утилизируемого газа. При определении  $\alpha_n$  и  $\alpha_v$  имеется возможность учитывать влияние состава, температуры и давления подачи воздуха и утилизируемого газа в КС.

Разработана модель учета параметров подачи топливного газа в КС, которая заключается в следующем:

- определение нижнего  $L_n$  и верхнего  $L_v$  концентрационных пределов горения утилизируемого газа заданного состава при стандартных условиях  $P_0$ ,  $T_0$  [1];
- определение нижнего  $L_n$  и верхнего  $L_v$  пределов с учетом температуры подачи топливного газа:

$$L_{nr} = L_n \left( 1 - \frac{T - 298}{1250} \right),$$

$$L_{br} = L_b \left( 1 + \frac{T - 298}{800} \right).$$

- определение массового стехиометрического соотношения, зависящего от состава утилизируемого газа

$$K_{m0} = \frac{\frac{8}{3} \cdot g_C^f + 8 \cdot g_H^f + g_S^f - g_O^f}{g_O^{ox} - \frac{8}{3} \cdot g_C^{ox} - 8 \cdot g_H^{ox} - g_S^{ox}},$$

где  $g_i^f$ ,  $g_i^{ox}$  — массовые содержания  $i$ -го элемента в составе ПНГ и воздуха соответственно,  $i = (C, H, O, N, S)$ ;

- определение плотностей воздуха и утилизируемого газа в соответствии с составом (газовая постоянная  $R$ ) и параметрами подачи (давление  $P$ , температура  $T$ )

$$\rho = \frac{P}{RT}.$$

- определение объемного стехиометрического соотношения, зависящего от состава и параметров подачи воздуха и топливного газа

$$K_{v0} = K_{m0} \cdot \frac{\rho_f}{\rho_{ox}},$$

где  $\rho_f$ ,  $\rho_{ox}$  — плотности топливного газа и воздуха соответственно.

- определение коэффициентов избытка воздуха на верхнем или нижнем пределах горения

$$\alpha = \frac{1}{K_{v0}} \cdot \frac{100 - L}{L},$$

где  $L$  — верхний или нижний предел горения топливного газа в об. % горючего.

Исследования по влиянию параметров подачи топливного газа на пределы его горения проводились для попутного нефтяного газа (ПНГ), состав которого представлен в таблице 1.

Таблица 1<sup>1</sup>

Компонентный состав нефтяного газа.<sup>2</sup>

Компонент (Component)	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	H <sub>2</sub> S	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>
Состав, об. % (Composition, vol.%)	18,68	15,18	15,92	7,38	1,29	0,32	0,3	0,9	40,3

<sup>1,2</sup> Appendix 1

Результаты по прогнозированию пределов горения утилизируемого газа заданного состава для пяти возможных схем УМГТУ представлены в таблице 2.

Таблица 2<sup>3</sup>

Режимные параметры УМГТУ.<sup>4</sup>

№	$P_{ox}$ , МПа (МПа)	$T_{ox}$ , К(К)	$P_f$ , МПа (МПа)	$T_f$ , К(К)	$L_{ни}$ , об. % (vol. %)	$L_{вн}$ , об. % (vol. %)	$\alpha_n$	$\alpha_v$
1	0.1	288	0.1	288	4.80	17.11	0.44	1.79
2	0.3	380	0.3	380	4.49	18.86	0.39	1.92
	0.5	430	0.5	430	4.30	19.93	0.36	2.01
3	0.3	630	0.3	380	4.49	18.86	0.23	1.16
	0.5	630	0.5	430	4.30	19.93	0.25	1.37
4	0.3	380	0.3	630	3.53	24.21	0.50	4.09
	0.5	430	0.5	630	3.53	24.21	0.41	3.62
5	0.3	630	0.3	630	3.53	24.21	0.28	2.47
	0.5	630	0.5	630	3.53	24.21	0.28	2.47
Нижний концентрационный предел $L_n = 4.80$ об. % (Lower concentration limit, vol. %)				Верхний концентрационный предел $L_v = 17.11$ об. % (Upper concentration limit, vol. %)				

Здесь  $P_{ox}$ ,  $P_f$  – давление воздуха и утилизируемого газа на входе в КС соответственно;  $T_{ox}$ ,  $T_f$  – температура воздуха и утилизируемого газа на входе в КС соответственно;  $L_n$ ,  $L_v$  – нижний и верхний концентрационные пределы с учетом состава;  $L_{ни}$ ,  $L_{вн}$  – нижний и верхний концентрационные пределы с учетом состава и температуры подачи;  $\alpha_n$ ,  $\alpha_v$  – коэффициенты избытка воздуха на нижнем и верхнем пределах горения, зависящие от состава, температуры и давления подачи.

(Here  $P_{ox}$ ,  $P_f$  – air and utilized gas pressure at the compressor station inlet, respectively;  $T_{ox}$ ,  $T_f$  – air and utilized gas temperature at the compressor station inlet, respectively;  $L_n$ ,  $L_v$  – lower and upper concentration limits taking composition into account;  $L_{ни}$ ,  $L_{вн}$  – lower and upper concentration limits taking composition into account;  $\alpha_n$ ,  $\alpha_v$  – excess air coefficients at the lower and upper combustion limits, depending on the composition, temperature and supply pressure)

*Расчетная схема № 1.* Пределы горения топливного газа зависят только от состава и определены для стандартных условий по давлению  $P_0=101325$  Па и температуре  $T_0=288$  К.

*Расчетная схема № 2.* Принципиальная схема УМГТУ представлена на рисунке 1. Воздух и топливный газ после компрессоров 1 и 2 поступают непосредственно в утилизационную КС 3. Параметры подачи воздуха и топливного газа обеспечиваются процессами сжатия в компрессорах 1 и 2. Рассмотрены режимы работы компрессоров со степенями сжатия  $\varepsilon=3$  ( $P_{ox}=0.3$  МПа;  $T_{ox}=380$  К) и  $\varepsilon=5$  ( $P_{ox}=0.5$  МПа;  $T_{ox}=430$  К).

