

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамович Г.Н. Прикладная гидрогазодинамика. М.: Наука, 1976 – 888 с.
2. Михеев М.А. Основы теплопередачи. М.: ГЭИ, 1956 – 392 с.
3. Иссерлин А.С. Основы сжигания газового топлива. Л.: Недра, 1980 – 272 с.
4. Гухман А.А. Применение теории подобия к исследованию процессов тепло-массообмена. М.: Высшая школа, 1967. – 304 с.
5. Вулис Л.А. Тепловой режим горения. М.: ГЭИ, 1954 – 287 с.
6. Вильямс Ф.А. Теория горения. М.: Наука, 1971 – 616 с.
7. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД. М.: Машиностроение, 1984 – 228 с.
8. Пчелкин Ю.М. Камеры сгорания ГТД. М.: Машиностроение, 1984 – 228 с.
9. Кнорре Г.Ф. Топочные процессы. М.: ГЭИ, 1951 – 328 с.
10. Эккерт Э.Р., Дрейк Д.И. Теория тепло- и массообмена. М.: ГЭИ, 1961.
11. Дорошенко В.Е. О процессе горения в камере ГТД. Научные труды ЦИАМ, 1959 – сб. 354, 26 с.
12. Холщевников К.В. и др. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
13. Вудворд. Исследование идеализированных камер сгорания на основе теории подобия. Сб. Вопросы горения, М.: Металлургиздат, 1963.
14. Сторожук Я.П. Исследование работы камер сгорания ГТУ на жидком топливе. М.: Энергомашиностроение, 1962, №3.

УДК 621.43-224.3

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ АВИАЦИОННЫХ ГТД

Ланский А.М.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Применение авиационных двигателей в качестве наземных энергосиловых установок является перспективным направлением решения топливно-энергетических проблем страны. Они, по сравнению со стационарными газотурбинными установками той же мощности, имеют значительные преимущества, такие как компактность, блочность, надежность, автономность, сокращение сроков ремонтных работ и экономию природных ресурсов. В связи с этим ведутся работы по переводу отработавших летный ресурс ГТД в на-

земные условия. Учитывая большую протяженность газопроводов и увеличение масштабов применения авиационных ГТД в газовой промышленности и энергетике, при их конвертировании необходимо обеспечить высокую топливную экономичность, длительный ресурс и низкую стоимость.

Решение данной проблемы во многом зависит от эффективной организации процесса горения природного газа в современных авиационных камерах сгорания (КС) с малым характерным временем пребывания.

В связи с этим при переводе камер сгорания на газообразное топливо на первое место выдвигается требование по обеспечению высокой полноты сгорания $\eta_r \geq 99\%$ во всем диапазоне рабочих режимов двигателя, в том числе и на холостом ходу, наработка на котором составляет существенную долю суммарной наработки двигателя.

Широкий диапазон рабочих режимов двигателя, специфические свойства природного газа, длительный суммарный и межремонтный ресурс предопределяют необходимость разработки новых конструкций фронтных устройств. При этом требуется максимально сохранить материальную часть жаровой трубы и обеспечить: равномерное поле температур на выходе из КС, низкое гидравлическое сопротивление $\delta_{кс} \leq 5,5\%$, широкий диапазон устойчивой работы $\alpha_{ср\Gamma} \geq 18$ и надежный запуск КС при низких температурах до $T_x^* = 223\text{К}$.

Поэтому, разработка научно обоснованного подхода по переводу камер сгорания современных авиационных двигателей на природный газ имеет, несомненно, актуальное значение.

Учитывая сложность рабочего процесса камер сгорания, его исследование проводилось главным образом экспериментально и включало в себя: визуальные наблюдения за структурой течения в вихревых горелках и камерах сгорания; измерение аэродинамических параметров закрученного потока, состава смеси, температуры и времени пребывания продуктов сгорания в зоне рециркуляции вихревых горелок; измерение параметров рабочего процесса камер сгорания авиационных ГТД, работающих на природном газе.

Для получения подробной информации о влиянии конструктивных и режимных параметров на характеристики рабочего процесса вихревых горелок были разработаны и изготовлены специальные модели, охватывающие широкий класс применяемых на практике вихревых устройств.

