

УДК 629.7.036.3

А.Н. МАРКУШИН, А.В. БАКЛАНОВ

ОАО «Казанское моторостроительное производственное объединение», Россия

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УКРОЧЕННОЙ МНОГОФОРСУНОЧНОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД

В статье описываются особенности конструкции укороченной многофорсуночной камеры сгорания газотурбинной установки НК-16СТ. Представлены экспериментальная установка, методика и результаты испытания по определению гидравлических потерь в камере сгорания с различной степенью раскрытия жаровой трубы. Предложен инженерный расчет, основанный на эмпирических данных, позволяющий определить потери в камере сгорания ГТД. Проведен сравнительный анализ гидравлических потерь в камерах сгорания других ГТД, показавший, что исследованная камера относится к группе камер с небольшими потерями.

Ключевые слова: камера сгорания, экспериментальное исследование, конструкция, газотурбинный двигатель, конвертирование, гидравлические потери.

Введение

Гидравлический расчет является существенным этапом при проектировании и доводке камер сгорания, поскольку экономичность ГТУ зависит от сопротивления камеры.

Величина потерь полного давления в камерах сгорания современных ГТУ лежит в весьма широких диапазонах от 3,5 до 14%. В общем случае эта величина зависит от конструкции и типа фронтального устройства, степени раскрытия жаровой трубы, скорости воздуха на входе в диффузор и вторичные каналы, затенения каналов элементами демпфирования жаровой трубы, топливной системой и т.д.

Однако для любого двигателя с целью улучшения его экономичности, желательно чтобы потери в камере были как можно меньше, так как их рост приводят к уменьшению КПД двигателя.

1. Объект исследования

На ОАО «КМПО» разработана низкоэмиссионная кольцевая многофорсуночная камера сгорания малой длины для ГТУ НК-16СТ. Технология снижения NOx и CO которой заключается в усовершенствовании традиционной кольцевой камеры сгорания путем изменения формы фронтального устройства, приводящей к «обеднению» первичной зоны. Микрофакельное горение обеспечило интенсивное выгорание топлива, что позволило укоротить жаровую трубу с 575 до 347 мм.

Схема камеры сгорания показана на рис. 1. Камера состоит из корпуса 4, жаровой трубы 3 и газового коллектора 1 для подачи газа к форсункам 2.

Жаровая труба — кольцевая, малой длины, многосекционная с конвективно-пленочным охлаждением. Принципиальной особенностью камеры сгорания этой схемы является жаровая труба с многофорсуночным фронтальным устройством.

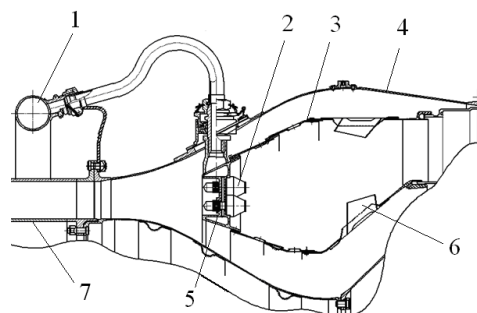


Рис. 1. Конструктивная схема камеры сгорания: 1 – газовый коллектор, 2 – верхний, нижний ярус форсунок, 3 – жаровая труба, 4 – корпус камеры, 5 – корпус головки, 6 – патрубki, 7 – проставка

Такое устройство (рис. 1) состоит из корпуса 5, в котором расположены полости топливных коллекторов, соединенные радиальными каналами 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 для подвода воздуха к завихрителям. Топливо из струйных форсунок подается во внутреннюю полость корпуса форсунки.

Воздух в зону смешения подается через патрубki 6. Наружный и внутренний корпус является

сварными узлами 4, выполненным из жаропрочного сплава. Их уменьшенная длина была скомпенсирована за счет цилиндрической наружной и внутренней проставок 7, соединяющих компрессор с диффузором камеры сгорания [1].