*Расчетная схема № 3.* Принципиальная схема УМГТУ представлена на рисунке 2. Между компрессором 1 и утилизационной КС 3 расположен рекуператор 6, в котором воздух перед подачей в утилизационную КС дополнительно нагревается до 630 К отработанными на турбине газами. Рассмотрены режимы работы компрессоров со степенями сжатия  $\varepsilon=3$  и  $\varepsilon=5$ .

*Расчетная схема № 4.* Принципиальная схема УМГТУ представлена на рисунке 3. Между компрессором 2 и утилизационной КС

3 расположен рекуператор 7, в котором топливный газ перед подачей в утилизационную КС дополнительно нагревается до 630 К отработанными на турбине газами. Рассмотрены режимы работы компрессоров со степенями сжатия  $\varepsilon=3$  и  $\varepsilon=5$ .

*Расчетная схема № 5.* Принципиальная схема УМГТУ представлена на рисунке 4. Подача воздуха и топливного газа в утилизационную КС осуществляется после рекуператоров 6 и 7 соответственно. Дополнительный нагрев воздуха и топливного газа в обоих рекуператорах осуществляется до 630 К отработанными на турбине газами. Рассмотрены режимы работы компрессоров со степенями сжатия  $\varepsilon=3$  и  $\varepsilon=5$ . На рисунке 5 показаны расчетные зависимости верхнего  $L_{вн}$  и нижнего  $L_{ни}$  пределов от температуры подачи топливного газа в утилизационную КС. Приведенные зависимости являются обобщенными для расчетных схем № 1-5. Температура топливного газа определяется режимом работы компрессора 2 и может быть дополнительно увеличена в рекуператоре 7, расположенным между компрессором 2 и утилизационной камерой сгорания 3.

<sup>3,4</sup> Appendix 1

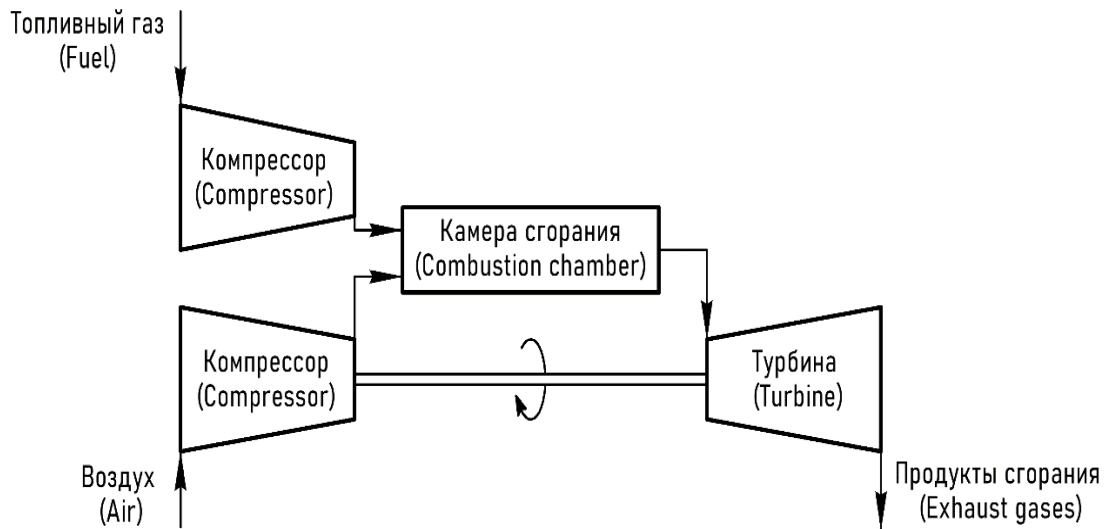


Рис. 1. Принципиальная схема УМГТУ без рекуператоров.<sup>5</sup>

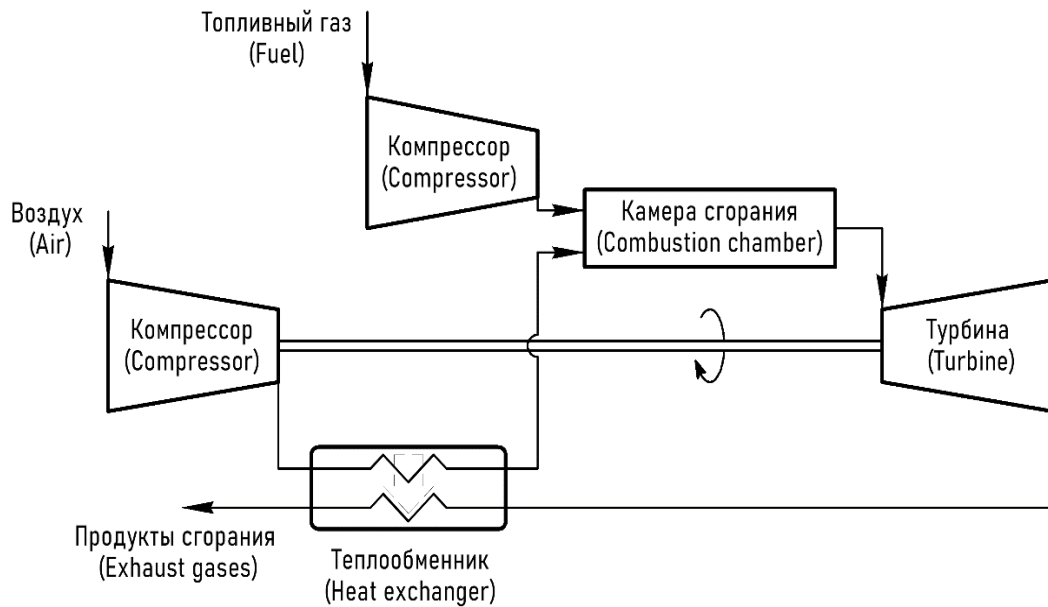


Рис. 2. Принципиальная схема УМГТУ с рекуператором по линии подачи воздуха.<sup>6</sup>