В качестве основных влияющих факторов были выбраны: степень закрутки потока воздуха — S_B , длина камеры закручивания — $L_{кз}$, длина диффу-

зора – L_d и угол раскрытия диффузора – Θ_d . Они изменялись в следующих пределах: $S_B = 0 \dots 2,45$, $\bar{L}_{кз} = L_{кз}/D_{кз} = 0,2 \dots 1,0$, $\bar{L}_d = L_d/D_{кз} = 0,2 \dots 1,0$ и $\Theta_d/2 = 0 \dots 60^\circ$. Для сокращения трудоемкости испытаний использовались методы оптимального планирования эксперимента.

Исследование рабочего процесса камер сгорания и влияния конструктивных и режимных параметров фронтного устройства проводилось на отсеках полноразмерных камер сгорания двигателей НК-12СТ, НК-16СТ, НК-30СТ, НК-86, ГТУ-89СТ-20, ГТУ-95 и их модификациях. Относительная длина жаровой трубы $\bar{L}_{жт} = L_{жт}/H_{max}$ изменялась в пределах $2,36 \dots 3,5$, относительная площадь отверстий для подвода первичного воздуха $\bar{F}_1 = F_1/\Sigma F_{отв} = 0,25 \dots 0,62$, а интенсивность закрутки первичного воздуха $0 \dots 2,45$. Камеры сгорания были укомплектованы сменными вихревыми горелками и газовыми форсунками.

Испытания проводились на модельном стенде, который обеспечивал значения скорости C_K и температуры T_K^* на входе в камеру сгорания в следующих пределах: $C_K = 0 \dots 160$ м/с и $T_K^* = 300 \dots 600$ К. Стенд оснащен необходимой измерительной техникой, в том числе системой отбора проб продуктов сгорания. Правомерность переноса результатов испытаний на полноразмерные камеры сгорания подтверждается хорошим совпадением экспериментальных данных по полноте сгорания η_p , «бедной» границе срыва пламени $\alpha_{ср\sigma}$ и радиальной эпюре поля температур на выходе из камер сгорания K_p .

В процессе исследований полнота сгорания, эмиссия CO , CH_4 (E_{CO} , E_{CH_4}) и коэффициент избытка воздуха определялись по результатам хроматографического анализа отбираемых проб продуктов сгорания. При каждом отборе оценивалась представительность пробы путем сравнения коэффициентов избытка воздуха. Разница не превышала $\pm 10\%$.

Кроме этого полнота сгорания рассчитывалась по методу теплового баланса и сравнивалась с результатами хроматографического анализа.

Исследование структуры течения и рабочего процесса вихревых горелок проводилось на специально созданном стенде. Он оснащен необходимой техникой для измерения осредненных и пульсационных параметров закрученного потока, времени пребывания продуктов сгорания в зоне рециркуляции, температуры факела и состава продуктов сгорания. Анализ точности всех измерений показал, что они проводились с достаточной достоверностью.

Экспериментальное исследование структуры течения в вихревой горелке было направлено на углубление знаний о ее рабочем процессе.

С этой целью были проведены измерения осредненных и пульсационных скоростей. Полученные результаты позволили заключить, что для вихревых горелок характерно наличие двух режимов истечения закрученного потока в затопленное пространство: стационарного и нестационарного. При переходе на нестационарный режим происходит резкое изменение гидродинамической структуры течения. В потоке возникают мощные регулярные пульсации скорости и давления (рис. 1). Кроме того, изменяется форма и размеры зоны рециркуляции, от которой зависит характер выгорания топлива и стабилизация пламени.



Рис. 1. Изменение интенсивности турбулентности вдоль оси струи

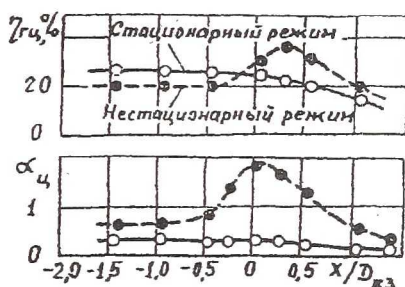


Рис. 2. Влияние режима работы вихревой горелки на $\eta_{\text{гц}}$ и $\alpha_{\text{д}}$ в зоне рециркуляции

Измерения состава продуктов сгорания и распределения температур $T_{\text{п}}^*$ в зоне рециркуляции показали, что состав смеси $\alpha_{\text{д}}$ на нестационарном режиме изменяется от верхнего до нижнего пределов воспламенения (рис. 2). Подобная перестройка в структуре и свойствах зоны рециркуляции позволила несколько повысить полноту сгорания $\eta_{\text{гц}}$, но значительно ухудшила ее стабилизирующие свойства (в 3...4 раза), что объясняется уменьшением объема зоны и увеличением турбулентного теплообмена на начальном участке факела. В практике конструирования вихревых горелок нестационарный режим истечения встречается довольно редко, только в области «богатых» значений коэффициента избытка воздуха горелки $\alpha_{\text{т}} < 0,3$.

