Информация о выполнении первого Этапа проекта «Исследование способов воздействия на образование оксидов азота с целью их подавления при сжигании природного газа в камерах сгорания перспективных газовых турбин.», выполняемого в рамках работы с РНФ Соглашение № 17-19-01563 в 2017 году

1. Проведен обзор и анализ современной научно-технической литературы и патентов по теме исследования.

Выявлено, что при разработке камер сгорания (КС) современных газотурбинных установок (ГТУ) приходится одновременно решать несколько внутренне противоречивых задач, из которых определяющей является организация устойчивого процесса сгорания с низким уровнем эмиссий оксидов азота NO_x на рабочих режимах. Сложность их возрастает в связи с постоянным повышением параметров ГТУ – давления в КС свыше 20 бар и температуры выше 1600 С.

Проанализированы технические решения мировых фирмы-производителей ГТУ большой мощности. Коэффициенты полезного действия (КПД) ГТУ этих фирм достигают от 40 - 43% в простом и 61-63,5% в парогазовом циклах при мощностях 350 - 500 и 600-800 МВт, соответственно, при степени сжатия 20 – 24 и повышении температуры на выходе из камеры сгорания перед турбиной до 1600 С. Соответственно, повышается и температура в зоне горения, при этом проблема борьбы с вредными выбросами решена.

Условно можно разделить ГТУ на «поколения», отличающиеся уровнем среднемассовой температуры газов на выходе из камеры сгорания t_3^*, т. е. перед сопловыми лопатками 1-й ступени турбины. В настоящее время иностранные производители серийно выпускают ГТУ поколений E (t_3 ≈1100C), F (t_3 ≈1250 ^{0}C), G (t_3 ≈1350 ^{0}C) и H(J) (t_3 ≥1500 ^{0}C) мощностью до 500 МВт в простом цикле. Прорабатывается дальнейшее совершенствование ГТУ с повышением начальной температуры газов до ~1700^{o}C и увеличением КПД парогазовой установки (ПГУ) до 65% (рис. 1). Для них всех сохраняются требования по содержанию вредных выбросов, прежде всего NO_x и CO.

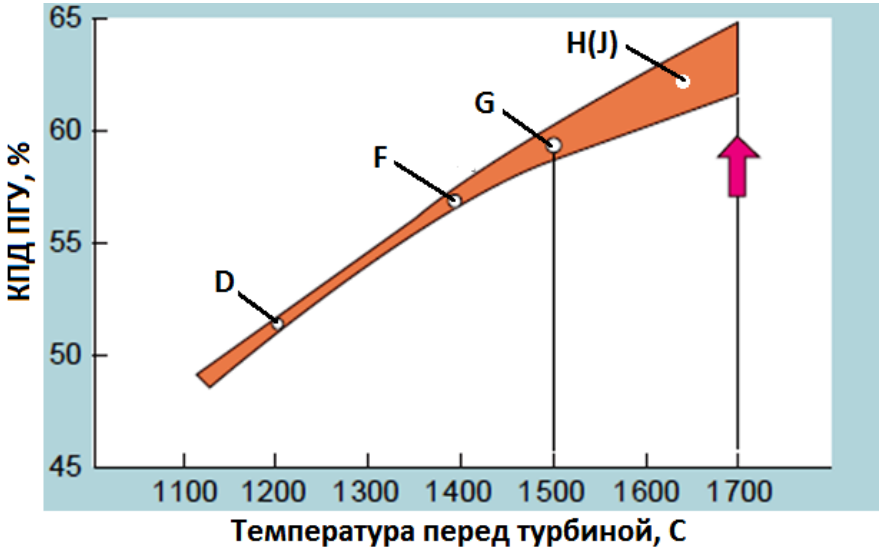


Рисунок 1 Изменение КПД ПГУ от температуры перед турбиной, типы ГТУ[1]

Рост температуры газов перед турбиной, сопровождается ростом температуры в зоне горения, что неизбежно приводит к росту эмиссий NO_x. На рисунке 2 показаны типовые зависимости эмиссий NO_x и CO от температуры в зоне горения.

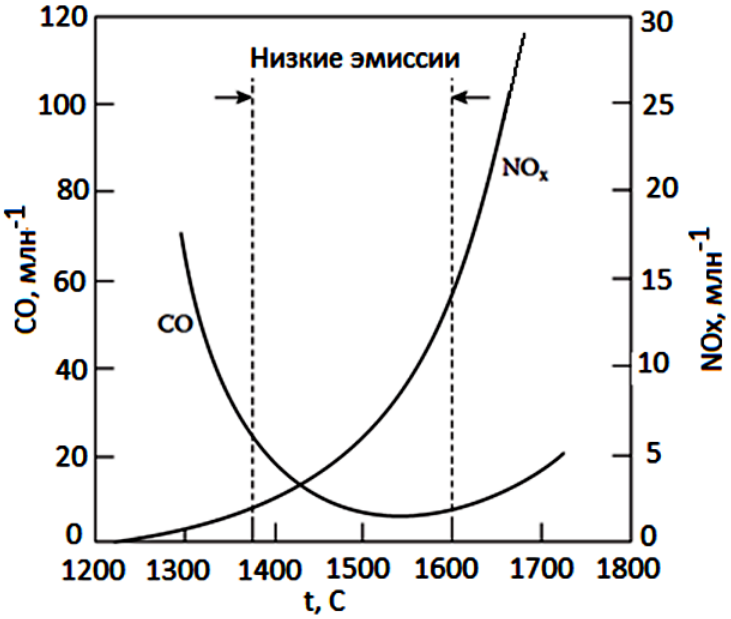


Рисунок 2 Изменение CO и NO_x в зависимости от температуры пламени [2]

Путями уменьшения образования оксидов азота (NO_x) в камерах сгорания газотурбинных установок являются снижение максимальных температур факела и времени пребывания в нем продуктов сгорания. Для сжигания природного газа наиболее распространено в настоящее время использование камер сгорания с предварительным перемешиванием топлива с воздухом при коэффициентах избытка воздуха в гомогенной смеси 1,8-1,9 и равномерной и сравнительно невысокой (1400°C-1550°C) температурой факела [**2**].

