

МАЛОЭМИССИОННАЯ КАМЕРА СГОРАНИЯ ДИФфуЗИОННОГО ТИПА С МИКРОПЛАМЕННЫМ ГОРЕНИЕМ ДЛЯ КОНВЕРТИРОВАННОГО АВИАЦИОННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Бакланов А.В.

Казанское моторостроительное производственное объединение,
ул. Дементьева, 1, Казань, 420036, Россия
e-mail: andreybaklanov@bk.ru

Описываются особенности конструкции и организации процессов в укороченной камере сгорания для газотурбинной установки НК-16СТ. Представлены результаты исследований по определению пропускной способности форсунок и измерению полей концентраций углекислого газа в закрученной струе на выходе форсунок с различным конструктивным исполнением. Произведена оптимизация фронтального устройства жаровой трубы. По результатам испытаний камер сгорания с разной степенью раскрытия жаровой трубы выбрана оптимальная конструкция.

Ключевые слова: камера сгорания, конвертирование, диффузионное горение, эксперимент, форсунка, смешение, экология.

Камеры сгорания, конструкция которых наследуется в процессе конвертирования летного двигателя в наземные установки, принято называть традиционными. В них заложены технические решения, позволяющие реализовать однозонное диффузионное горение.

Перевод авиационной камеры сгорания в наземные условия, как правило, предполагает её работу на газообразном топливе, что требует проведения ряда конструктивных и исследовательских мероприятий, направленных на адаптацию конвертированной конструкции к новым условиям работы. При этом такие характеристики, как устойчивость розжига, полнота сгорания, эффективность охлаждения камеры сгорания, должны обеспечить двигателю стабильность запуска, выход на режимы частичной и полной мощности, заданный КПД и надежность его работы [1]. В последнее время особое внимание двигателестроителей сосредоточено на снижении уровня эмиссии NO_x и CO . Вследствие этого работа по созданию малоэмиссионной камеры сгорания является актуальной.

Объем жаровой трубы традиционных камер сгорания можно условно разделить на три части: первичную зону горения, промежуточную зону и зону разбавления. В каждой из них протекают различные процессы, характеризующие названия этих зон (рис. 1,а).

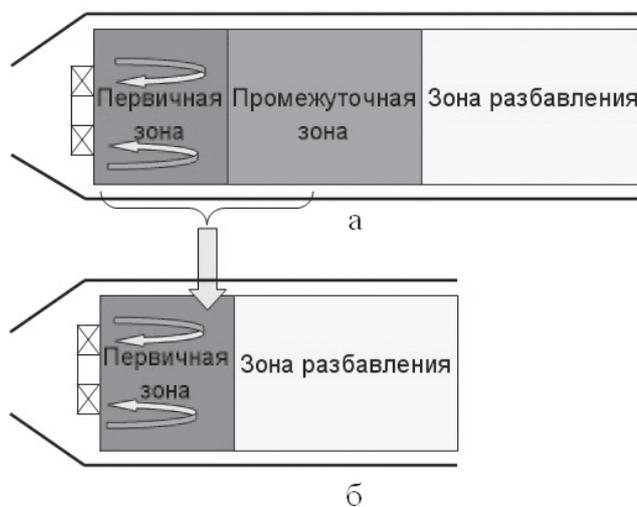


Рис. 1. Схема разделения камеры на зоны: а — традиционная схема; б — модернизированная схема

В камере сгорания конвертированного газотурбинного двигателя (ГТД), работающего на природном газе, нет необходимости производить распыл и испарение топлива, что предусматривает авиационная камера, поэтому процесс сжигания топливовоздушной смеси (ТВС) здесь формируется в одной области, что, в свою очередь, позволяет объединить первичную и промежуточную зоны и реализовать сокращение размеров жаровой трубы (рис. 1,б). Это приводит к снижению выбросов NO_x за счет уменьшения времени пребывания $\tau_{\text{пр}}$ газов в камере.

Однако действия по сокращению длины камеры сгорания стимулируют поиск путей интенсификации процессов сжигания топлива и смешения продуктов сгорания с воздухом для повышения полноты сгорания топлива и снижения выбросов окислов углерода CO [2]. Основываясь на вышеизложенных принципах, на АО «КМПО», разработали укороченную многофорсуночную камеру сгорания традиционного типа (рис. 2). Камера состоит из корпуса 6, жаровой трубы 3 и газового коллектора 1 для подачи газа к форсункам 2. Жаровая труба — кольцевая, малой длины, многосекционная. Между кольцами при соединении установлены дистанционные пластинки 5 или гофрированные ленты 4 для создания пленочного воздушного охлаждения. Жаровая труба с передней стороны подвешивается с помощью фиксаторов. К задней части наружного и внутреннего кожухов приварены кольца 7, которые кожухи опираются на соответствующие кольце-

вые поверхности соплового аппарата турбины. Принципиальной особенностью камеры сгорания этой схемы является многофорсуночное фронтное устройство (рис. 2). Оно состоит из корпуса, в котором расположены полости топливных коллекторов 8, соединенные радиальными каналами 9 с топливными форсунками. 136 топливных форсунок установлены в корпусе головки в два ряда в шахматном порядке. Форсунки располагаются в отверстиях корпуса головки, вокруг каждой форсунки в корпусе головки выполнены фигурные окна 10 для подвода воздуха к завихрителям. Топливо из струйных форсунок подается во внутреннюю полость конуса форсунки.

На наружном и внутреннем кожухах жаровой трубы установлены смесительные патрубки 11, которые способствуют эффективному перемешиванию вторичного потока воздуха и газа для обеспечения допустимой температуры газов перед турбиной двигателя. Наружный и внутренний корпуса являются сварными узлами, выполненными из жаропрочного сплава. Уменьшение их длины было компенсировано за счет цилиндрических наружной и внутренней проставок 12, соединяющих компрессор с диффузором камеры сгорания [3].

Сокращение длины камеры сгорания приводит к тому, что зона горения тоже должна занимать малый объем. В этой связи имеет место применение микропламенного сжигания топлива, которое можно объяснить следующим образом. Если условно разделить форсунку диаметром $D_{\text{фор}}$ на z форсунок с диаметром $d_{\text{фор}}$ так, что площади проходного сечения большой и всех малых форсунок равны между собой, то количество малых форсунок составит [4]

$$z = \left(\frac{D_{\text{фор}}}{d_{\text{фор}}} \right)^2. \quad (1)$$

Если предположить, что длина факела пропорциональна диаметру форсунки, то оказывается справедливым следующее равенство:

$$L_{\text{фак}} D_{\text{фор}} = l_{\text{фак}} d_{\text{фор}} z. \quad (2)$$

Поскольку $D_{\text{фор}} = d_{\text{фор}} z^{1/2}$, получаем

$$\frac{l_{\text{фак}}}{L_{\text{фак}}} = \frac{1}{z^{1/2}}. \quad (3)$$

Включая в расчет количество форсунок $z = 136$, имеем длину факела, в два раза меньшую, чем, например, длина факела при $z = 32$.