Поэтому состав смеси и размеры зоны рециркуляции при изменении конструктивных и режимных параметров были исследованы на стационарном режиме.

Выполненные измерения $\eta_{гц}$ и $\alpha_{ц}$ представлены на рис. 3. Наблюдается общая закономерность их снижения с обогащением состава смеси в горелке

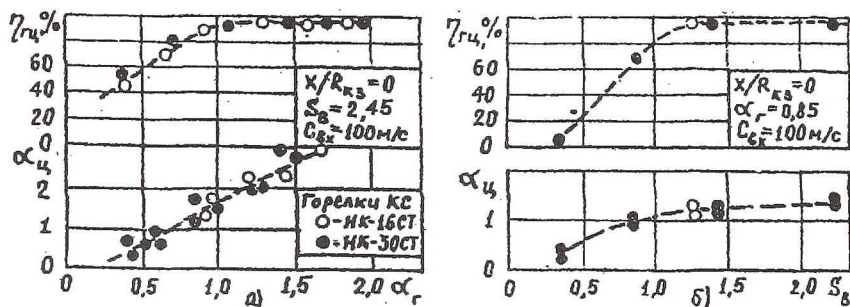


Рис. 3. Влияние степени закрутки воздуха и состава смеси на полноту сгорания и коэффициент избытка воздуха в зоне рециркуляции

α_r и уменьшением степени закрутки воздуха. Подобное протекание характеристик зоны рециркуляции связано с тем, что скорость рециркуляции зависит от S_B и различна в различных точках зоны. Поэтому рабочий процесс в зоне рециркуляции вихревой горелки определяется кинетическими и диффузионными параметрами.

Закономерности турбулентного массообмена между основным потоком и зоной рециркуляции определялись косвенно, путем измерения среднего времени пребывания продуктов сгорания в зоне рециркуляции $\tau_{пр}$. Эксперименты показали, что $\tau_{пр}$ зависит от масштаба горелки, степени закрутки, скорости потока на входе в горелку, состава смеси и способа подачи топлива.



Рис. 4. Изменение безразмерного времени пребывания от α_r ($C_{вх} = 100$ м/с)

Принципиальным отличием массообмена в вихревых горелках от случая уголкового стабилизатора является зависимость $\tau_{пр}$ от α_r (рис. 4). Вероятной причиной подобного протекания $\tau_{пр}$ является его взаимосвязь с интенсивностью тепловыделения в зоне рециркуляции. В результате обобщения экспериментальных данных было получено следующее выражение:

В результате обобщения экспериментальных данных было получено следующее выражение:

$$Z_s = \frac{\tau_{\text{пр}} G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вх}} D_{\text{кз}}^3 S_B^{0,65}} \quad (1)$$

Величина безразмерного времени пребывания Z_s при диффузионном горении природного газа изменяется в пределах от 5,5 до 9,5 (рис. 4). В «богатых» областях Z_s гомогенных и диффузионных смесей практически совпадает. С обеднением смеси кривые расслаиваются, что свидетельствует о большей продолжительности горения диффузионных смесей.

На основе вышеизложенного зону рециркуляции вихревой горелки при сжигании природного газа в первом приближении можно моделировать гомогенным редактором с учетом турбулентного массообмена между основным потоком и зоной.

Это позволило получить критерий стабилизации пламени в виде кинетической константы B_S :

$$B_S = \frac{R_{\text{см}} G_{\text{вг}}}{P_{\text{вх}} \rho_{\text{вх}} D_{\text{кз}}^* Z_s T_{\text{вх}}^* f(\alpha_{\text{вх}}, T_{\text{вх}}^*)} \quad (2)$$

Как видно из рис. 5, несмотря на принятие допущения разброс экспериментальных данных невелик, что позволяет уже на стадии проектирования оценивать пределы устойчивой работы вихревой горелки.