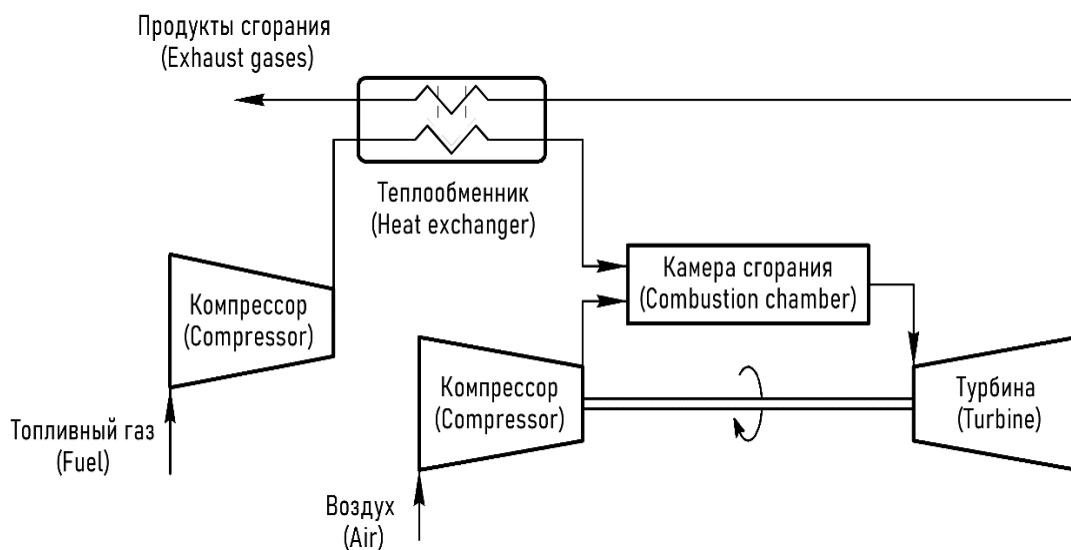


Рис. 3. Принципиальная схема УМГТУ с рекуператором по линии подачи топливного газа.<sup>7</sup>

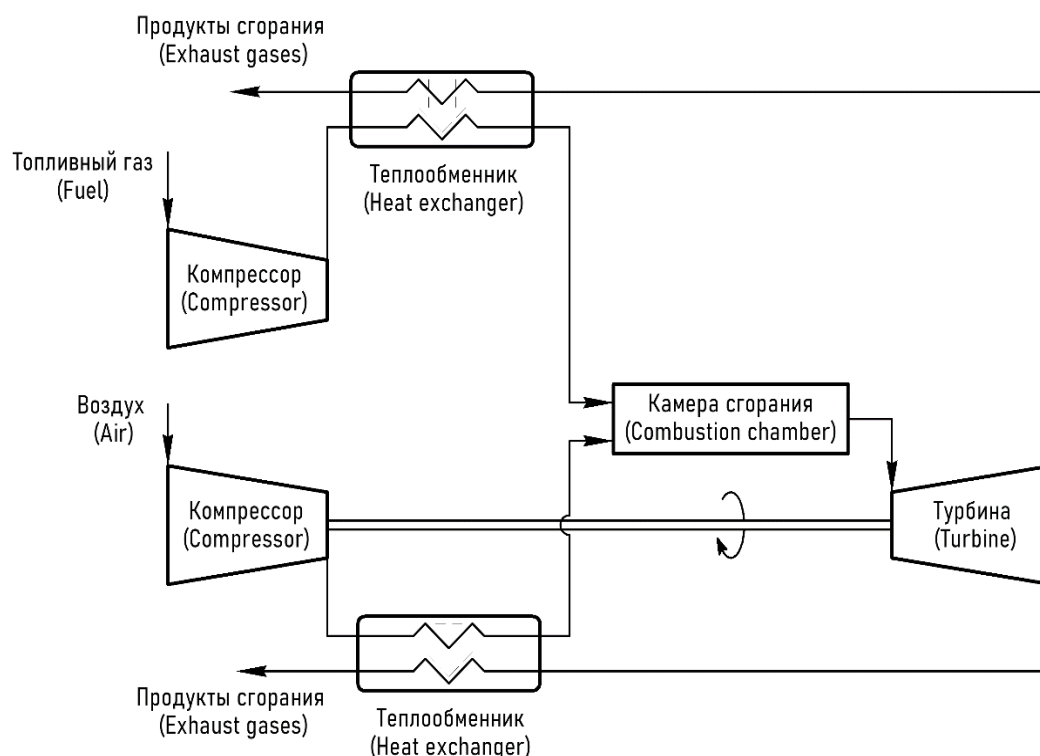


Рис. 4. Принципиальная схема УМГТУ с рекуператорами по линиям подачи воздуха и топливного газа.<sup>8</sup>

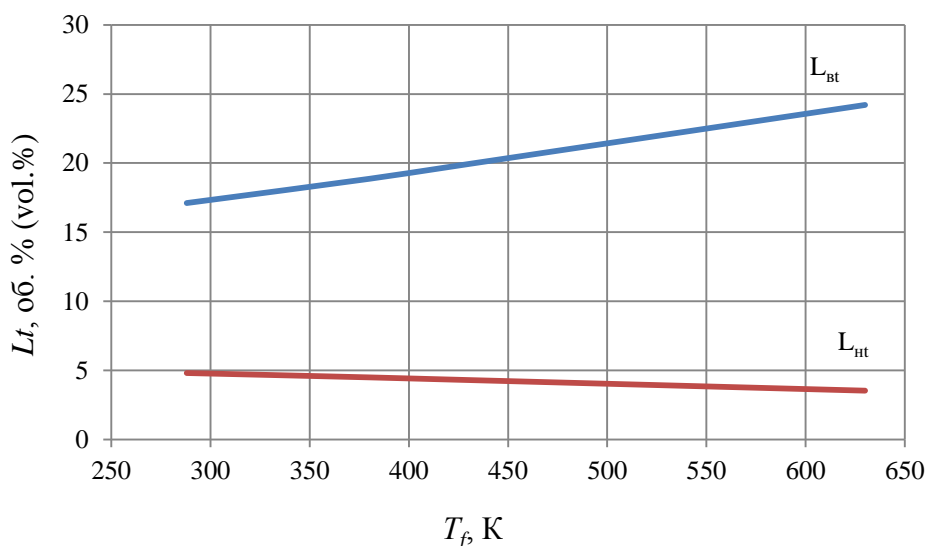


Рис. 5. Зависимости верхнего и нижнего пределов горения от температуры подачи утилизируемого газа.<sup>9</sup>

Анализ результатов на рисунке 5 показывает, что с увеличением начальной температуры утилизируемого газа область устойчивого горения ( $L_{vt} - L_{ni}$ ) расширяется линейно со скоростью 0.025 об.%/град; при этом верхняя граница  $L_{vt}$  увеличивается линейно со скоростью 0.021 об.%/град., а

нижняя граница  $L_{ni}$  уменьшается линейно со скоростью 0.004 об.%/град.