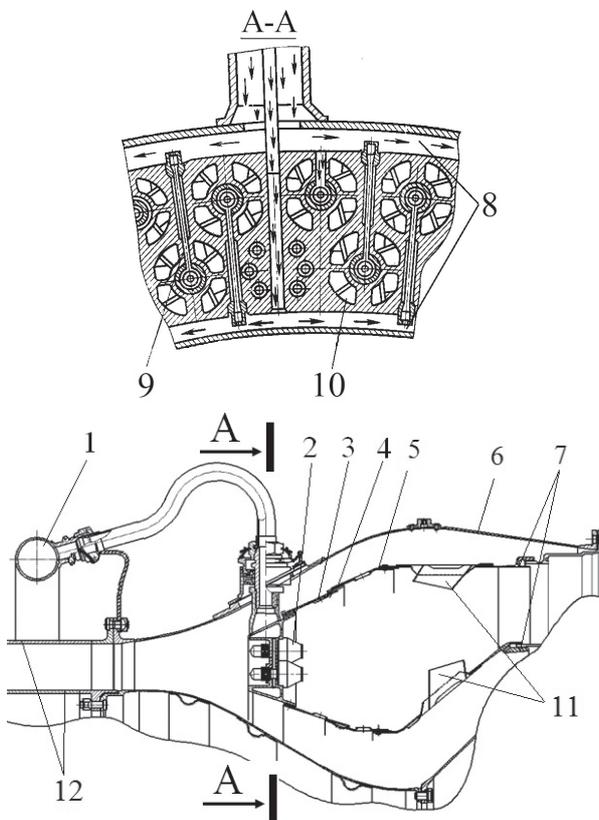
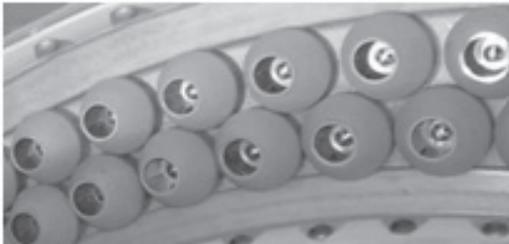


Рис. 2. Конструктивная схема многофорсуночной камеры сгорания

Большое количество форсунок обеспечивает увеличение числа поверхностей горения, вследствие чего сжигание заданного количества топлива осуществляется на меньшей (обратно пропорционально корню квадратному из числа форсунок) длине, чем при использовании малого числа форсунок. Наряду с положительным действием геометрических факторов это способствует также и более быстрому выгоранию смеси. К тому же в многофорсунной камере ТВС образуется по схеме с предварительным частичным смешением, осуществляемым в форсунке. Обеспечение работоспособности камеры сгорания в условиях уменьшенного объема потребовало проведения комплекса исследовательских работ:

1. Определение оптимальной конструкции форсунки.
2. Обеспечение равномерности распределения топлива по всем форсункам во фронтном устройстве.
3. Выбор степени раскрытия жаровой трубы и распределение воздуха по ее длине для обеспечения гидравлических потерь и заданной неравномерности температурного поля.

На первом этапе осуществлялся выбор геометрии форсунки, который основывался на определении её пропускной способности и качества смешения

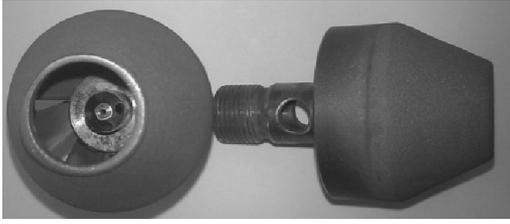
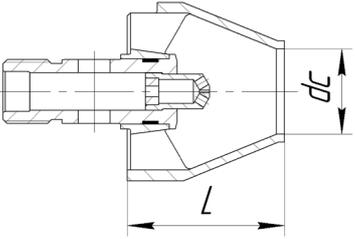
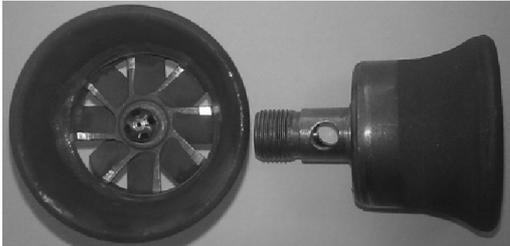
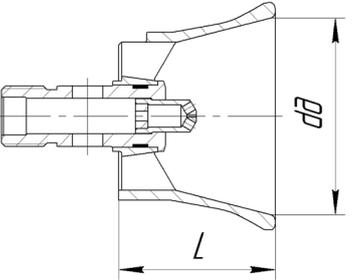
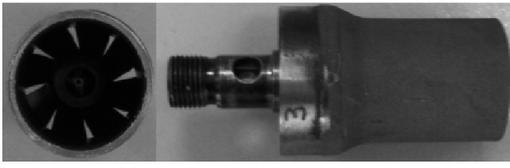
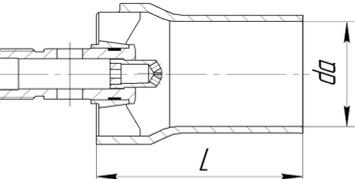
топлива с воздухом. Рассмотрено три форсунки (табл. 1): форсунка №1 — базовая, имеет конфузорный насадок с углом установки лопаток завихрителя 45°; форсунка №2 имеет диффузорный насадок; форсунка №3 имеет цилиндрический насадок. В корпусе каждой форсунки установлен струйный распылитель.

На рис. 3 приведена принципиальная схема стендовой установки, на которой проводились исследования по измерению пропускной способности форсунок и определению полей концентрации топлива в закрученном потоке на выходе из сопла форсунки. Для имитации топливного газа в эксперименте используется углекислый газ, подогрев которого предусмотрен системой стенда. Подача воздуха осуществляется от сети высокого давления, подача углекислого газа CO₂ производится от баллонной системы.

Форсунка устанавливается в крышку ресивера, в которой расположен радиальный канал, через него топливо поступает к форсунке. Форсунка размещается втулочной частью в отверстии крышки, вокруг форсунки в крышке выполнено фигурное окно для подвода воздуха к завихрителю. Топливо из распылителя подается во внутреннюю полость соплового насадка, в результате чего на выходе из форсунки образуется ТВС.

Таблица 1

Конструктивные особенности форсунок

№	Фото вихревой горелки	Геометрия вихревой горелки	Геометрические характеристики
1			$\alpha = 45^\circ$ $F_{зав} = 254,5 \text{ мм}^2$ $F_{сопл} = 153,8 \text{ мм}^2$ $d_c = 14 \text{ мм}$ $L = 29,3 \text{ мм}$
2			$\alpha = 45^\circ$ $F_{зав} = 254,5 \text{ мм}^2$ $F_{диф} = 1074,6 \text{ мм}^2$ $d_d = 39,2 \text{ мм}$ $L = 31 \text{ мм}$
3			$\alpha = 45^\circ$ $F_{зав} = 254,5 \text{ мм}^2$ $F_{сопла} = 490,6 \text{ мм}^2$ $d_a = 25 \text{ мм}$ $L = 50 \text{ мм}$