Основными механизмами образования оксидов азота при горении углеводородного топлива являются:

- термический, при котором оксиды азота образуются в зоне максимальной температуры - механизм Зельдовича;
- “быстрый”, когда оксиды азота образуются в начальной части факела - механизм Фенимора;
- топливный, когда оксиды азота образуются из азотсодержащих компонентов топлива;
- образование оксидов через N_2O.

С их учетом в камерах сгорания ГТУ реализуют следующие мероприятия:

- организуют близкую к гомогенной бедную топливовоздушную смесь (ТВС);
- стабилизируют пламя и минимизируют время пребывания топливовоздушной смеси (ТВС) в зоне высоких температур.

Кроме этого, температуру в зоне горения снижают уменьшением содержания кислорода за счет:

- подмешивания охлажденных продуктов сгорания в топливный газ или воздух;
- впрыска в зону горения воды или пара;
- введения в воздух или топливо различных добавок, влияющих на реакцию горения.

Принципиально другим вариантом снижения эмиссий NO_x является использование катализаторов.

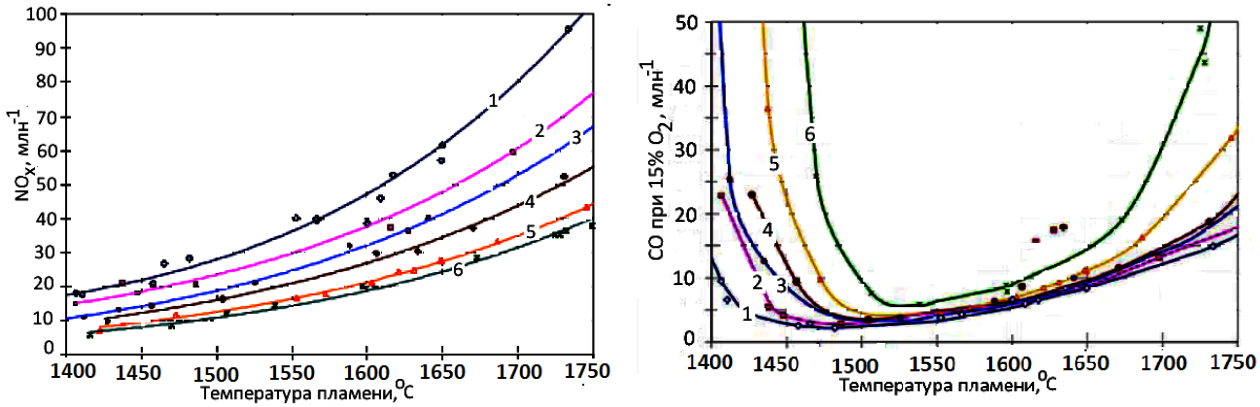
А. Снижение содержание кислорода в зоне горения.

Теоретически, за счет подмешивания продуктов сгорания к воздуху, поступающему в зону горения, можно снизить выбросы NO_x за счет уменьшения содержания кислорода в нем. Это следует из анализа механизма образования термических NO из элементарной реакции O и N_2:

$$O + N_2 \rightarrow NO + N$$

Эта реакция имеет очень высокую энергию активации из-за сильной тройной связи в молекуле N_2. Скорость реакции высока только при высоких температурах. В результате добавления инертных газов к поступающему воздуху и снижению уровней O_2 значения пиковых температур в пламени уменьшаются. Скорость реакции снижается и становится ограничителем в работе механизма Зельдовича.

На рисунке 3 приведены результаты исследований рециркуляции продуктов сгорания при малоэмиссионном сжигании топлив, проведенных глобальным научно-исследовательским центром фирмы General Electric (GE) [**3, 4**]. Все испытания проводились при температуре на входе 430°C и давлении 10,3 бара.



а) б)

Рисунок 3. Зависимости от температуры пламени: а - эмиссии NO_x; б - эмиссии CO при подаче 15% топлива в пилотную зону и рециркуляции газов на вход: 1 - 0%; 2 - 10%; 3 - 20%; 4 - 28%; 5 - 36%; 6 - 41 %

При увеличении доли рециркулирующих газов в воздухе, образование NO_x уменьшается. Это влияние усиливается при повышении температуры пламени.

На рисунке 4 показана зависимость концентраций CO от температуры при подаче 15% топлива в пилотную зону и использовании различных долей рециркулирующих газов. Рециркуляция выхлопных газов увеличивает эмиссии CO и сужает диапазон малоэмиссионной работы камеры сгорания.

При их доле в воздухе от 10% до 30% рециркуляция выхлопных газов является эффективным способом снижения оксидов азота как через термический механизм образования, так и через N_2O. Так, при температуре 1650°C концентраций NO_x снижаются с 60 млн$^{-1}$ до 30 млн$^{-1}$ при добавлении 28% газов рециркуляции. При этом концентрации CO сохраняются на низком уровне.