Дальнейшее исследование вихревых горелок проводилось в составе фронтного устройства камер сгорания. Выполненные измерения полей температур, концентраций и скоростей в первичной зоне камеры сгорания показали, что на рабочем режиме реализуется схема горения, подобная выгоранию гомогенной смеси (рис. 6).

Максимальная эффективность рабочего процесса в камере сгорания достигается в области «богатых» значений коэффициентов избытка воздуха в первичной зоне, соответствующих максимальным значениям коэффициента использования кислорода и скорости химической реакции, которым для геометрически подобных камер сгорания соответствует $\alpha_{\text{вх опт}} = 0,65 \dots 0,7$. Про-

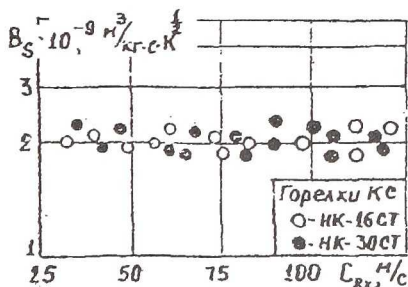


Рис. 5. Зависимость кинетической константы B_S от скорости потока $C_{\text{вх}}$

цесс горения природного газа в зоне рециркуляции как одиночной вихревой горелки, так и в составе фронтного устройства протекает в диффузионно-кинетической области и описывается соответствующими закономерностями.

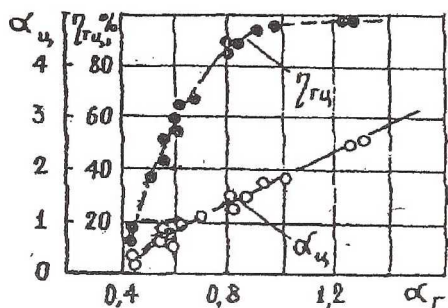


Рис. 6. Зависимость η_g и α_c в зоне циркуляции вихревой горелки ($C_k = 115$ м/с, $T_k = 483$ К)

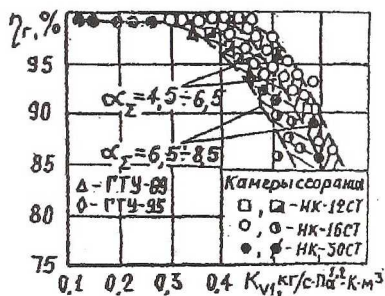


Рис. 7. Зависимость η_g от K_{v1}

При этом первичная зона играет определяющую роль в обеспечении высокой полноты сгорания и стабилизации пламени. Подтверждением сказанного являются результаты обобщений, приведенные на рис. 7. В широком диапазоне изменения конструктивных и режимных параметров получена зависимость η_g от коэффициента форсирования первичной зоны K_{v1} .

Эффективное горение топливно-воздушной смеси в камере сгорания зависит не только от процессов, протекающих в первичной, но и условий догорания во вторичной зоне, для обеспечения которых, с одной стороны, необходимо установить оптимальное распределение расходов воздуха между зонами, а с другой – расстояние от фронтного устройства до первого ряда отверстий подвода вторичного воздуха и глубину его проникновения в объем жаровой трубы.

В результате выполненных исследований были получены зависимости η_g , EI_{CO} , EI_{CH_4} , $\alpha_{срз}$ и $\Theta_{окр}$ от площади отверстий для подвода воздуха в первичную зону (рис. 8).

Наиболее эффективное выгорание природного газа в диапазоне α_g от 4,5 до 8,5 обеспечивается при $\bar{F}_1 \leq 0,45$. Характер изменения выхода CO мало зависит от режима работы камеры сгорания, однако с уменьшением \bar{F}_1 эмиссия CO резко снижается, что объясняется увеличением температуры в первичной зоне, рост которой способствует ускорению окисления CO.

Уменьшение \bar{F}_1 приводит, с одной стороны, к росту полноты сгорания, а с другой – смещает «бедную» границу устойчивой работы камеры сгорания в область меньших коэффициентов избытка воздуха (рис.8) Увеличение \bar{F}_1 свыше 0,45 является нецелесообразным по причине резкого возрастания окrajной неравномерности поля температур (рис. 8).