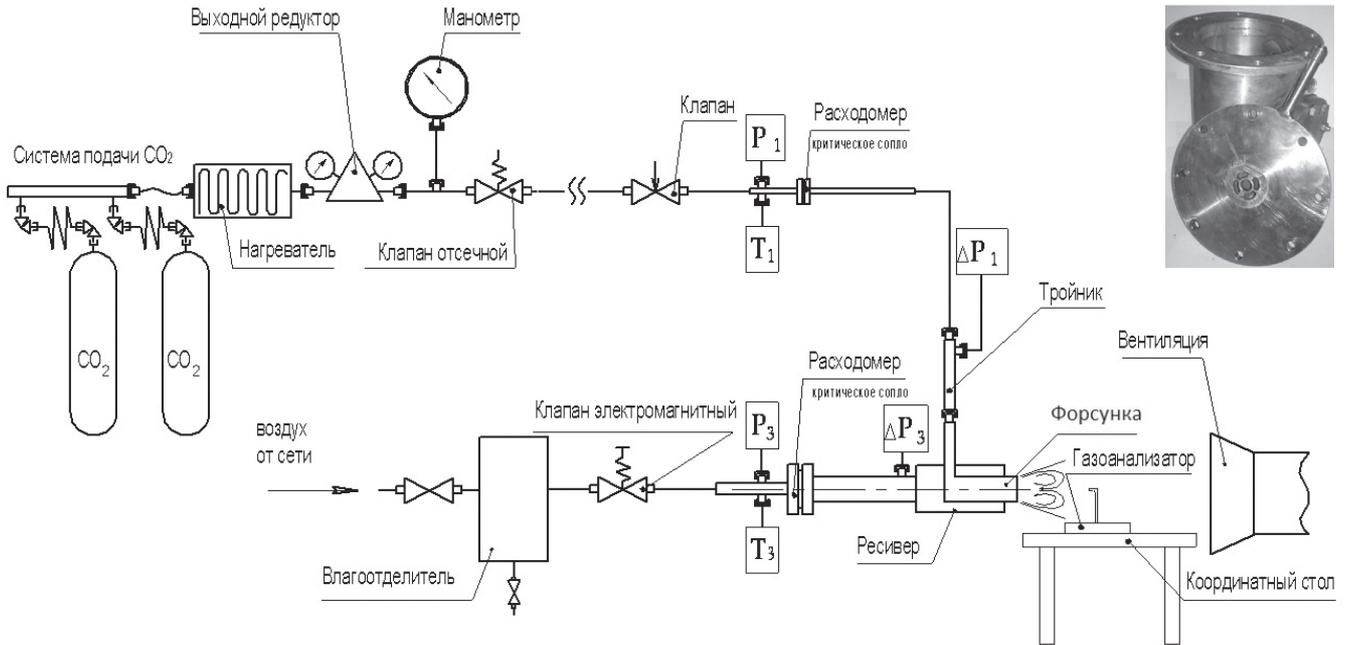


Рис. 3. Стенд определения пропускной способности и концентрации

На первом этапе исследования форсунок определялась их пропускная способность по воздуху $B = f(\pi)$ с помощью характеристики [4]:

$$B = \frac{G_B \sqrt{T_B^*}}{P_B}; \quad \pi = \frac{p_{вх}^*}{P_H} \quad (4)$$

где $G_B, T_B^*, p_{вх}^*, P_H$ — соответственно весовой расход воздуха, его температура, полное давление на входе в горелку и барометрическое давление. Режимы течения воздуха находились в области автомодельности по числу Рейнольдса.

Оценка параметра B проводилась при отношении $p_{вх}^*/P_H = 1,03$, что соответствует рекомендо-

ванному перепаду давлений на стенках жаровой трубы, равному 3%.

Проведенные исследования показали (рис. 4), что форсунка №1 обеспечивает пропускную способность $B_{3\%} = 0,25 \frac{\text{см}^2 \cdot \sqrt{\text{К}}}{\text{с}}$, так как лимитирующей площадью по воздуху является площадь конфузорного сопла.

Форсунка №2 формирует пропускную способность $B_{3\%} = 0,35 \frac{\text{см}^2 \cdot \sqrt{\text{К}}}{\text{с}}$, так как прохождению воздуха не препятствует диффузорный сопловой насадок.

Форсунка №3 обеспечивает пропускную способность $B_{3\%} = 0,29 \frac{\text{см}^2 \cdot \sqrt{\text{К}}}{\text{с}}$ из-за наличия цилиндри-

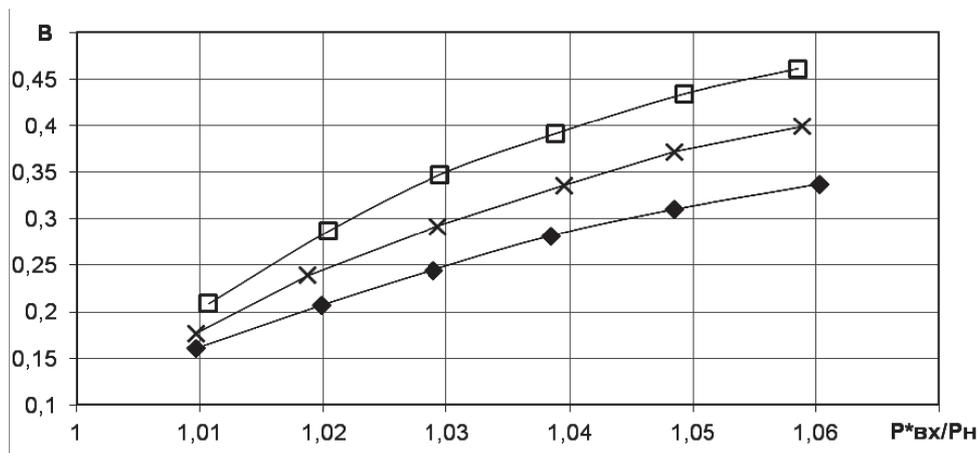


Рис. 4. Пропускная способность форсунок: ♦ — форсунка №1; □ — форсунка №2; × — форсунка №3

ческого участка, который по площади проходного сечения меньше, чем у форсунки №2.

По результатам определения пропускной способности форсунок на выходе из сопла для каждой из них рассчитан коэффициент избытка воздуха. Эти данные занесены в табл. 2.

Таблица 2

Расчетный коэффициент избытка воздуха на выходе из форсунок

№ форсунки	1	2	3
Коэффициент избытка воздуха на выходе из горелки $\alpha_{гор}$	0,65	0,93	0,78
G_{CO_2} , кг/ч	13,6	13,6	13,6
G_B , кг/с	0,015	0,022	0,018

Для определения состава смеси, в рамках разработанной методики, необходимо знать пропускную способность камеры сгорания НК-16СТ, которая по результатам продувок при перепаде

$p_{вх}^* / p_H = 1,03$ составляет $B_{КС} = 230 \frac{см^2 \cdot \sqrt{К}}{с}$. Коэф-

фициент избытка воздуха за фронтовым устройством определялся произведением пропускной способности одной форсунки на количество форсунок во фронтовом устройстве камеры сгорания:

$$B_{\phi} = n \cdot B, \quad (5)$$

где n — количество форсунок во фронтовом устройстве; B — пропускная способность форсунки.

Доля воздуха, поступившего в зону горения, определяется с помощью отношения пропускной способности фронтового устройства к пропускной способности камеры сгорания для заданного перепада давлений [5].