2. Методика расчета

Потери полного давления, без учета тепловых потерь, в камере сгорания складываются из гидравлических в диффузоре и потерь в жаровой трубе по причине втекания воздуха через завихритель и периферийные отверстия.

$$\delta_{\text{КС}} = \delta_{\text{Д}} + \delta_{\text{Ж}}. \quad (1)$$

Следовательно, коэффициент сопротивления камеры сгорания равен сумме коэффициентов сопротивления диффузора камеры $\xi_{\text{Д}}$ и жаровой трубы $\xi_{\text{Ж}}$:

$$\xi_{\text{КС}} = \xi_{\text{Д}} + \xi_{\text{Ж}} \quad (2)$$

которые связаны зависимостью:

$$\delta_{\text{КС}} = \xi_{\text{КС}} \frac{k}{k+1} \varepsilon(\lambda_{\text{К}}) \lambda_{\text{К}}^2, \quad (3)$$

где $\varepsilon(\lambda_{\text{К}}) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{\text{К}}^2\right)^{\frac{1}{k-1}}$ – газодинамическая функция, $\lambda_{\text{К}}$ – приведенная скорость на входе в камеру сгорания, k – показатель адиабаты.

В исследуемой камере сгорания диффузор является кольцевым с криволинейными стенками, выполненными по закону изменения статического давления по его оси $dp/dx = \text{const}$ в соответствии с уравнением [2]:

$$F_1 = \frac{F_{\text{Д}}}{\sqrt{1 + \left[\left(\frac{F_{\text{Д}}}{F_{\text{К}}}\right)^2 - 1\right] \frac{L_{\text{Д}} - L_1}{L_{\text{Д}}}}}, \quad (4)$$

где L_1 и F_1 текущие длина и площадь диффузора;

$F_{\text{Д}}$ - площадь выходного сечения диффузора,

$F_{\text{К}}$ - площадь сечения на входе в камеру сгорания;

$L_{\text{Д}}$ - длина диффузора.

Для диффузоров подобного типа, в работе [3] выведена эмпирическая зависимость позволяющая определить сопротивление диффузора:

$$\xi_{\text{Д}} = 1,2 \cdot n_{\text{Д}}^{0,2} \cdot \text{tg} \left(\frac{\alpha_{\text{пр}}}{2} \right)^{0,6} \cdot \left[1 - \frac{0,5}{n_{\text{Д}}} \right]^2, \quad (5)$$

где: $n_{\text{Д}} = \frac{F_2}{F_1}$ - степень диффузорности;

- приведенный угол диффузора

$$\alpha_{\text{пр}} = \gamma - \beta; \quad (6)$$

- угол наклона наружной обечайки диффузора

$$\gamma = \arctg \frac{D_2 - D_1}{2L_{\text{Д}}}; \quad (7)$$

- угол наклона внутренней обечайки диффузора

$$\beta = \arctg \frac{d_2 - d_1}{2L_{\text{Д}}}. \quad (8)$$

Коэффициент гидравлических потерь в жаровой трубе можно определить по формуле из работы [4]:

$$\xi_{\text{Ж}} = \left(\frac{F_{\text{К}}}{\mu F_0} \right)^2, \quad (9)$$

в которой: $F_{\text{К}}$ - площадь сечения на входе в камеру,

F_0 - суммарная площадь отверстий на стенках жаровой трубы

По данным [5] $\mu = 0,65 \dots 0,8$ - коэффициент расхода воздуха через отверстия жаровой трубы.

Подставляя в выражение (3) зависимость (5) и (9) получаем зависимость для определения суммарных потерь в камере сгорания:

$$\delta_{\text{КС}} = \frac{k}{k+1} \varepsilon(\lambda_{\text{К}}) \lambda_{\text{К}}^2 \times \left[1,2 \cdot n_{\text{Д}}^{0,2} \cdot \text{tg} \left(\frac{\alpha_{\text{пр}}}{2} \right)^{0,6} \left(1 - \frac{0,5}{n_{\text{Д}}} \right)^2 + \zeta_0 \left(\frac{F_{\text{К}}}{\mu F_0} \right)^2 \right], \quad (10)$$

где ζ_0 – коэффициент учитывающий сопротивление фронтного устройства и перетекание воздуха через отверстия жаровой трубы.

3. Экспериментальная установка

Исследования полноразмерной камеры сгорания на гидравлические потери производились на стенде, схема которого показана на рис. 2.