На рисунке 6 представлены результаты расчета коэффициентов избытка воздуха на верхнем и нижнем пределах горения для расчетных схем № 1-5.

<sup>8,9</sup> Appendix 1

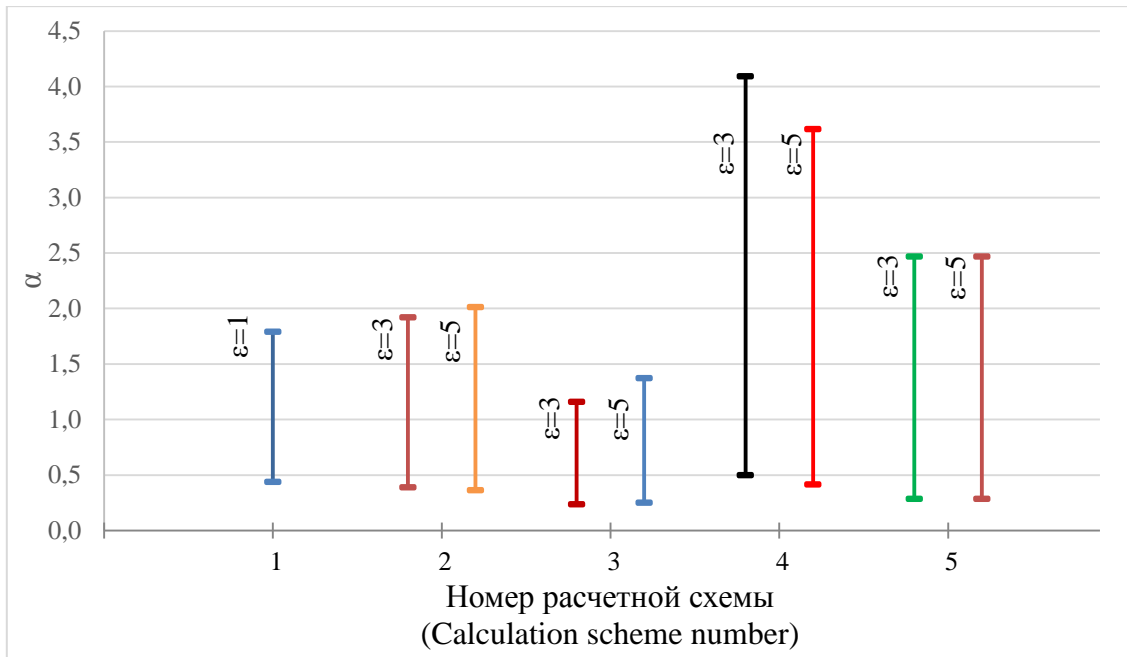


Рис. 6. Пределы устойчивого горения утилизируемого газа по коэффициенту избытка воздуха.<sup>10</sup>

Сравнительный анализ данных по рисунку 6 проведен относительно расчетной схемы № 1 и позволил сформулировать следующие выводы:

- при отсутствии рекуператоров по линиям подачи воздуха и топливного газа (расчетная схема №2), когда температура их подачи определяется только процессами сжатия в компрессорах, область устойчивого горения расширяется на 18%;
- включение рекуператора по линии подачи воздуха (расчетная схема №3) увеличивает эффективность камеры, но сужает область горения на 32%;
- включение рекуператора по линии подачи утилизируемого газа (расчетная схема № 4) расширяет область устойчивого горения на 63% и сильно сдвигает ее в сторону бедных смесей;
- включение рекуператоров и по линиям подачи воздуха и утилизируемого газа (расчетная схема № 5) расширяет область устойчивого горения на 40% и сдвигает ее в сторону бедных смесей. Однако эти изменения менее значительны по сравнению с расчетной схемой № 4.

Особого внимания заслуживают результаты, полученные по расчетной схеме № 4. Реализация этой схемы в УМГТУ позволит обеспечить низкотемпературное устойчивое горение в неохлаждаемой однозонной КС. Анализ режимных и геометрических

параметров рекуператора по линии подачи топливного газа приводится ниже.

### ОБЕСПЕЧЕНИЕ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО ГОРЕНИЯ УТИЛИЗИРУЕМОГО ГАЗА ПРИ БОЛЬШИХ ЗНАЧЕНИЯХ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА

Дополнительный подогрев топливного газа в рекуператоре между компрессором и утилизационной КС сильно сдвигает нижний предел горения в область бедных ТВС.

Целесообразно рассмотреть зависимости коэффициента избытка воздуха и температуры горения от температуры подачи топливного газа в утилизационную КС. Соответствующие расчеты проведены для УМГТУ, параметры которой представлены в таблице 3.

Уравнение теплового баланса КС:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ox} \cdot c_{pox} \cdot T_{ox}^{in} + \dot{m}_f \cdot c_{pf} \cdot T_f^{in} + \dot{m}_f \cdot H_u \cdot \eta_{ch} &= \\ &= (\dot{m}_{ox} + \dot{m}_f) \cdot h_{eg}^{out}; \\ \dot{m}_{ox} &= \alpha \cdot K_{m0} \cdot \dot{m}_f, \end{aligned}$$

где  $\dot{m}_{ox}$ ,  $\dot{m}_f$  — массовые секундные расходы воздуха и утилизируемого газа;  $c_{pox}$ ,  $c_{pf}$  — изобарные удельные теплоемкости воздуха и утилизируемого газа;  $T_{ox}^{in}$ ,  $T_f^{in}$  — температуры подачи воздуха и утилизируемого газа;  $\alpha$ ,  $K_{m0}$  — коэффициент избытка воздуха и массовое стехиометрическое соотношение;