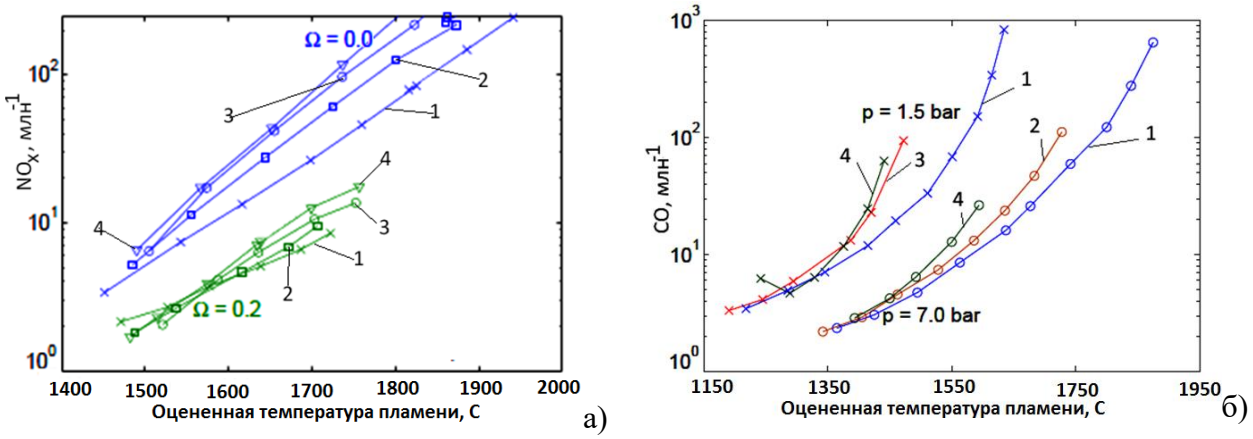
Фирма Мицубиси провела исследование рециркуляции охлажденных продуктов сгорания [5]. В испытаниях при атмосферном давлении получено существенное снижение эмиссий NO_x при температуре на выходе из камеры сгорания 1700°C.

Б. Подмешивание воды или пара в зону горения

Инжекция пара снижает температуру пламени и тем самым сдерживает образование термических NO_x и дополнительно пар оказывает химическое воздействие, влияя на кинетику реакции путем изменения концентрации разветвляющихся последовательностей реакций с O, OH и H, которые также участвуют в образовании NO_x.

На рисунке 4 приведены результаты исследований влияния давления и количества пара на образование NO_x и CO при сжигании предварительно перемешанной топливовоздушной смеси, проведенные техническим университетом в Берлине [**6, 7**].

Давление изменялось от 1,5 до 9 бар, температура на входе составляла 400°C.. Исследования проводились в изотермических условиях для долей пара в паровоздушной смеси от 0 до 25%. Массовый расход паровоздушной смеси менялся от 50 г./сек при 1,5 бар до 300 г./сек при 9 бар.



а) б)

Рисунок 4 Зависимость от температуры пламени: а - эмиссии NO_x; б - эмиссии CO для различных давлений и долей пара **Ω**= 0 и 0,2: 1 - 1.5 бар; 2 - 4.0 бар; 3 - 7.0 бар; 4 - 9 бар.

В сухих условиях эмиссии NO_x существенно увеличиваются с ростом давления (рис. 4а). При разбавлении водяным паром это влияние снижается. Для сухих условий показатель степени n в зависимости концентраций NO_x от давления

$$(NO_x(P) = NO_x(P_0)\left(\frac{P}{P_0}\right)^n$$

изменяется в зависимости от температуры пламени от ~ 0.1 для предварительно перемешанных топливовоздушных смесей и низких температур до ~ 0.5 для высоких температур [**8**]. При разбавлении реагентов паром (**Ω**=0,2) получено изменение показателя степени n от -0.1 до 0.25. Эффективность разбавления водяным паром для снижения эмиссий NO_x с увеличением рабочего давления возрастает.

Влияние инжекции пара на выбросы CO (рис. 4б) зависит от конфигурации камеры сгорания и рабочих условий. Во влажных концентрации CO незначительно увеличиваются по сравнению с сухим пламенем, поскольку требуется более богатая топливовоздушная смесь, чтобы достичь такой же температуры пламени.

В современных ГТУ впрыск пара используют в установках парогазового цикла и/или совместно с паротурбинными баками, в основном при сжигании жидкого топлива.

2. Выбор и обоснование наиболее перспективных конструкций для подавления оксидов азота при сжигании природного газа.

Более привлекательно последовательное сжигание топлива реализованное в ГТУ GT24 и GT36, где две последовательно расположенные кольцевые КС разделены одной ступенью турбины высокого давления (ВД) (рис. 5 а). Первая КС – обычная кольцевая КС предварительного смешения с хорошо отработанной горелкой типа EV и температурой газов на выходе 1250 С. После нее газ поступает в турбину ВД, где его температура и давление снижаются. Расположенная за турбиной камера дожигания (SEV) работает в условиях пониженного содержания кислорода, температура в ней повышается до уровня 1400-1450 С.

В камере сгорания GT36, относящейся к поколению H с начальной температурой газов 1600 С и более, реализована аналогичная концепция последовательного сгорания при постоянном высоком давлении. Обе ступени сгорания расположены последовательно в одном объеме жаровой трубы, как показано на рисунке 5 (б) [9].