Коэффициент избытка воздуха в зоне горения:

$$\alpha_{гор} = \frac{G_{BКС} \cdot (B_{\phi} / B_{КС})}{(L_0 \cdot G_T)}, \quad (6)$$

где B_{ϕ} — пропускная способность фронтового устройства; $B_{КС}$ — пропускная способность камеры сгорания.

Дальнейшие исследования также проводились на установке (см. рис. 2), в которой для образования ТВС использовались воздух и углекислый газ CO_2 . Моделировались условия по составу смеси — коэффициент избытка воздуха в основной зоне горения, который определялся по изложенной выше методике:

$$\alpha = \frac{G_B}{L_0 \cdot G_T}, \quad (7)$$

где $L_0 = 17,2(\mu CH_4 / (\mu CO_2)) = 17,2 \cdot 0,365 = 6,27$ — стехиометрический коэффициент при имитации топливного газа углекислым газом CO_2 ; G_B — расход воздуха; G_T — расход топлива; μ — молекулярная масса газа.

Концентрация CO_2 (рис. 5) в смеси определялась газоанализатором ПКУ-4-МК-С на срезе сопла форсунки при помощи газоотборного зонда, представляющего собой трубку с внутренним диаметром 1 мм, закрепленную в координатном устройстве.

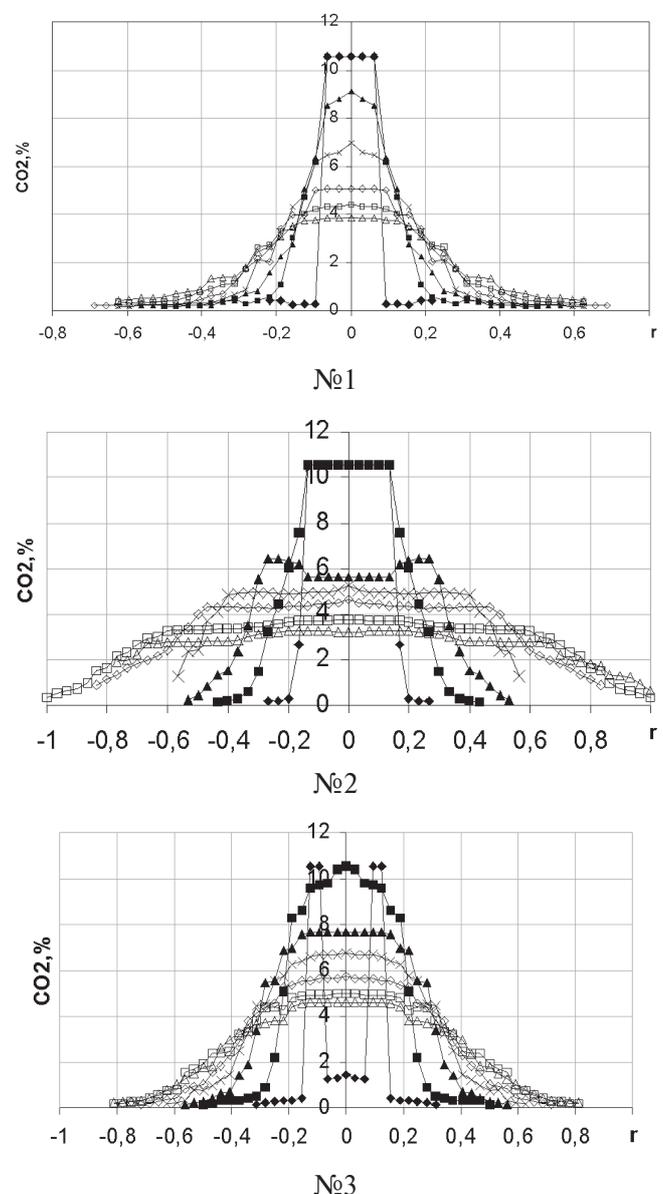


Рис. 5. Поле концентраций CO_2 при $G_B = 0,015$ кг/с; $G_T = 13,6$ кг/ч: \blacklozenge — срез сопла; \blacksquare — 30 мм; \blacktriangle — 60 мм; \times — 90мм; \blacklozenge — 120 мм; \square — 150 мм; \triangle — 180 мм

Концентрация измерялась от центра форсунки, за который была принята ось втулки «0», далее производилось перемещение пробоотборника в выбранном сечении через каждые 4 мм. По данному принципу измерения повторно проводились в сечениях среза сопла и через каждые 30 мм вдоль струи до 180 мм.

Исследования показали, что в струе за форсункой №1 вследствие высокого скоростного напора существенного расширения струи не происходит, при этом поток обладает высокой эжекционной способностью.

Форсунка №2 формирует широкое поле концентраций и низкий их уровень, что объясняется объемной зоной рециркуляции возле диффузорного насадка. На расстоянии 180 мм наблюдается наименьший уровень концентрации по сравнению с другими форсунками.

За форсункой №3, на срезе сопла в приосевой области, концентрации CO_2 низкие. По-видимому, газ отбрасывается к стенкам цилиндрического насадка, а далее по потоку начинает разбавляться вовлекаемым в закрученную струю воздухом. Поле концентраций сосредоточено в ядре потока, что показывает отсутствие существенного раскрытия струи.

Качество подготовки ТВС оценивалось исходя из того, что во время эксперимента при истечении ТВС из форсунки происходит эжекция окружающего воздуха в закрученную струю.

Чем интенсивнее эжекция воздуха в струю, тем меньше будет значение отношения

$$S = \frac{\bar{\omega}_{\text{эж}}}{\bar{\omega}}, \quad (8)$$

где $\bar{\omega}_{\text{эж}}$ — средняя объемная доля углекислого газа в области струи в условиях эжекции; $\bar{\omega}$ — объемная доля углекислого газа, рассчитанная по расходам углекислого газа и воздуха, с которыми они подавались в горелку во время эксперимента.

Средняя объемная доля углекислого газа в условиях эжекции:

$$\bar{\omega} = \frac{1}{V} \int_{\Omega} \omega dV, \quad (9)$$

где Ω — область струи; $V = \int dV$ — объем области

струи; ω — объемная доля углекислого газа в различных точках области струи.

Значения $\bar{\omega}$, $\bar{\omega}_{\text{эж}}$ и параметра S для двух рассмотренных горелок приведены в табл. 3.

Таблица 3

Значения параметра S и объемных долей углекислого газа

№ форсунки	1	2	3
$\bar{\omega}$	0,4	0,32	0,36
$\bar{\omega}_{\text{эж}}$	0,0087	0,025	0,015
$S = \bar{\omega}_{\text{эж}}/\bar{\omega}$	0,022	0,079	0,042

Для расчета $\bar{\omega}_{\text{эж}}$ область струи разбивается на кольцевые объемы ΔV_i . При таком разбиении в каждой кольцевой области окажется точка, в которой измерялась объемная доля углекислого газа ω_i .

Расчет $\bar{\omega}_{\text{эж}}$ выполнялся методом численного интегрирования:

$$\bar{\omega}_{\text{эж}} = \frac{\sum_i \omega_i \Delta V_i}{\sum_i \Delta V_i}, \quad (10)$$

где ω_i — объемная доля углекислого газа i -й цилиндрической области; $\Delta V_i = \pi(r_{\text{нар}i}^2 - r_{\text{вн}i}^2)$ — объем i -й цилиндрической области; $r_{\text{нар}i}$, $r_{\text{вн}i}$ — наружный и внутренний радиусы i -й кольцевой области соответственно.