<sup>10</sup> Appendix 1

$Hu$ ,  $\eta_{ch}$  — теплопроизводительность и полнота сгорания утилизируемого газа. Следовательно, энтальпия продуктов сгорания на выходе из КС:

$$h_{eg}^{out} = \frac{\alpha \cdot K_{m0} \cdot c_{pox} \cdot T_{ox}^{in} + c_{pf} \cdot T_f^{in} + Hu \cdot \eta_{ch}}{1 + \alpha \cdot K_{m0}}$$

Температура горения в утилизационной КС:

$$T_{eg} = \frac{h_{eg}^{out}}{c_p}$$

где удельная теплоемкость  $c_p$  продуктов сгорания (ПС) является функцией температуры горения  $T_{eg}$ . Поэтому предварительно были проведены термодинамические расчеты горения утилизируемого газа с воздухом, результаты которых представлены в таблице 4.

Таблица 3<sup>11</sup>

Основные параметры УМГТУ.<sup>12</sup>

№	Название параметра (Parameter name)	Размерность (Dimension)	Величина (Value)
1	Степень сжатия (Compression ratio)	-	5
2	Температура воздуха на входе в КС (Air temperature at combustion chamber inlet)	К (K)	430
3	Давление воздуха на входе в КС (Air pressure at combustion chamber inlet)	МПа (MPa)	0.5
4	Давление топливного газа на входе в КС (Fuel pressure at combustion chamber inlet)	МПа (MPa)	0.5
5	Массовое стехиометрическое соотношение (Stoichiometric ratio)	-	10.0
6	Удельная теплоемкость воздуха (Air specific heat)	кДж/кг·К (kJ/kg·K)	1.005
7	Удельная теплоемкость топливного газа (Fuel specific heat)	кДж/кг·К (kJ/kg·K)	1.708
8	Полнота сгорания (Combustion efficiency)	-	0.98
9	Теплопроизводительность топливного газа (Fuel calorific value)	МДж/кг (MJ/kg)	29.8

В процессе совместного решения уравнения теплового баланса и системы уравнений термодинамического расчета получены значения коэффициента избытка воздуха  $\alpha_H$  и температуры горения  $T_{eg}$  на нижнем пределе при разных значениях температуры подачи топливного газа в камере сгорания  $T_f^{in}$ , которые представлены в таблице 5.

На рисунке 7 представлены области устойчивого горения утилизируемого газа по коэффициенту избытка воздуха  $\alpha_H$  и температуре горения  $T_{eg}$  в зависимости от температуры подачи топливного газа  $T_f^{in}$ .

Области устойчивых режимов горения находятся с заштрихованной стороны кривых.

Были также проведены расчеты массогабаритных характеристик рекуператоров топливного газа, обеспечивающих требуемую температуру подачи в КС. В качестве рекуператоров рассматривались трубчатые и пластинчатые теплообменники с оребрением и без него. Отработанные на турбине газы являются первичным, а утилизируемый топливный газ – вторичным теплоносителями.

Тепловая мощность рекуператора по параметрам утилизируемого газа:

$$Q = \dot{m}_f \cdot c_{pf} \cdot (T_f^{out} - T_f^{in}),$$



где  $T_f^{out}$  — температура утилизируемого газа на выходе из рекуператора.

Таблица 4<sup>13</sup>

Результаты термодинамического расчета.<sup>14</sup>

$T_{eg}, K (K)$	$\alpha=2$		$\alpha=3$		$\alpha=5$		$\alpha=8$	
	$c_p,$ кДж/кг·К (kJ/kg·K)	$h_{eg}^{out},$ кДж/кг·К (kJ/kg·K)	$c_p,$ кДж/кг·К (kJ/kg·K)	$h_{eg}^{out},$ кДж/кг·К (kJ/kg·K)	$c_p,$ кДж/кг·К (kJ/kg·K)	$h_{eg}^{out},$ кДж/кг·К (kJ/kg·K)	$c_p,$ кДж/кг·К (kJ/kg·K)	$h_{eg}^{out},$ кДж/кг·К (kJ/kg·K)
280	1.012	283.36	1.01	282.8	1.008	282.24	1.004	281.12
400	1.02	408	1.016	406.4	1.012	404.8	1.008	403.2
600	1.044	626.4	1.036	621.6	1.028	616.8	1.02	612
800	1.064	851.2	1.056	844.8	1.044	835.2	1.036	828.8
1000	1.09	1090	1.076	1076	1.064	1064	1.056	1056
1200	1.112	1334.4	1.096	1315.2	1.084	1300.8	1.076	1291.2
1400	1.132	1584.8	1.116	1562.4	1.104	1545.6	1.096	1534.4
1600	1.152	1843.2	1.136	1817.6	1.12	1792	1.112	1779.2
1800	1.17	2106	1.152	2073.6	1.136	2044.8	1.128	2030.4
2000	1.184	2368	1.168	2336	1.152	2304	1.144	2288
2200	1.2	2640	1.18	2596	1.164	2560.8	1.156	2543.2
2400	1.212	2908.8	1.192	2860.8	1.176	2822.4	1.164	2793.6

Таблица 5<sup>15</sup>

Коэффициенты избытка воздуха и температуры ПС на нижнем пределе горения.<sup>16</sup>

$T_{гор}^{ex}, K$ (K)	$\alpha_n$	$h_{nc}^{ex},$ кДж/кг·К (kJ/kg·K)	$T_{nc}, K$ (K)
430	2.02	1824.0	1565.7
500	2.50	1575.0	1401.0
600	2.33	1303.0	1189.8
700	4.36	1106.0	1032.1
800	5.67	955.8	905.4
900	7.40	837.7	806.7

Температура ПС на выходе из рекуператора определяется из уравнения тепловой мощности, записанного по параметрам ПС:

$$T_{eg}^{out} = T_{eg}^{in} - \frac{Q}{c_{peg} \cdot \dot{m}_{eg}},$$

где  $\dot{m}_{eg}, c_{peg}$  — массовый секундный расход и удельная изобарная теплоемкость ПС;  $T_{eg}^{in}, T_{eg}^{out}$  — температура ПС на входе и выходе из рекуператора.