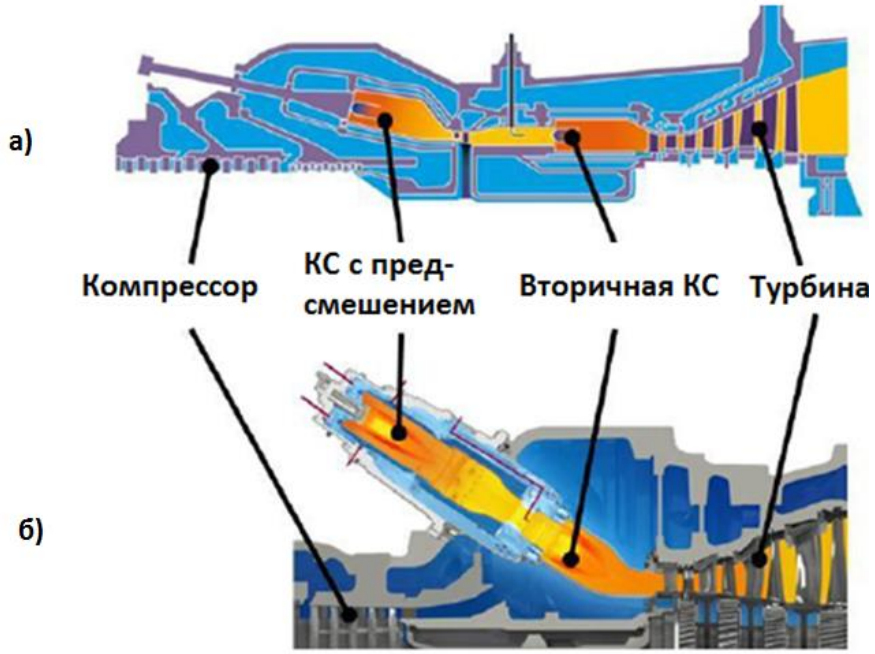


Рисунок 5 Эволюция последовательного горения - схемы МЭКС GT26 (а) и GT36 (б)

Горелка второй ступени (дожигания -Sequential Combustor) представляет собой эволюцию горелки, использованной на GT24 и GT26. Большое количество генераторов вихрей и топливных форсунок обеспечивает хорошее перемешивание на малой длине.

На рисунке 6 а показан разрез МЭКС. Поступающий в нее воздух, разделяется на два потока (показано синим цветом на рисунке 6 б), один - в первое горелочное устройство с предварительным смешением топлива и воздуха, второй используется для охлаждения жаровой трубы и далее поступает в отверстия смесителя для разбавления газов первой ступени. Потоки хорошо перемешиваются перед входом во вторую горелку.

Изменение температуры по оси камеры сгорания показано на рисунке 6 в. Розжиг и работа до холостого хода осуществляется при подаче топлива в пилотную горелку, далее от ХХ и до ~ 10% нагрузки работает пилотная горелка с предсмешением, далее топливо начинает подаваться и в основную горелку ГУ первой КС. При достижении температуры в первой зоне ~ 1250 С плавно начинает подаваться топливо во вторую горелку (рис. 6 б).

После первой зоны горения концентрации NO_x составляют всего несколько млн$^{-1}$, поскольку в ней при сравнительно низких температурах происходит сгорание хорошо перемешанной бедной топливовоздушной смеси. Температура на входе во вторую зону понижается за счет воздуха разбавления. Кроме того, вторая зона расположена близко к выходу из МЭКС, и за счет высоких скоростей время пребывания топливовоздушной смеси в зоне горения очень малое, что ограничивает образование NO_x в высокотемпературной второй зоне.

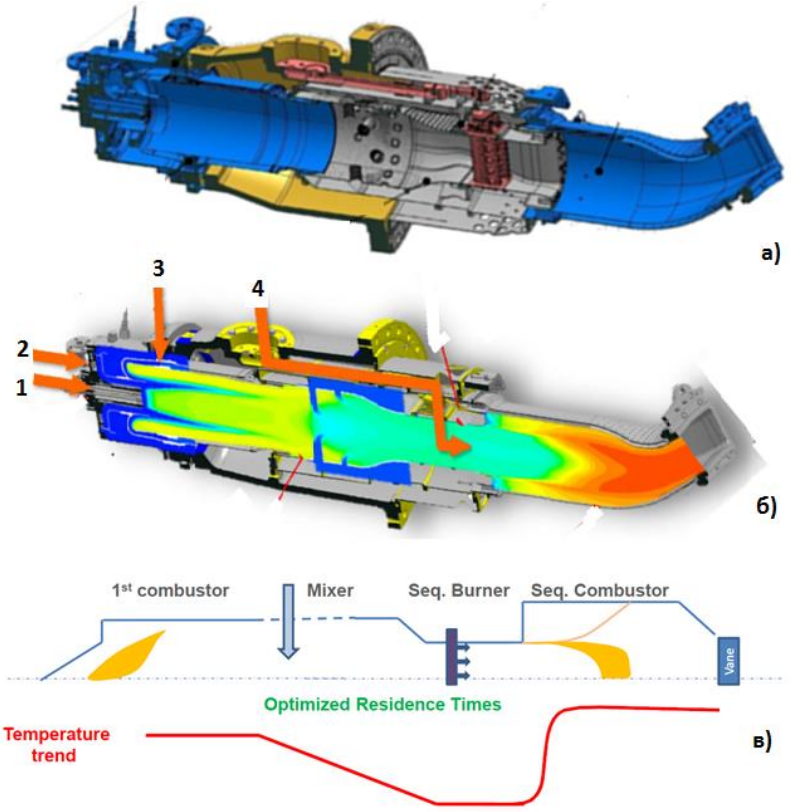


Рисунок 6 МЭКС GT36: а - трехмерная модель продольный разрез; б - поле температуры в продольном сечении; в - изменение среднемассовой температуры по длине:
1 - топливо на пилотную горелку; 2 - топливо на пилотную горелку с предсмешением; 3 - топливо на основную горелку первой камеры сгорания; 4 - топливо во вторую камеру сгорания

Подобное решение позволяет расширить диапазон малоэмиссионного сгорания по сравнению со стандартной схемой МЭКС и одновременно выполнить требования по вредным выбросам.