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 9 ступенью компрессора высокого давления, затем поступает по трубопроводу в мерный участок. Расход воздуха измеряется расходомерным устройством (труба Вентури) с регистрацией показаний датчика давления, температура воздуха контролируется термопарой группы хромель-алюмель.

Определение гидравлических характеристик камеры сгорания включает в себя определение потери полного давления на жаровой трубе и в районе соплового аппарата. Для чего на выходе из камеры устанавливается гребенка полного давления, а в наружном и внутреннем пространстве между корпу-

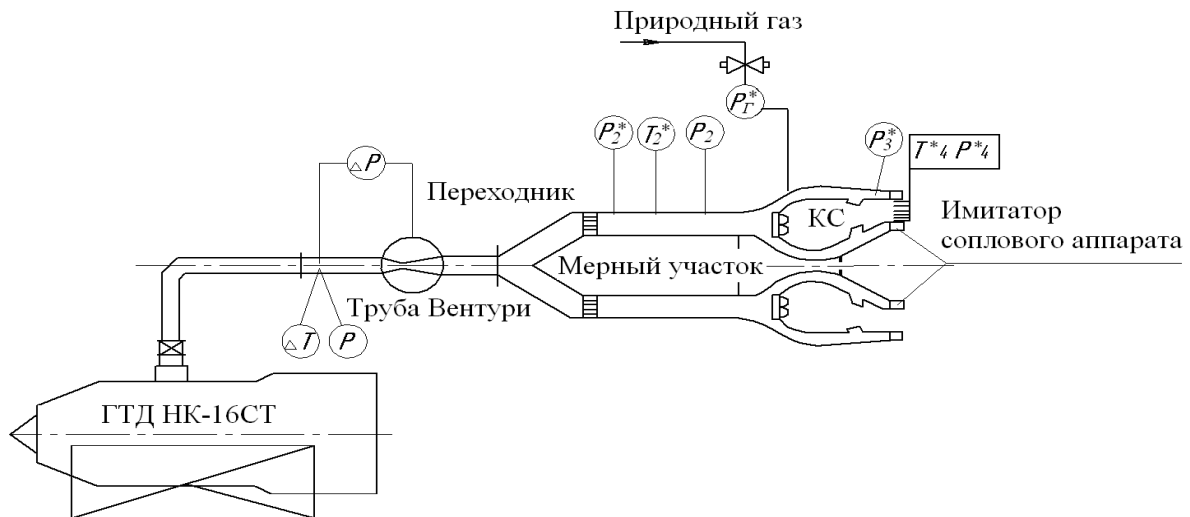


Рис. 2. Схема стенда для испытаний полноразмерных камер сгорания

сом и жаровой трубой устанавливается три равно-расположенных приемника полного давления.

По результатам измерений на каждом режиме рассчитываются следующие параметры:

- потери полного давления в камере сгорания:

$$\bar{\Delta p} = \frac{\Delta p^*}{P_{2абс}} = \frac{P_{2ср}^* - P_{4ср}^*}{P_{2ср}^* + P_H}, \quad (11)$$

где $P_{2ср}^*, P_{4ср}^*$ - среднеарифметическое значение давлений на входе и выходе из камеры сгорания, кгс/см²;

P_H - атмосферное давление в условиях продувок, кгс/см².

- перепад давлений на стенках жаровой трубы:

$$\bar{\Delta p}_{ст} = \frac{P_{ст.ср}^* - P_{4ср}^*}{P_{2ср}^* + P_H}, \quad (12)$$

где $P_{ст.ср}^*, P_{2ср}^*, P_{4ср}^*$ - среднеарифметическое значение измеренных давлений между корпусом и жаровой трубой, на входе и выходе из камеры сгорания соответственно.

После чего строятся графики зависимостей:

$$\bar{\Delta p} = f(\lambda_2) \text{ и } \bar{\Delta p}_{ст} = f(\lambda_2),$$

где λ_2 - значение приведенной скорости воздуха на входе в камеру сгорания.

4. Результаты исследования. Анализ

Исследования проводились с тремя камерами сгорания, отличие которых заключалось в разной степени раскрытия жаровой трубы, представленного в виде отношения суммарной площади всех проходных сечений жаровой трубы к площади на входе в камеру сгорания, которые занесены в табл. 1.