Массовый секундный расход ПС:

$$\dot{m}_{eg} = (1 + \alpha \cdot K_{m0}) \cdot \dot{m}_f.$$

Коэффициент рекуперации:

$$\mu = (T_f^{out} - T_f^{in}) / (T_{eg}^{in} - T_f^{in}).$$

Коэффициент использования «отбросного» тепла ПС:

$$\varphi = (T_{eg}^{in} - T_{eg}^{out}) / (T_{eg}^{in} - 288).$$

Потребная поверхность теплообмена рекуператора:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t},$$

где  $\Delta t$  — средняя разность температур,  $k$  — коэффициент теплопередачи между ПС и топливным газом в рекуператоре.

Для газ-газовых рекуператоров по опыту предшествующих разработок

$k=10...40 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ . Приведенные ниже результаты получены при  $k=20 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ .

С использованием вышеперечисленных формул определены режимные и геометрические параметры рекуператора в составе конвертированной микротурбиной

утилизационной энергоустановки при разных температурах подогрева топливного газа.

Характеристики теплоносителей и рекуператора представлены в таблице 6.

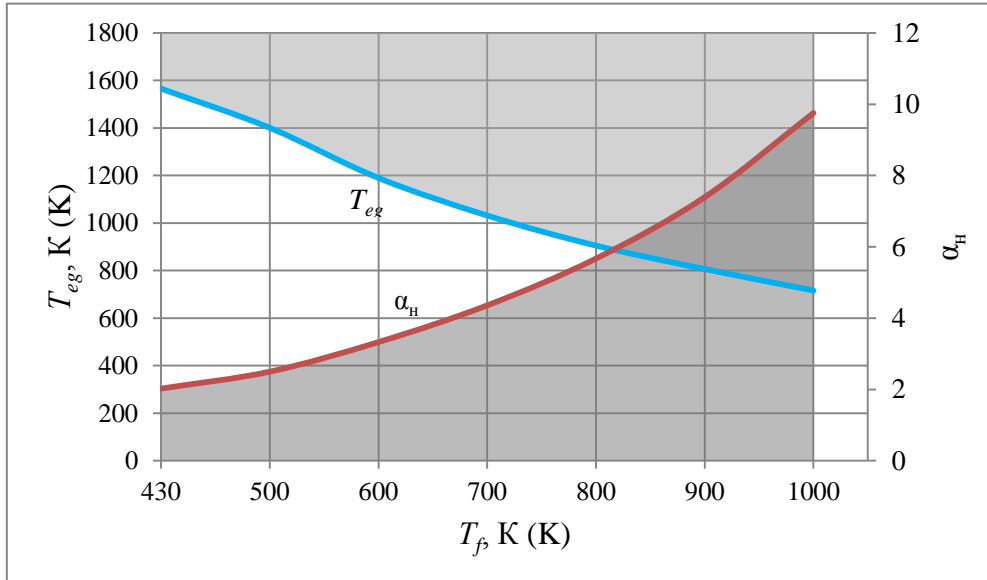


Рис. 7. Области устойчивого горения в зависимости от температуры подачи топливного газа.<sup>17</sup>

Таблица 6<sup>18</sup>

Характеристики теплоносителей и рекуператора.<sup>19</sup>

$T_f^{out}$ , К (К)	$Q$ , кВт (kW)	$T_{eg}^{in}$ , К (К)	$T_{eg}^{out}$ , К (К)	$\mu$	$\varphi$	$F$ , м <sup>2</sup> (m <sup>2</sup> )
500	1.793	1401.0	1387.0	0.072	0.004	0.096
600	4.355	1189.8	1182.0	0.224	0.009	0.325
700	6.917	1032.1	1023.0	0.448	0.012	0.748
800	9.479	905.4	895.0	0.778	0.017	1.662
$T_f^{in} = 430 \text{ К (К)}; K_{m0} = 10,0; K = 20 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К (W}/\text{m}^2 \cdot \text{К)};$ $\dot{m}_f = 0.015 \text{ кг}/\text{с (kg}/\text{s)}; c_{\text{пох}} = 1.005 \text{ кДж}/\text{кг} \cdot \text{К (kJ}/\text{kg} \cdot \text{К)};$ $c_{\text{pf}} = 1.708 \text{ кДж}/\text{кг} \cdot \text{К (kJ}/\text{kg} \cdot \text{К)}.$						

На рисунке 8 приведены графические зависимости тепловой мощности  $Q$  и поверхности теплообмена  $F$  рекуператора от температуры подачи топливного газа.

Анализ данных на рисунке 8 показывает, что для реализации низкотемпературного устойчивого горения с температурами до 900 К потребуются маломощные ( $Q$  до 9.5 кВт) и малогабаритные ( $F$  до 1.7 м<sup>2</sup>) рекуператоры.

Были проанализированы объемные и массовые характеристики кожухотрубчатых, пластинчатых, трубчатых оребренных и пластинчатых оребренных рекуператоров. Анализ указанных характеристик для

потребных поверхностей теплообмена проводился по имеющимся статистическим данным. В таблице 7 представлены статистические данные и принятые значения  $F/V$ ,  $m/F$ , а также объемы и массы рекуператоров.

Анализ таблицы 7 и конструктивных особенностей показывает, что для дальнейших разработок УМГТУ с внешним подогревом утилизируемого газа целесообразно использование пластинчатых оребренных теплообменников.