Аналогичные идеи с последовательным или параллельным расположением зон горения разрабатываются и другими производителями мощных энергетических ГТУ.

3. Проведены аналитические и расчетные исследования однозонного сжигания идеальной топливовоздушной смеси

Для оценки достижения предела минимально возможных эмиссий NOx были проведены расчетные исследования однозонного сжигания идеальной топливовоздушной смеси. Оценено влияние на количество оксидов азота и полноту сгорания топлива начальной температуры, коэффициента избытка воздуха, средней скорости потока в жаровой трубе, объема (длины) реакционной зоны, крутки потока и массы в зоне рециркуляции; давления.

4. Проведены поисковые расчетные исследования границ устойчивого сжигания идеальной топливовоздушной смеси, бедного срыва; пути расширения диапазона устойчивой работы управлением эпюры топливовоздушной смеси.

5. Выполнены поисковые расчетные исследования по возможности снижения эмиссий оксидов азота в камере сгорания путем сжигания части топлива в продуктах сгорания – организация последовательного многозонного сжигания природного газа.

В институте были проведены расчетные исследования в этом направлении. Для них создана трехмерная модель МЭКС на 1700 С, принцип работы которой основан на последовательном сжигании топлива в двух зонах горения. Предметом исследования являлась организация второй зоны горения.

Расчеты проведены для температуры воздуха на входе 450 С и давлении перед МЭКС 400 КПа. Коэффициент избытка воздуха МЭКС α=1.6 (балансовая температура на выходе 1730 С). Расчетное значение эмиссий NO_x, образующихся к выходу МЭКС с одной зоной горения при подаче идеально перемешанной ТВС на вход камеры сгорания составило 35 млн$^{-1}$ при 15% O_2.

На рисунке 7 представлена схема двузонной камеры сгорания. G1, G2 и α1, α2 - расходы и коэффициенты избытка воздуха ТВС первой и второй зон, соответственно. L1 и L2 - длина первой и второй зон горения.

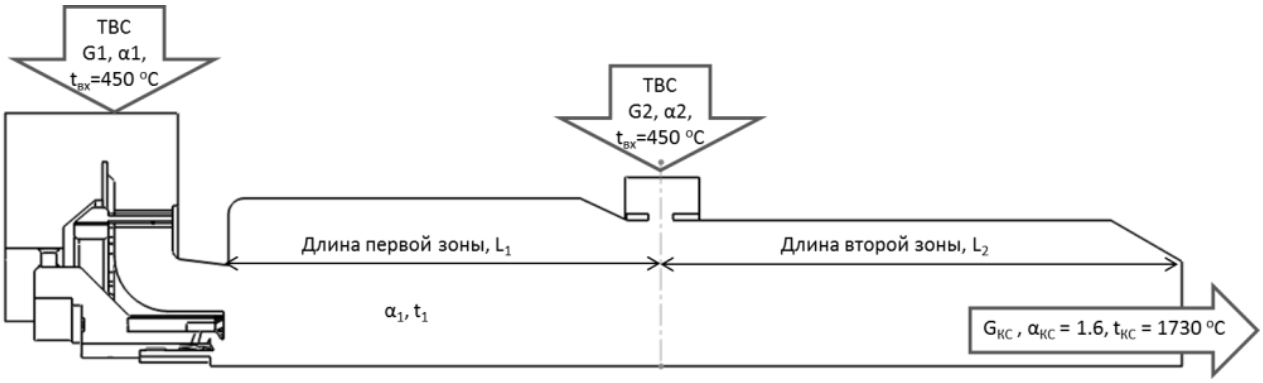


Рисунок 7 – Схема двузонной камеры сгорания с последовательным сжиганием идеально перемешанной топливовоздушной смеси

Первый вариант организации второй зоны - подача ТВС через 8 отверстий в жаровой трубе.

В исследовании варьировалось:

- распределение топлива между зонами (или коэффициенты избытка воздуха) ;
- распределение воздуха между зонами;
- длина второй зоны.

Расчеты проведены для трех вариантов доли воздуха в первую зону: 89%, 82%, 76% при изменении коэффициента избытка воздуха ТВС первой зоны. Длина второй зоны составляет 1,5D (где D - диаметр ЖТ первой зоны).

Эмиссии NO_x, образующиеся к выходу МЭКС в зависимости от коэффициента избытка воздуха первой зоны для трех распределений воздуха показаны на рисунке 7.

Расчетные поля температуры, осевые скорости потока, NO_x и CO для: α1=1.7; G1=76% и L1=1,5D показаны на рисунке 10 а, б, в, г, соответственно.