Объемная доля углекислого газа $\bar{\omega}$ в условиях отсутствия эжекции определяется по объемному расходу U_{CO_2} углекислого газа и объемному расходу воздуха $U_{\text{в}}$ из эксперимента.

Как видно из табл. 3, значение параметра S для форсунки №1 составляет 0,022, для форсунки №2 — 0,079, для форсунки №3 — 0,042. Следовательно, форсунка №1 позволяет реализовать более эффективную подготовку ТВС и качество смешения, чем форсунки №2 и 3. Поэтому оптимальной форсункой для применения в укороченной камере сгорания является №1.

При использовании фронтального устройства с большим количеством форсунок особенно важно обеспечить равномерность распределения топлива по всем форсункам, что формирует стабильный процесс горения и однородность состава смеси на входе в зону горения.

В исходном конструктивном варианте фронтальной плиты конфигурация и расположение топливных каналов внутри плиты были заимствованы из летного варианта камеры сгорания. Так, во фронтальной плите имеются два ряда окон для установки форсунок и каналы подвода топлива различного диаметра, в результате чего установленные в плите форсунки условно разделяются на три группы. Форсунки внутреннего ряда №71...139 соединены с коллектором каналами диаметром $d_k = 2,5$ мм. Нечетные форсунки внешнего ряда №1,3...69 получают топливо по каналам $d_k = 2,5$ мм, а четные форсунки — по каналам $d_k = 3,5$ мм.

Для определения расходных характеристик фронтального устройства применена установка (рис. 6), где в качестве рабочего тела вместо метана используется сжатый воздух.

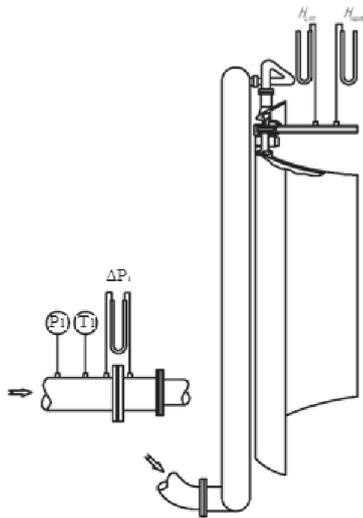


Рис. 6. Схема установки для исследования расходных характеристик фронтального устройства

Для измерения параметров воздуха через форсунки использовалась мерная трубка диаметром $d_{тр} = 10$ мм. Конструкция трубки обеспечивает герметичное соединение с выходным сечением форсунки. С помощью водяных пьезометров в трубке измеряется полное и статическое давление — $\Delta H_{полн}$ и $\Delta H_{стат}$

Общий расход воздуха через топливную систему камеры сгорания определялся с помощью диафрагмы и вычислялся по формуле

$$G_B = 0,154 \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_1 \cdot p_1}{T}}, \quad (11)$$

где Δp_1 — перепад давления на диафрагме; T — температура воздуха.

Для форсунок вычислялось среднее значение расхода воздуха:

$$G_{\phi_{cp}} = \sum_{i=1}^n \frac{G_{\phi i}}{n}, \quad (12)$$

где n — количество форсунок.

Относительное отклонение расхода через форсунку от среднего значения:

$$\delta G_{\phi} = \frac{G_{\phi} - G_{\phi_{cp}}}{G_{\phi_{cp}}}. \quad (13)$$

Среднее значение разброса расхода воздуха:

$$\delta G_{\phi_{cp}} = \pm \sum_{i=1}^n \frac{G_{\phi i} \delta}{n}. \quad (14)$$

Проведенные испытания показали, что наибольшее значение параметра G_{ϕ} по окружности камеры сгорания наблюдается у форсунок, соединенных с каналами в плите $d_k = 3,5$ мм. Так, для четных форсунок внешнего ряда среднее значение параметра $\delta G_{\phi_{cp}} = 8,3\%$, а для нечетных форсунок внешнего ряда $\delta G_{\phi_{cp}} = 5,5\%$, что показано на рис. 7.

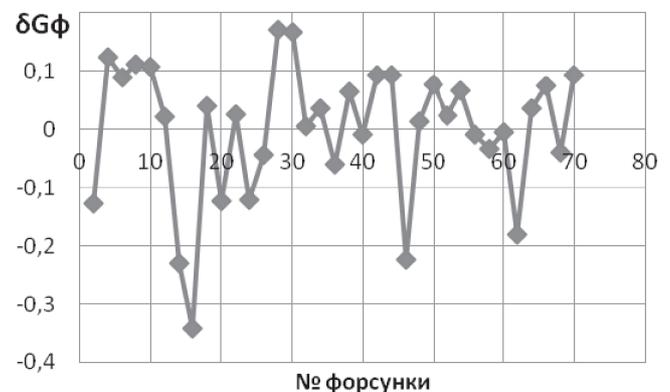


Рис. 7. Отклонение расхода воздуха через форсунки от среднего значения

Из вышеприведенных данных следует, что фронтальная плита не обеспечивает равномерного распределения расхода топлива вследствие различия диаметров топливоподводящих каналов. Такой результат потребовал проведения работ по оптимизации конструкции фронтального устройства камеры сгорания для обеспечения минимального разброса по расходу топлива между форсунками во фронтальной плите.

Оптимизация заключалась в следующем: объемы наружного и внутреннего коллекторов в плите были увеличены. Для равномерного распределения топлива в полостях коллекторов выполнены четыре равномерно расположенные по окружности канала, которые соединяют данные полости. Такое конструктивное решение было реализовано за счет исклю-

вой трубы. Данные испытания производились на стенде (рис. 10).

Стенд оборудован необходимыми системами измерения параметров и их регистрации. В составе стенда находится ГТД НК-16СТ, который служит для подвода сжатого воздуха к испытываемой камере сгорания. Воздух отбирается за девятой сту-

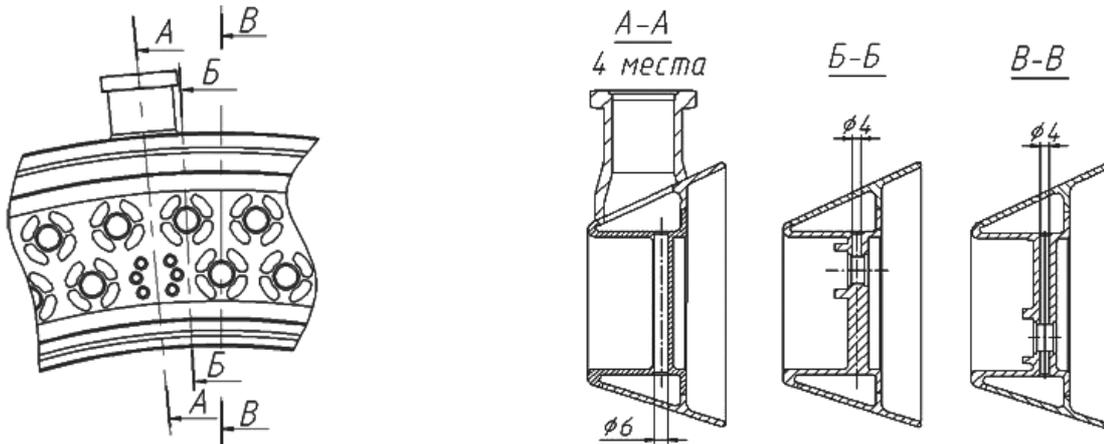


Рис. 8. Схема расположения топливоподводящих каналов

чения трех окон для установки форсунок в плите, а вместо них внутри стенки плиты были выполнены данные каналы рис. 8 [6].