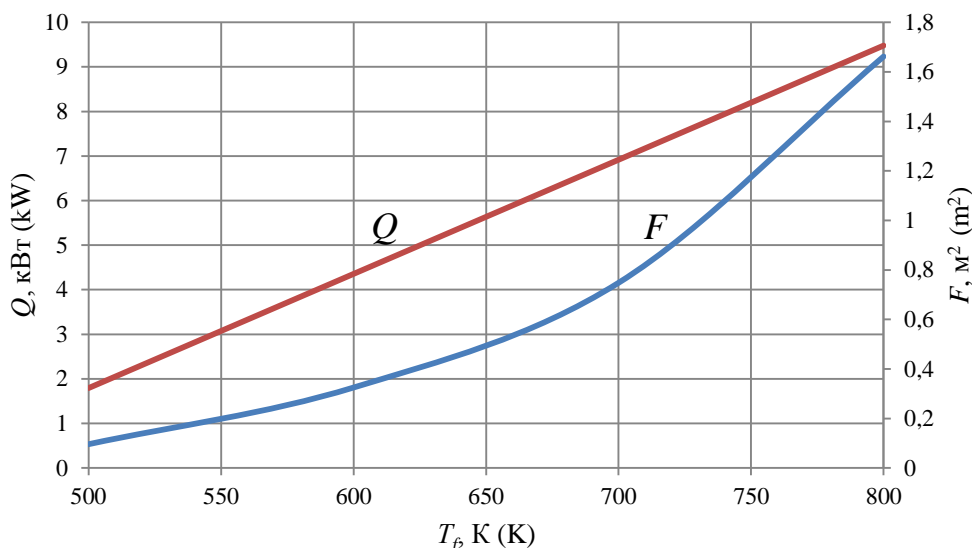


Рис. 8. Области устойчивого горения в зависимости от температуры подачи топливного газа.<sup>20</sup>

Таблица 7<sup>21</sup>

Объемные и массовые характеристики рекуператоров.<sup>22</sup>

	Кожухотрубчатый (Shell-and-tube)		Пластинчатый (Plate)		Трубчатый оребренный (Finned tube)		Пластинчатый оребренный (Finned plate)	
	$\frac{F}{V}$	$\frac{m}{F}$	$\frac{F}{V}$	$\frac{m}{F}$	$\frac{F}{V}$	$\frac{m}{F}$	$\frac{F}{V}$	$\frac{m}{F}$
Статистические данные (Statistical data)	$18...40 \frac{m^2}{m^3}$	$35...80 \frac{кг}{m^2}$	$300...600 \frac{m^2}{m^3}$	$5...10 \frac{кг}{m^2}$	$300...575 \frac{m^2}{m^3}$	$2...4 \frac{кг}{m^2}$	$600...1800 \frac{m^2}{m^3}$	$2...4 \frac{кг}{m^2}$
Принятые значения (Accepted values)	$\frac{F}{V}=30 \frac{m^2}{m^3}$	$\frac{m}{F}=55 \frac{кг}{m^2}$	$\frac{F}{V}=450 \frac{m^2}{m^3}$	$\frac{m}{F}=8 \frac{кг}{m^2}$	$\frac{F}{V}=450 \frac{m^2}{m^3}$	$\frac{m}{F}=3 \frac{кг}{m^2}$	$\frac{F}{V}=1200 \frac{m^2}{m^3}$	$\frac{m}{F}=3 \frac{кг}{m^2}$
$F, m^2(m^2)$	$V, m^3(m^3)$	$m, кг(kg)$	$V, m^3(m^3)$	$m, кг(kg)$	$V, m^3(m^3)$	$m, кг(kg)$	$V, m^3(m^3)$	$m, кг(kg)$
0.096	0.003	5.280	0.0002	0.788	0.0002	0.288	$8 \cdot 10^{-5}$	0.288
0.325	0.011	17.875	0.0007	2.600	0.0007	0.975	$2.708 \cdot 10^{-4}$	0.975
0.748	0.025	41.140	0.0017	5.984	0.0017	2.244	$6.233 \cdot 10^{-4}$	2.244
1.662	0.055	91.410	0.0037	13.296	0.0037	4.986	$1.385 \cdot 10^{-3}$	4.986

**ВЫВОДЫ**

Таким образом, проведенные исследования позволяют сформулировать следующие выводы:

- подогрев топливного газа отработанными на турбине продуктами сгорания перед его подачей в КС позволяет осуществить низкотемпературное устойчивое горение обедненной ТВС на нижнем пределе;
- реализация данного вида горения позволит разрабатывать однозонные неохлаждаемые КС в составе УМГТУ, что значительно

упрощает их конструкцию, технологию изготовления и эксплуатацию;

- на примере горения забалластированного ПНГ теоретически показано, что при использовании утилизационной КС с внешним теплообменником тепловая мощность внешнего подогрева составляет менее 1 % от полезной мощности УМГТУ.

**APPENDIX1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)**

<sup>1,2</sup>Table 1. Component composition of oil gas.

<sup>3,4</sup>Table2. UMG TU mode parameters.

- <sup>5</sup>**Fig. 1.** UMGTU concept without recuperators.  
<sup>6</sup>**Fig. 2.** UMGTU concept with air recuperator.  
<sup>7</sup>**Fig. 3.** UMGTU concept with fuel gas recuperator.  
<sup>8</sup>**Fig. 4.** UMGTU concept with air and fuel gas recuperators.  
<sup>9</sup>**Fig. 5.** Dependence of the upper and lower combustion limits on the temperature of the recycled gas.  
<sup>10</sup>**Fig. 6.** The limits of sustainable combustion of the recycled gas at the excess air factor.  
<sup>11,12</sup>**Table 3.** UMGTU main parameters.  
<sup>13,14</sup>**Table 4.** The results of thermodynamic calculation.  
<sup>15,16</sup>**Table 5.** Ratios of excess air and temperature at the lower limit of burning.  
<sup>17</sup>**Fig. 7.** Areas of sustainable combustion depending on the temperature of fuel gas supply.  
<sup>18,19</sup>**Table 6.** Characteristics of heat carriers and recuperator.  
<sup>20</sup>**Fig. 8.** Areas of sustainable combustion depending on the temperature of fuel gas supply.  
<sup>21,22</sup>**Table 7.** Volume and mass characteristics of recuperators.