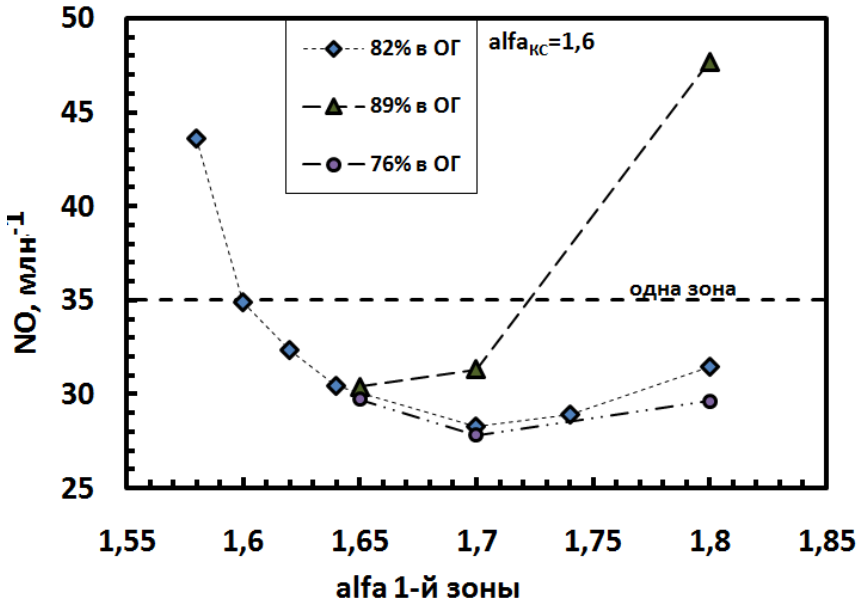


Рисунок 8 – Значения NO_x от коэффициента избытка воздуха первой зоны для трех распределений воздуха: 89%, 82 % , 76 %

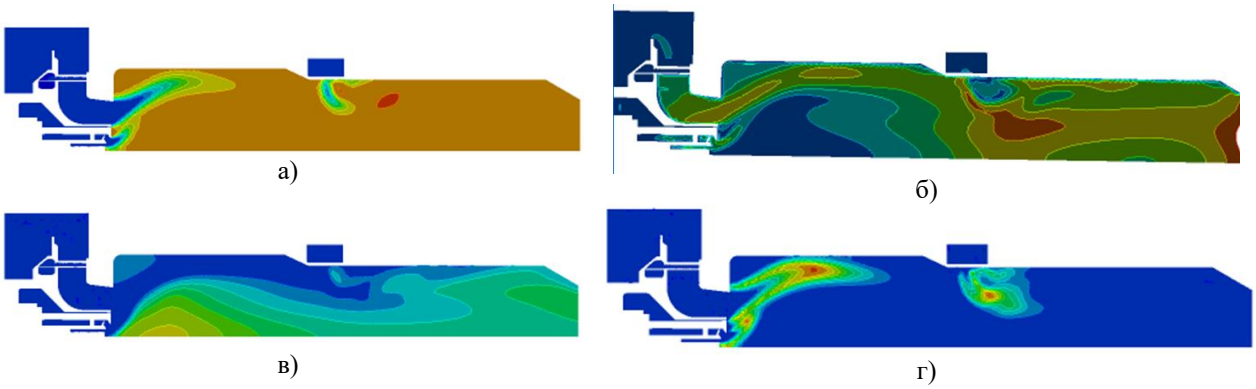
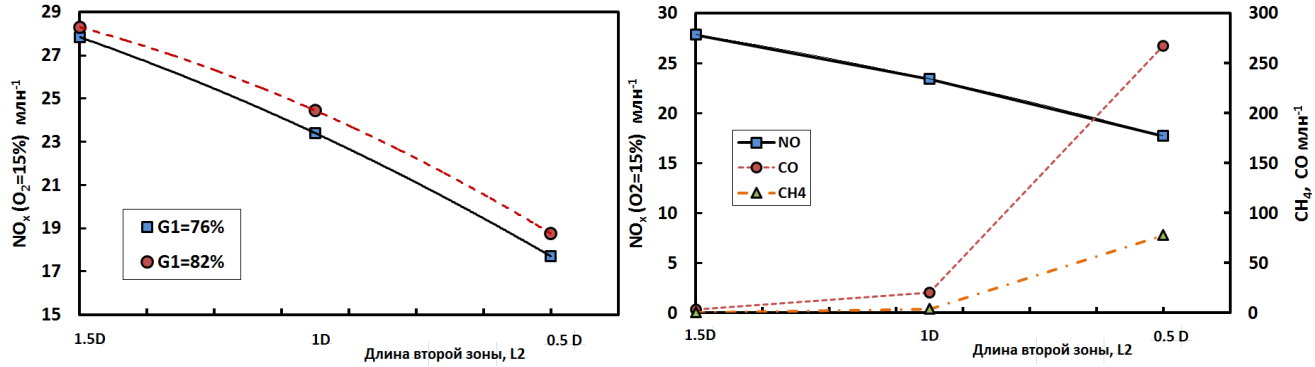


Рисунок 9 Результаты расчетов: а - температура; б - осевая скорость; в - массовая концентрация NO_x; г - массовая концентрация CO

Зависимость NO_x от коэффициента избытка воздуха первой зоны имеет минимум (рис. 8). Наиболее существенное снижение NO_x с 35 млн$^{-1}$ (одна зона горения) до 27 млн$^{-1}$ (на ~23%) достигается при доле воздуха в первую зону 76% и коэффициенте избытка воздуха этой зоны 1,7. Увеличение расхода воздуха в первую зону приводит к снижению эффективности подавления NO_x.

Влияние длины второй зоны показано на рисунке 10. Исследования проводились для вариантов подачи 76% и 82% воздуха в первую зону и коэффициента избытка воздуха α1=1,7. Длина второй зоны варьировалась: 1.5D; 1D; 0.5D, соответственно первая зона: 1.3D; 1.8D; 2.3D (D - диаметр ЖТ первой зоны). Общая длина МЭКС фиксирована.