Таблица 1

Раскрытие камеры сгорания

№ камеры	1	2	3
$\Sigma F_{жт}/F_k$	1,16	1,23	1,3

Эксперимент проводился на различных режимах, определяемых приведённой скоростью λ_2 при температуре воздуха $t_2^* = 200^0\text{C}$. Результаты эксперимента показаны на рис. 3.

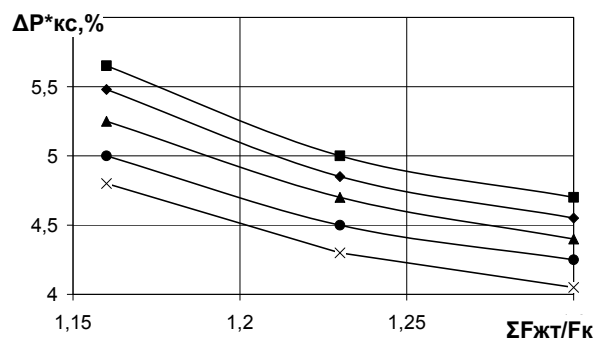


Рис. 3. Гидравлические характеристики камеры сгорания от площади раскрытия ЖТ

■ - $\lambda_2 = 0,3$; ◆ - $\lambda_2 = 0,29$; ▲ - $\lambda_2 = 0,28$;
● - $\lambda_2 = 0,27$; × - $\lambda_2 = 0,26$

Из графиков видно, что:

1. С увеличением степени раскрытия жаровой трубы уменьшаются потери в камере сгорания.

Однако не стоит забывать, что сильное снижение потерь в жаровой трубе может привести к серьезным последствиям для работы двигателя, таким как снижение полноты сгорания топлива, выходу пламени за пределы камеры и высокой неравномерности температурного поля на входе в сопловой аппарат турбины, а также к повышению выбросов ток-

сичных веществ. Поэтому для увязки координально противоположных требований (снижение потерь в камере и устойчивые характеристики ГТД) на практике приходится принимать компромиссные решения.

2. С увеличением скорости на входе в камеру сгорания величина потерь возрастает, поэтому доводка камер сгорания форсированных по скорости на входе, весьма затруднительна и требует выполнения комплекса сложных мероприятий.

Сравнение полученных в эксперименте данных для камеры сгорания $\Sigma F_{жт}/F_K = 1,23$ с результатами расчетов проведенных по предложенной методике выявили хорошую их сходимость, что позволяет применять данную методику при проектировании и доводке камер сгорания ГТД.

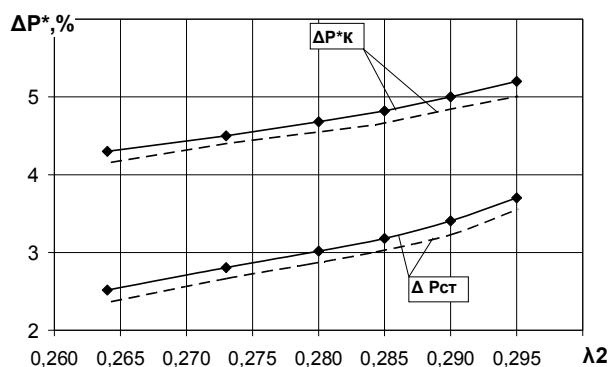


Рис. 4. Гидравлические потери в камере сгорания и на стенках жаровой трубы:
◆- эксперимент-; ---расчет

В табл. 2 приведены некоторые геометрические характеристики и режимы работы камер сгорания отечественных и зарубежных двигателей.

Обработав данные по известным уровням потерь в камерах сгорания представленных двигателей, построена гистограмма (рис. 5), которая позволяет говорить, что укороченная многофорсуночная камера относится к группе камер с низким уровнем гидравлических потерь.