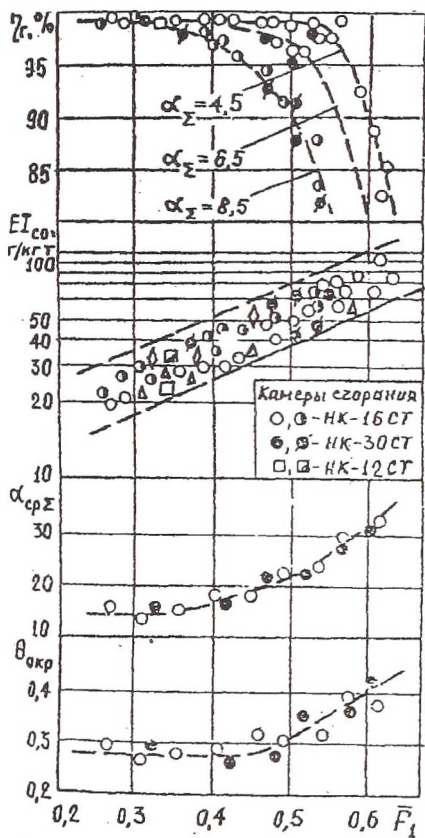


Рис. 8. Изменение характеристик камер сгорания от \bar{F}_1 ($T_k = 483 \text{ K}$, $C_k = 115 \text{ м/с}$)

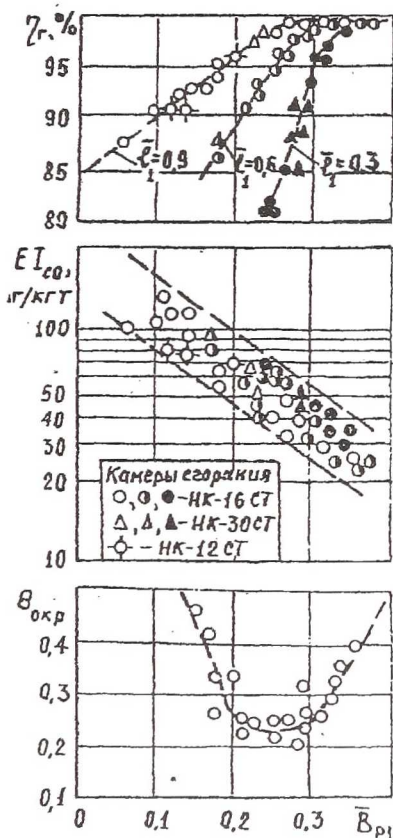


Рис. 9. Изменение характеристик камер сгорания от \bar{B}_{p1} и l_1 ($T_k = 483 \text{ K}$, $C_k = 115 \text{ м/с}$, $\alpha_z = 4,5$)

Догорание природного газа в исследуемых камерах сгорания происходит на струях вторичного воздуха во вторичной зоне, конструктивные и режимные параметры которой должны соответствовать схеме выгорания, реализованной за фронтовым устройством. В проведенных экспериментах глубина проникновения струй вторичного воздуха определялась расчетным ме-

тодом. Результаты исследований удалось обобщить в виде зависимости η_r , E_{CO} , E_{CH_4} , и $\Theta_{окр}$ от расчетной глубины проникновения струй вторичного воздуха $\bar{V}_{р1}$ и расстояния первого ряда отверстий для подвода воздуха до среза горелки ℓ_1 .

С уменьшением $\bar{V}_{р1}$ эффективность выгорания природного газа ухудшается. Причем, чем ближе первый ряд отверстий подвода воздуха к горелке, тем интенсивнее снижение η_r (рис. 9). Подобный характер изменения полноты сгорания объясняется различными механизмами воздействия на выгорание топлива. Так при $\ell_1 = 0,9$ определяющим является турбулентное перемешивание смеси, поступающей из первичной зоны со струями вторичного воздуха, а при $\ell_1 = 0,3$ взаимодействие струй с зоной рециркуляции. Эмиссия CO мало зависит от ℓ_1 , но с увеличением $\bar{V}_{р1}$ она резко снижается. Это свидетельствует о том, что окисление CO завершается во вторичной зоне.

Втекающие струи вторичного воздуха, генерируя высокий уровень турбулентности, с одной стороны, способствуют выгоранию смеси, а с другой – формированию температурного поля на выходе из камеры сгорания.

Зависимость $\Theta_{окр}$ от $\bar{V}_{р1}$ (рис. 9) носит экстремальный характер. Вблизи $\bar{V}_{р1} = 0,25$ реализуется минимум окружной неравномерности поля температур, переход через который приводит к изменению типа поля на выходе из смесителя.