а) б)

Рисунок 10 Зависимости от длины второй зоны: а - эмиссий NO_x при G1=76 и 82%; б - эмиссий NO_x , CO и CH_4 для G1=76% , α1=1,7

Наилучший результат по эмиссиям NO_x получен для наиболее короткой второй зоны, что объясняется минимальным временем пребывания ТВС в этой зоне. Однако, слишком короткая вторая зона приводит к недожогу. В продуктах сгорания присутствуют CO и CH_4.

6. Выполнен анализ и сопоставление полученных результатов с данными по сжиганию идеально перемешанной топливовоздушной смеси.

Расчетные исследования по организации двузонного сжигания идеально перемешанной топливовоздушной смеси показали, что при правильной организации процесса возможно снизить эмиссии NO_x в 2 и более раза при температуре на выходе из МЭКС 1700 С.

Конструирование и экспериментальные работы по уменьшению образования NO_x при высоких температурах в зоне горения проводятся производителями энергетических ГТУ в различных направлениях.

Опыт ведущих разработчиков современных ГТУ большой мощности и собственные исследования приводят к выводу, что для создания МЭКС с температурой на выходе более 1600 С наиболее перспективное последовательное сжигание топлива. Получено снижение эмиссий NO_x в два раза относительно однозонного сжигания топливовоздушной смеси при температуре на выходе 1700 С.

Для обоснования конкретных конструкторских решений необходимы дальнейшие теоретические и экспериментальные исследования с перспективой реализации на реальных ГТУ.

7. Выполнены поисковые расчетные исследования возможностей получения идеальной топливовоздушной смеси в ограниченном объеме зоны предварительного смешения в камерах сгорания различной конструкции

Проведена оптимизация по: количеству и диаметру топливораздающих отверстий, скорости в отверстиях, их расположению по лопаткам завихрителя; неравномерности поля скоростей воздуха, поступающего в завихритель; крутки потока; количеству лопаток завихрителя, скорости в завихрителе; длине зоны перемешивания от выходной кромки лопаток завихрителя до входа в жаровую трубу.

8. Проработаны особенности экспериментальной установки с дожиганием топлива (топливовоздушной смеси) – организация зон, способов подачи топлива и воздуха, применения измерительной оснастки. Доработка имеющегося экспериментального стенда.

Схема доработанного экспериментального стенда представлена на рисунке 11.