### Литература (References)

- [1] Bachev N.L., Matyunin O.O., Bulbovich R.V., Betinskaya O.A., Shilova A.A. Computational and Experimental Studies into Concentration Limits of Associated Petroleum Gas Combustion. *Problemele energeticii regionale*, 2019, № 2(43), pp. 39-47.
- [2] Tingguang Ma. A thermal theory for estimating the flammability limits of a mixture. *Fire Safety Journal*, 2011, vol. 46, Issue 8, pp. 558-567.
- [3] Horng-Jang Liaw, Kuan-Yu Chen. A model for predicting temperature effect on flammability limits. *Fuel*, 2016, vol. 178, pp. 179-187
- [4] Andrés Z.M., João A. de C. Jr., Christian R.C. Method for determination of flammability limits of gaseous compounds diluted with N<sub>2</sub> and CO<sub>2</sub> in air. *Fuel*, 2018, vol. 226, pp. 65-80.
- [5] Liao S.Y., Cheng Q., Jiang D.M., Gao J. Experimental study of flammability limits of natural gas-air mixture. *Journal of Hazardous Materials*, 2005, vol. 119, Issues 1-3, pp. 81-84.
- [6] Gan C., Zili L., Chao Y. Experimental study of flammability limits of methane/air mixtures at low temperatures and elevated pressures. *Fuel*, 2016, vol. 181, pp. 1074-1080.
- [7] Wang T., Luo Z., Wen H., Cheng F., Deng J., Zhao J., Guo Z., Lin J., Kang K., Wang W. Effects of flammable gases on the explosion characteristics of CH<sub>4</sub> in air. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 2017, vol. 49, Part B, pp. 183-190.
- [8] Zamashchikov V.V. On the Flammability Limit. *Combustion Explosion and Shock Waves*, 2018, vol. 54, Issue 4, pp. 393-397.
- [9] Wierzba I., Kilchyk V. Flammability limits of hydrogen-carbon monoxide mixtures at moderately elevated temperatures. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2001, vol. 26, Issue 6, pp. 639-643
- [10] Gibbon H.J., Wainwright J., Rogers R.L. Experimental determination of flammability limits of solvents at elevated temperatures and pressures. *In Institution of Chemical Engineers Symposium Series*, 1994, vol. 134, pp. 1-12.
- [11] Li Z., Gong M., Sun E., Wu J., Zhou Y. Effect of low temperature on the flammability limits of methane/nitrogen mixtures. *Energy*, 2011, vol. 36(9), Yuan, pp. 5521-5524.
- [12] Ale B.B., Wierzba I. The flammability limits of hydrogen and methane in air at moderately elevated temperatures. Published in: *IECEC-97 Proceedings of the Thirty-Second Intersociety Energy Conversion Engineering Conference* (Cat. No.97CH6203)
- [13] Bolshova T.A., Bunev V.A., Knyazkov D.A., Korobeinichev O.P., Chernov A.A., Shmakov A.G., Yakimov S.A. Dependence of the lower flammability limit on the initial temperature. *Combustion, Explosion, and Shock Waves*, 2012, vol. 48, Issue 2, pp 125-129.
- [14] Vanderstraeten B., Tuerlinckx D., Berghmans J., Vliegen S., Van't Oost E., Smit B. Experimental study of the pressure and temperature dependence on the upper flammability limit of methane/air mixtures. *Journal of Hazardous Materials*, 1997, vol. 56, Issue 3, pp. 237-246.
- [15] Kondo S., Takahashi A., Takizawa K., Tokuhashi K. On the pressure dependence of flammability limits of CH<sub>2</sub>=CFCF<sub>3</sub>, CH<sub>2</sub>F<sub>2</sub> and methane. *Fire Safety Journal*, 2011, vol. 46, pp. 289-293.
- [16] Shebeko Yu.N., Tsarichenko S.G., Korolchenko A.Ya., Trunev A.V., Navzenya V.Yu., Papkov S.N., Zaitzev A.A. Burning velocities and flammability limits of gaseous mixtures at elevated temperatures and pressures. *Combustion and Flame*, 1995, vol. 102, Issue 4, pp. 427-437
- [17] Van den Schoor F. Influence of pressure and temperature on flammability limits of combustible gases in air. Phd Thesis. 2007.
- [18] Xueling Liu, Qi Zhang. Influence of initial pressure and temperature on flammability limits of hydrogen-air. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2014, vol. 39, Issue 12, pp. 6774-6782.
- [19] Catoire L., Naudet V. Estimation of temperature dependent lower flammability limit of pure organic compounds in air at atmospheric pressure. *Process Safety Progress*, 2005, vol. 24 (2), pp. 130-137.
- [20] Mehaboob Basha, Shaahid S.M., Luai Al-Hadhrami. Impact of Fuels on Performance and Efficiency of Gas Turbine Power Plants. *2<sup>nd</sup> International Conference on Advances in Energy Engineering December 27-28, 2011, Bangkok*,

Thailand. Energy Procedia 14 (2012),pp. 558-565.

[21]Georgee Marin, Dmitrii Mendeleev, Boris Osipov, Azat Akhmetshin. Study of the effect of fuel temperature on gas turbine performance. *Web of Conferences 178*, 01033 (2020)

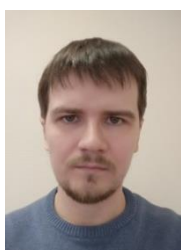
[22]Trebs A., Slabaugh C., Lamont W., Heister S., Meyer S. Gas Turbine Fuel System and Combustion

Study with High Temperature Fuel Injection. *47th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, 2011. doi: 10.2514/6.2011-5534.

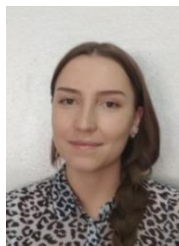
#### Сведения об авторах.



**Бачев Николай Леонидович** – к.т.н., доцент кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ПНИПУ. Область научных интересов: утилизационные газотурбинные установки.  
E-mail: [bnl54@yandex.ru](mailto:bnl54@yandex.ru)



**Матюнин Олег Олегович** – старший преподаватель кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ПНИПУ. Область научных интересов: численное моделирование рабочих процессов в ЭУ.  
E-mail: [matoleg@gmail.com](mailto:matoleg@gmail.com)



**Шилова Алена Алексеевна** – инженер кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ПНИПУ. Область научных интересов: рабочие процессы в КС ЭУ.  
E-mail: [alyona1203@gmail.com](mailto:alyona1203@gmail.com)



**Булбович Роман Васильевич** – д.т.н., профессор кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ПНИПУ. Область научных интересов: авиационное и ракетное двигателестроение.  
E-mail: [Bulbovich@pstu.ru](mailto:Bulbovich@pstu.ru)