После внедрения описанных конструктивных мероприятий были повторно проведены испытания по оценке разброса расхода воздуха. По их результатам, для всех форсунок внешнего и внутреннего ряда это значение составило $\delta G_{\text{ф.ср}} = 3,5\%$ (рис. 9).

Следующим этапом стало проведение исследований полноразмерной камеры сгорания по определению гидравлических потерь и оценке неравномерности температурного поля на выходе из жаро-

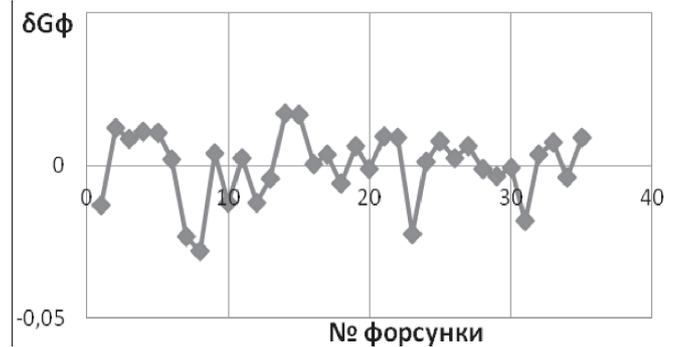


Рис. 9. Отклонение расхода воздуха через форсунки от среднего значения

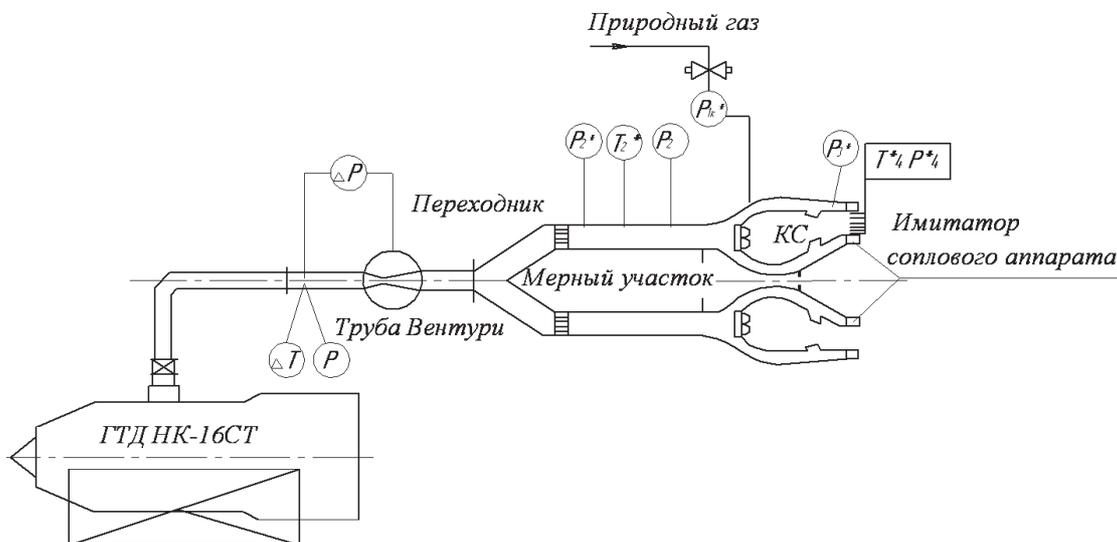


Рис. 10. Схема стенда для испытаний полноразмерных камер сгорания

Таблица 4

Степень раскрытия жаровой трубы

№ камеры	1	2	3
$\Sigma F_{\text{ЖТ}}/F_{\text{к}}$	1,16	1,23	1,3

пенью компрессора высокого давления, затем поступает по трубопроводу в мерный участок. Расход воздуха измеряется расходомерным устройством (труба Вентури) с регистрацией показаний датчика давления, температура воздуха определяется термопарой группы хромель-алюмель [7].

Оценка гидравлических характеристик камеры сгорания включает в себя определение потерь полного давления на стенках жаровой трубы и в камере. Для этого на входе и выходе из камеры устанавливается гребенка полного давления, а в наружном и внутреннем пространстве между корпусом и жаровой трубой устанавливаются три равнорасположенных приемника полного давления.

По результатам измерений на каждом режиме рассчитываются следующие параметры:

- потери полного давления в камере сгорания

$$\bar{\Delta p}_{\text{КС}} = \frac{\Delta p^*}{p_{2\text{абс}}^*} = \frac{p_{2\text{ср}}^* - p_{4\text{ср}}^*}{p_{2\text{ср}}^* + p_{\text{н}}}, \quad (15)$$

где $p_{2\text{ср}}^*$, $p_{4\text{ср}}^*$ — среднеарифметическое значение давлений на входе и на выходе из камеры сгорания, кгс/см²; $p_{\text{н}}$ — атмосферное давление во время проведения эксперимента, кгс/см²;

- перепад давлений на стенках жаровой трубы

$$\bar{\Delta p}_{\text{СТ}} = \frac{p_{\text{СТ.ср}}^* - p_{4\text{ср}}^*}{p_{2\text{ср}}^* + p_{\text{н}}}, \quad (16)$$

где $p_{\text{СТ.ср}}^*$, $p_{2\text{ср}}^*$, $p_{4\text{ср}}^*$ — среднеарифметическое значение измеренных величин.

После этого строятся графики зависимостей $\bar{\Delta p} = f(\lambda_{\text{вх.КС}})$ и $\bar{\Delta p}_{\text{СТ}} = f(\lambda_{\text{вх.КС}})$, где $\lambda_{\text{вх.КС}}$ — приведенная скорость воздуха на входе в камеру сгорания.

Для снятия температурного поля на выходе из камеры сгорания устанавливается подвижная в окружном направлении гребенка с пятью термопарами T_4^* .

Исследования проводились с тремя вариантами камер сгорания, различие которых заключалось в разной степени раскрытия жаровой трубы, представленной в виде отношения суммарной площади всех проходных сечений жаровой трубы к площади на входе в камеру сгорания (табл. 4).

Эксперимент проводился на различных режимах, определяемых приведенной скоростью $\lambda_{\text{вх.КС}}$, при температуре воздуха $t_2^* = 200^\circ\text{C}$. Результаты эксперимента показаны на рис. 11.