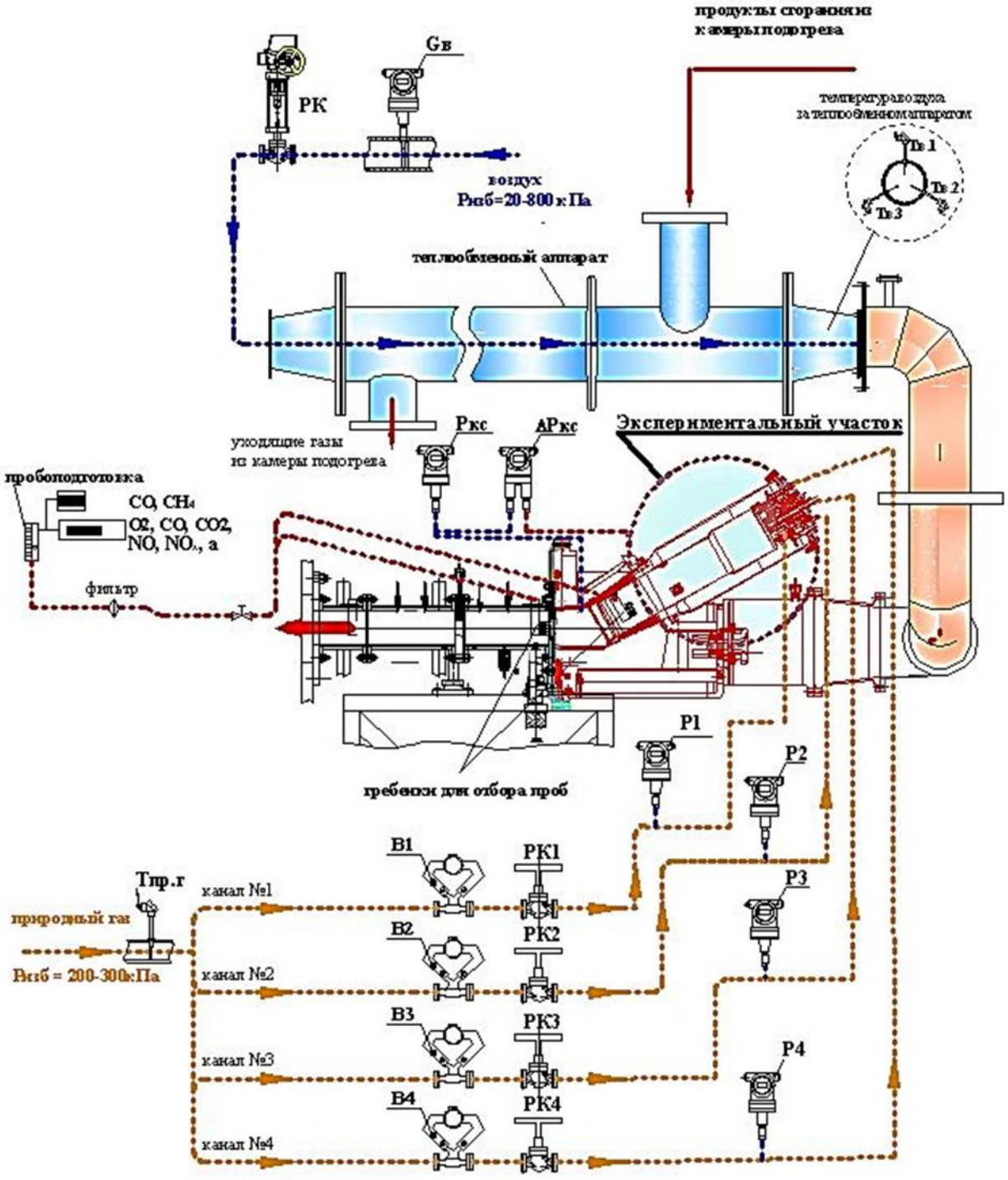


Рисунок 11. Схема экспериментального стенда

Сжатый воздух подается на стенд с избыточным давлением до 8 кгс/см^2 с расходом до 10 кг/с. Расход сжатого воздуха замеряется вихревым расходомером Rosemount t-mass 65I 65I-20AB1AD13AABBB с точностью ± 1.0%. Подогрев воздуха происходит в трубчатом теплообменнике. Температура воздуха регулируется подачей топлива в камеру подогрева. Подогретый воздух поступает в корпус экспериментального участка через кольцевой канал. Продукты сгорания сбрасываются в атмосферу через водоохлаждаемый выхлопной тракт.

Природный газ на стенд подается с давлением до 12 кгс/см^2 с расходом до 700 кг/ч. Расходы природного газа измеряется с использованием кориолисовых расходомеров Micro Motion CMF025M300NQFZEZZZ с точностью ±0.35%. Топливо проходит систему фильтрации с глубиной очистки 5 микрон.

Для снабжения и регулирования расходов природного газа горелочных устройств экспериментального участка установлен топливный блок - газовая рама, позволяющая изменять число топливораздающих каналов с регуляторами расхода от 1 до 4.

На линиях подвода воздуха и топлива установлены массовые расходомеры и датчики давления.

Технологический процесс управления испытанием и сбора информации будет проводится САУ стенда дистанционно с общего пульта управления стендом в режиме реального времени.

САУ стенда разработан с использованием среды «National Instruments LabVIEW» и состоит:

Первый уровень: датчики и приводы исполнительных механизмов.

Второй уровень: промышленные контроллеры и компьютер, обеспечивающие независимое исполнение функций управления стендом и функций сбора квазистатических данных.

Третий уровень: программное обеспечение.

Список литературы:

1. Keizo Tsukagoshi, Junichiro Masada, Akimasa Muyama, Yoichi Iwasaki, Eisaku Ito "Operating Status of Uprating Gas Turbines and Future Trend of Gas Turbine Development" / Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. /Technical Review Vol. 44 No. 4, Dec. 2007 (P. 1-6)

2. Lefebvre, A. H., Gas Turbine Combustion, 2nd ed., Taylor and Francis, Philadelphia, PA, 1998.

3. GHGT-9 On the Performance and Operability of GE’s Dry Low NOx Combustors utilizing Exhaust Gas Recirculation for Post- Combustion Carbon Capture Andrei T. Evulet, Ahmed M. ELKady, Anthony R. Brand, and Daniel Chinn, A.T. Evulet et al. / Energy Procedia 1 (2009) 3809–3816, www.elsevier.com/locate/procedia

4. EXHAUST GAS RECIRCULATION PERFORMANCE IN DRY LOW EMISSIONS COMBUSTORS, A. M. Elkady, A. R. Brand and C. L. Vandervort, A. T. Evulet , June 6-10, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada, Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-46482

5. Eisaku Ito, Keizo Tsukagoshi, Ikuo Okada, Akimasa Muyama "DEVELOPMENT OF KEY TECHNOLOGIES FOR THE NEXT GENERATION 1700C-CLASS GAS TURBINE", Proceedings of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air, June 8-12, 2009, Orlando, Florida, USA, GT2009-59783

6. INFLUENCE OF PRESSURE AND STEAM DILUTION ON NOx AND CO EMISSIONS IN A PREMIXED NATURAL GAS FLAME Sebastian Goke, Sebastian Schimek,

Steffen Terhaar, Thoralf Reichel, Katharina Gockeler, Oliver Kruger, Julia Fleck, Peter Griebel, Christian Oliver Paschereit, June 3-7, 2013, San Antonio, Texas, USA, Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition GT2013, GT2013-94782

7. RESIDENCE TIME DISTRIBUTION IN A SWIRLING FLOW AT NON-REACTING, REACTING, AND STEAM-DILUTED CONDITIONS Katharina Gockeler, Steffen Terhaar, Christian Oliver Paschereit, June 3-7, 2013, San Antonio, Texas, USA, Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition GT2013, GT2013-95594

8. Bhargava, A., Kendrick, D.W., Colket, M. B., Sowa,W. A., Casleton, K. H., and Maloney, D. J., 2000. “Pressure effect on NOx and CO emissions in industrial gas turbines”.In Proceedings of ASME Turbo Expo 2000, ASME Paper 2000-GT-97.

9. Douglas A. Pennell, Mirko R. Bothien, Andrea Ciani, Victor Granet, Ghislain Singla, Steven Thorpe, Anders Wickstroem, Khalid Oumejjoud, Matthew Yaquinto " AN INTRODUCTION TO THE ANSALDO GT36 CONSTANT PRESSURE SEQUENTIAL COMBUSTOR" Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 26-30, 2017, Charlotte, NC, USA, GT2017-64790