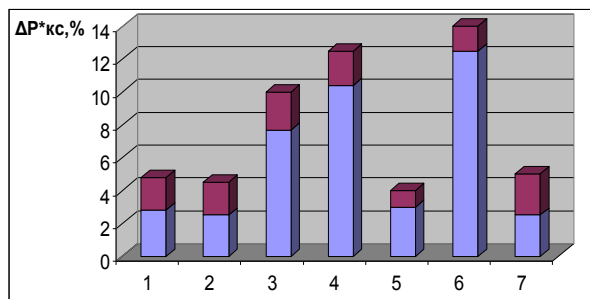


Рис. 5. Потери в камерах сгорания:
1 – НК-16СТ; 2 – АИ-20; 3 – ВД-7; 4 – РД-37;
5 – J-79; 6 – Т-56; 7 – J-57;
■ – суммарные потери в камере сгорания;
■ – потери в диффузоре

Литература

1. Маркушин, А.Н. Особенности организации процессов в укороченных камерах сгорания конвертированного ГТД [Текст] / А.Н. Маркушин, А.В. Бакланов // Вестник двигателестроения. – 2012. – № 2. – С. 170-173.
2. Данильченко, В.П. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / В.П. Данильченко. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2008. – 620 с.
3. Безотрывность потока при больших углах расширения в кольцевых профилированных диффузорах [Текст] / В.П. Савченко, А.М. Постников, В.Н. Лавров, Ю.И. Цыбизов // Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей: тез. докл. IV Всероссийской НТС. – Самара, 2002. – С. 134-136.
4. Абрамович, Г.П. Прикладная газовая динамика [Текст] : учеб. руководство. Ч. 1 / Г.П. Абрамович. – М.: Наука, 1991. – 600 с.
5. Ахметзянов, А.М. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей [Текст]: учеб. для вузов / под ред. А.М. Ахметзянова. – М.: Машиностроение, 2000. – 454 с.

Таблица 2

Геометрические характеристики и режимы работы камер сгорания ГТД

ГТД	НК-16СТ	АИ-20	ВД-7	РД-37	J-79	Т-56	J-57
$F_{отв}/F_K$	1,23	1,48	2,17	2,37	2,1	1,82	1,1
$L_{диф}, \text{мм}$	170	220	252	212	200	188	280
$C_2, \text{м/с}$	123	110	171	190	123	158	126
$L_{КС}, \text{мм}$	347	705	1039	776	758	803	1320

Поступила в редакцию 26.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.В. Щукин, Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева – КАИ, Казань.

ГІДРАВЛІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ УКОРОЧЕНОЇ БАГАТОФОРСУНОЧНОЇ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ВМД

А.М. Маркушин, А.В. Бакланов

У статті описуються особливості конструкції укороченої багатофорсуночної камери згоряння газотурбінної установки НК-16СТ. Представлено експериментальну установку, методику і результати випробування з визначення гідравлічних втрат у камері згоряння з різним ступенем розкриття жарової труби. Запропоновано інженерний розрахунок, заснований на емпіричних даних, що дозволяє визначити втрати в камері згоряння ВМД. Проведено порівняльний аналіз гідравлічних втрат в камерах згоряння інших ВМД, який показав, що досліджена камера відноситься до групи камер з невеликими втратами.

Ключові слова: камера згоряння, експериментальне дослідження, конструкція, газотурбінний двигун, конвертування, гідравлічні втрати.

HYDRAULIC CHARACTERISTICS OF SHORTENED MULTI-ATOMIZER COMBUSTOR OF GTE

A.N. Markushin, A.V. Baklanov

The paper describes design features a shortened multi-atomizer combustion gas turbine unit NK-16ST. Experimental setup, methodology and results of the tests to determine the hydraulic losses in the combustion chamber with varying extent of disclosure of the flame tube are presented. An engineering calculation based on empirical data that allows you to determine the losses in the combustion chamber of GTE is proposed. A comparative analysis of the hydraulic losses in combustion chambers of other GTE was carried out, which showed that the studied combustion chamber refers to a group of combustion chambers with small losses.

Key words: combustion chamber, experimental research, design, gas turbine engine, converting, hydraulic loss.

Маркушин Андрей Николаевич – главный конструктор ОАО «Казанское моторостроительное производственное объединение», Казань, Россия, e-mail: AMarkushin@kmpo.ru.

Бакланов Андрей Владимирович – ведущий инженер-конструктор ОАО «Казанское моторостроительное производственное объединение», Казань, Россия, e-mail: andreymbaklanov@bk.ru.