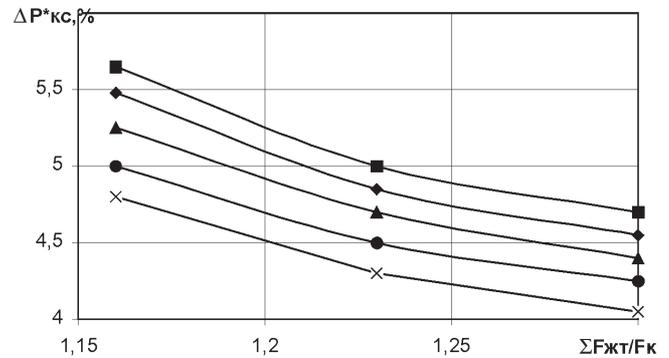


Рис. 11. Гидравлические характеристики камеры сгорания от площади раскрытия ЖТ: ■ — $\lambda_{\text{вх.КС}} = 0,3$; ◆ — $\lambda_{\text{вх.КС}} = 0,29$; ▲ — $\lambda_{\text{вх.КС}} = 0,28$; ● — $\lambda_{\text{вх.КС}} = 0,27$; × — $\lambda_{\text{вх.КС}} = 0,26$

Из графиков видно, что с увеличением скорости на входе в камеру сгорания потери возрастают, а с увеличением степени раскрытия жаровой трубы уменьшаются потери в камере сгорания. Учитывая, что потери на стенках жаровой трубы на максимальном режиме работы двигателя должны соответствовать 3%, и зная, что значение приведенной скорости $\lambda_{\text{вх.КС}}$ на этом режиме работы ГТД НК-16СТ соответствует 0,28, для обеспечения динамического подобия течений в камере сгорания на экспериментальной установке и на двигателе необходимо определять потери давления при равенстве значений приведенной скорости $\lambda_{\text{вх.КС}}$ на входе в камеру сгорания [8]. На рис. 12 показаны гидравлические потери в камере сгорания и на стенках жаровой трубы для компоновки с $\Delta F_{\text{ЖТ}}/F_{\text{к}} = 1,23$. Отсюда видно, что на отчетном режиме $\lambda_{\text{вх.КС}} = 0,28$ потери на стенках составляют $\Delta p_{\text{СТ}}^* = 3,1\%$.

В ходе испытаний полноразмерной камеры сгорания проводилось измерение радиальной и окружной неравномерности поля температуры газа (рис. 13). Измерения показали, что на выходе из камеры с соотношением $\Delta F_{\text{ЖТ}}/F_{\text{к}} = 1,16$ в районе термопары №4 наблюдается повышенное значение температуры. Это позволяет считать, что увеличенный перепад давления на стенках жаровой трубы

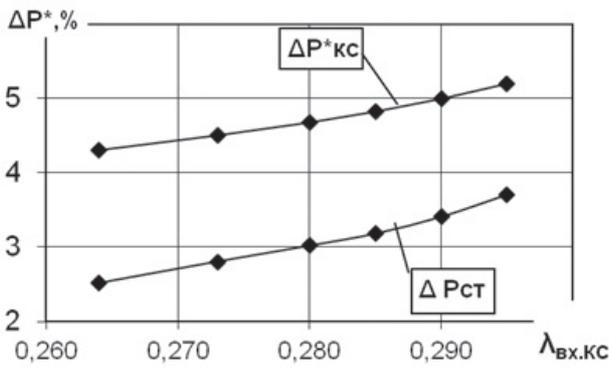


Рис. 12. Гидравлические потери в камере сгорания и на стенках жаровой трубы

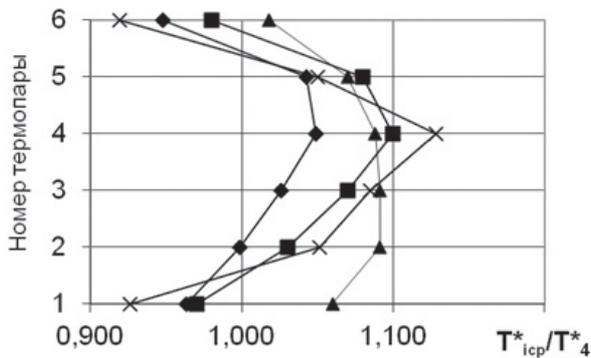


Рис. 13. Радиальная эпюра неравномерности температурного поля: ■ — норма ТУ; × — $\Delta F_{\text{жт}}/F_{\text{к}}=1,16$; ◆ — $\Delta F_{\text{жт}}/F_{\text{к}}=1,23$; ▲ — $\Delta F_{\text{жт}}/F_{\text{к}}=1,3$

увеличивает пробивную способность втекающих струй, что формирует в жаровой трубе локализации высокотемпературных зон в ядре потока.

В камере сгорания с $\Delta F_{\text{жт}}/F_{\text{к}}=1,3$ наблюдается противоположная картина. Пробивная способность струй становится недостаточной, в результате чего горение начинает происходить в пристеночной области и радиальная эпюра на выходе из камеры сгорания становится практически ровной и выходящей за рамки рекомендованных норм.

Выявлено оптимальное отношение $\Delta F_{\text{жт}}/F_{\text{к}}=1,23$, при котором перепад давления на стенках при $\lambda_{\text{вх.КС}}=0,28$ составляет 3%, а суммарные потери в камере сгорания не превышают 5%.

Закон изменения подвода воздуха по длине жаровой трубы спроектированной камеры представлен на рис. 14. Суммарная площадь раскрытия жаровой трубы данной конструкции составила $F_{\Sigma}=1760 \text{ см}^2$.

Следующим этапом исследований стали испытания выбранной компоновки камеры в составе двигателя. Данные испытания подтвердили надеж-

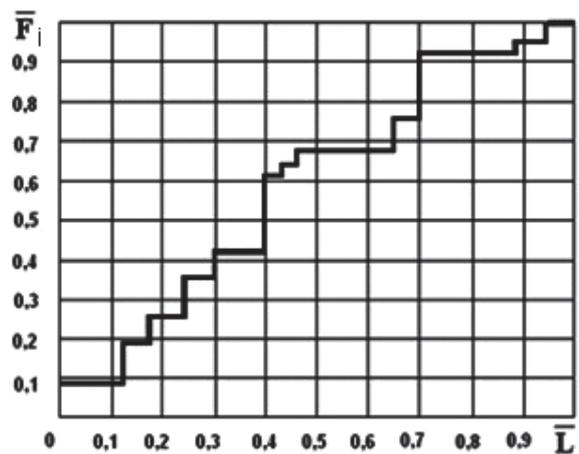


Рис. 14. Распределение относительных площадей отверстий по длине КС

ность розжига камеры сгорания при запуске и выявили, что дроссельные характеристики ГТД НК-16СТ с укороченной камерой соответствуют дроссельным характеристикам с серийной камерой.

В связи с тем что газотурбинные установки (ГТУ) большую часть своего ресурса работают на режимах (0,7...1,0) от номинального, наиболее характерными являются показатели выбросов, определенные на этих режимах. Поэтому на рис. 15 представлены концентрации выбросов CO и NO_x для укороченной камеры сгорания, на номинальном режиме работы двигателя $N_e=16 \text{ МВт}$.

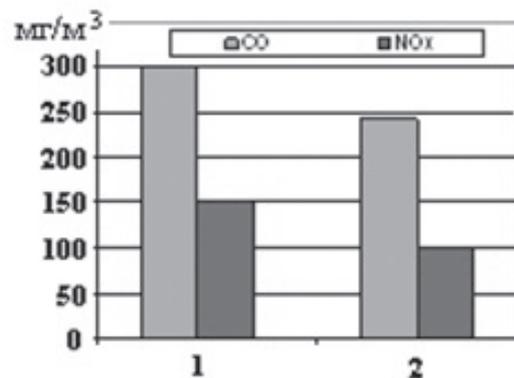


Рис. 15. Концентрации CO и NO_x (приведены к условному содержанию кислорода в выхлопных газах, равному 15%): 1 — нормы ТУ; 2 — многофорсуночная камера

Выводы

Выявлено, что увеличение числа форсунок является эффективным средством управления процессом сжигания газообразного топлива в укороченных камерах сгорания, позволяющим улучшить эмиссионные характеристики авиапроизводного двигателя наземного применения, снижая выбросы токсичных веществ, таких, как NO_x и CO.

Реализован комплекс конструктивных мероприятий, позволивший разработать камеру сгорания диффузионного типа с микропламенным горением для конвертированного авиационного ГТД.

Определены этапы экспериментально-доводочных работ, позволяющие организовать оптимальные процессы для работы укороченной камеры сгорания.

Установлено, что постановка спроектированной укороченной камеры сгорания не снизила эксплуатационных свойств двигателя и не привела к ухудшению КПД и мощности ГТД на всех режимах его работы.

Библиографический список

1. Воробьева В.С., Воробьев Г.А. Анализ теплового состояния камеры сгорания реактивного двигателя малой тяги с внутренним завесным охлаждением // Вестник Московского авиационного института. 2016. Т. 23. № 4. С. 45-54.
2. Маркушин А.Н., Бакланов А.В. Особенности организации процессов в укороченных камерах сгорания авиационного конвертированного ГТД // Вестник двигателестроения. 2012. № 2. С. 170-173.
3. Маркушин А.Н., Бакланов А.В., Цыганов Н.Е. Улучшение эмиссионных характеристик авиапроизводного ГТД применением микрофакельного горения в укороченной камере сгорания // Известия вузов. Авиационная техника. 2013. № 4. С. 59-62.
4. Данильченко В.П., Лукачев С.В., Ковылов Ю.Л. и др. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей. — Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2008. — 620 с.
5. Маркушин А.Н., Бакланов А.В., Цыганов Н.Е. Влияние формы насадка вихревой горелки на смешение в закрученной струе // Вестник Казанского государственного технического университета им. А.Н. Туполева. 2014. № 3. С. 13-18.
6. Маркушин А.Н., Бакланов А.В., Салимзянова Г.Р. Влияние расходных характеристик фронтного устройства на неравномерность температурного поля камеры сгорания ГТУ // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2016. Т. 18. № 1. С. 95-100.
7. Маркушин А.Н., Бакланов А.В. Испытательные стенды для исследования процессов и доводки низкоэмиссионных камер сгорания ГТД // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королева. 2013. №3 (41). Часть 1. С. 131-138.
8. Ланский А.М., Лукачев С.В., Коломзаров О.В. Тенденции изменения геометрических размеров и интегральных параметров камер сгорания малоразмерных газотурбинных двигателей // Вестник Московского авиационного института. 2016. Т. 23. № 3. С. 47-57.

LOW-EMISSION COMBUSTION CHAMBER OF DIFFUSION TYPE EMPLOYING MICRO FLAME BURNING PROCESS FOR CONVERTED AIRCRAFT GAS TURBINE ENGINE

Baklanov A.V.

*Kazan Motor Production Association,
1, Dementyeva str., Kazan, 420036, Russia
e-mail:andreybaklanov@bk.ru*

Abstract

Combustion of fossil fuel is accompanied by a number of toxic agents' formation. Nitrogen oxide and carbon monoxide are the most ecologically destructive, for they hurtfully affect humans and the environment. For these reasons the paper solves the topical problem on creating a diffusion combustion chamber for a converted aircraft gas turbine.

For the purpose of efficient aircraft engine combustion chamber conversion from fluid to gaseous fuel, the author proposes the combustion chamber design and complex approach, including of engineering and design studies and experimental studies.

The experimental method includes three stages. At the first stage, the burners' outlet parameters are defined. For this purpose, a workbench for determining a burner throughput capacity and obtaining concentration pattern of the air-fuel mixture in swirling jet burner outlet. CO₂ was used as a gas fed to the fuel ducts, instead of methane. Concentrations distribution over the sections after the burner presents the pattern, allowing trace the CO₂ concentration level variation dynamics in whole area of measurements and in each point of the swirling jet. It allows evaluate the quality of air-fuel mixture preparation. The burner throughput capacity was evaluated at various pressure differences. Based on the

performed work, selection of the burner geometry for implementation in the combustion chamber was performed.

While implementation of the flame tube head with a large number of atomizers, fuel distribution uniformity ensuring is of especial importance. It provides stable combustion process and mixture homogeneity at the combustion zone inlet. To determine the flame tube head flowrate characteristics, an installation with compressed air delivered to fuel ducts was implemented. Evaluation of air throughput deviation from its average value was carried out. It allowed working out the flame tube head from fuel feed ducts dimensions' optimization viewpoint.

The next stage consists in working with a full size combustion chamber. This stage includes two trends. The first one is the pressure loss determination in the combustion chamber, while the second one is determination of the non-uniformity of the outlet temperature field. Selection of combustor can degree of opening and air distribution along its length to provide optimal pressure losses and temperature field.

At the final stage the combustion chamber as a part of the engine functioning test was carried out. The engine throttle performance characterization and measuring the exhaust emissions of the engine was performed.

In accordance with the results of the studies, conclusions were made that the realized complex approach to toxic agents emission reduction allowed design the combustion chamber reducing nitrogen oxide emission by 40% and carbon oxides by 20% compared to a stock combustion chamber.

Keywords: combustion chamber, converting, diffusive burning, experiment, nozzle, mixing, ecology.

References

1. Vorob'eva V.S., Vorob'ev G.A. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*, 2016, vol. 23, no. 4, pp. 45-54.
2. Markushin A.N., Baklanov A.V. *Vestnik dvigatelestroeniya*, 2012, no. 2, pp. 170-173.
3. Markushin A.N., Baklanov A.V., Tsyganov N.E. *Izvestiya vuzov. Aviatsionnaya tekhnika*, 2013, no. 4, pp. 59-62.
4. Danil'chenko V.P., Lukachev S.V., Kovylov Yu.L. *Proektirovanie aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigatelei* (Design of aircraft gas turbine engines), Samara, SNTs RAN, 2008, 620 p.
5. Markushin A.N., Baklanov A.V., Tsyganov N.E. *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. A.N. Tupoleva*, 2014, no. 3, pp. 13-18.
6. Markushin A.N., Baklanov A.V., Salimzyanova G.R. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk*, 2016, vol. 18, no. 1, pp. 95-100.
7. Markushin A.N., Baklanov A.V. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta imeni akademika S.P. Koroleva*, 2013, no. 3(41), part 1, pp. 131-138.
8. Lanskiy A.M., Lukachev S.V., Kolomzarov O.V. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*, 2016, vol. 23, no. 3, pp. 47-57.