При проектировании и доводке камер сгорания большое практическое значение имеют знания о влиянии конструктивных и режимных параметров фронтального устройства на характеристики процесса горения.

Исследование влияния конструкции вихревой горелки на характеристики рабочего процесса камеры сгорания (при $\bar{V}_{р1} = 0,3$, $\bar{F}_1 = 0,3$, $\bar{\ell}_1 = 1$) показало слабую зависимость η_r от S_B , \bar{L}_D , L_{K3} и Θ_D . Однако изменением степени закрутки первичного воздуха можно в достаточно широких пределах менять выход CO и «бедную» границу устойчивой работы. Так с увеличением S_B от 0,5 до 2,45 E_{CO} уменьшается в 1,5 раза, а $\alpha_{ср\%}$ увеличивается на 7...8 единиц. Реализация спутной закрутки первичного воздуха в соседних горелках, по сравнению со встречной, обеспечивает более высокий уровень полноты сгорания.

Проведенные исследования различных способов подачи топлива показали целесообразность применения центробежных газовых форсунок в соче-

тании с вихревыми горелками. При этом желательно использовать противоположную закрутку воздуха и топлива, а S_T и \bar{L}_{K3} выбирать из условия реализации нестационарного режима истечения закрученной топливной струи.

Анализ и обобщение проведенных исследований позволили установить взаимосвязь между характеристиками первичной зоны и камеры сгорания, что было учтено при разработке модели выгорания природного газа, в основу которой положен метод расчета полноты сгорания, разработанный ранее В.Е. Дорошенко. Первичная зона условно разделялась на объемы, занимаемые зоной рециркуляции и периферийным потоком (рис. 10).

Как показали выполненные эксперименты, зона рециркуляции при горении природного газа представляет область интенсивного турбулентного перемешивания и высокой температуры. Ее в первом приближении можно рассматривать как гомогенный реактор, тогда, решая совместно уравнение материального баланса

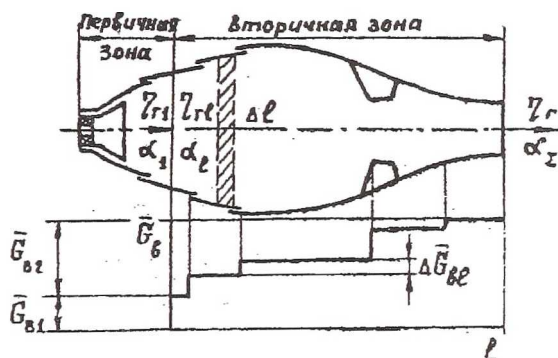


Рис. 10. Схема расчета выгорания топлива в камере сгорания

рассматривать как гомогенный реактор, тогда, решая совместно уравнение материального баланса

$$\frac{G_{вz} \eta_{гн}}{\alpha_u \delta} = V_u C_u B_1 \sqrt{T_u^*} e^{-\frac{E_1}{R_u T_u^*}}, \quad (3)$$

уравнение теплового баланса

$$(T_u^* - T_k^*)(1 + \alpha_u L_o) C_{pm} = \eta_{гн} H_u, \quad (4)$$

уравнение состояния

$$C_{вн} = \frac{P_k^*}{R_u T_k^* (1 + 1/\alpha_u L_o)}, \quad (5)$$

и уравнение расхода воздуха через рециркуляционную зону

$$G_{вц} = \frac{V_u P_u^*}{R_u T_u^* \tau_{гп}} \quad (6)$$

Получим выражение для расчета полноты сгорания в зоне рециркуляции:

$$\eta_{\text{ГЦ}} = \frac{\delta \alpha_u}{1 + \frac{R_b(1 + 1/\alpha_u L_o)G_{\text{ВГ}}}{R_u W_1 Z_s \rho_k D_{\text{КЦ}}^* S_b^{0,65}}} \quad (7)$$

Полагая, что $\eta_{\text{ГЦ}} = \eta_{\text{Г1}}$ и смешение воздуха с продуктами сгорания во вторичной зоне происходит мгновенно, можно записать следующие выражения для скорости химической реакции:

$$W_2 = \frac{G_r d\eta_{\text{Г1}}}{F(\ell) d\ell}, \quad (8)$$

$$W_2 = C_T C_B B_2 e^{-\frac{E_2}{R_r T_r}} \quad (9)$$

Решая совместно (8) и (9), получим дифференциальное уравнение, описывающее изменение полноты сгорания по длине вторичной зоны:

$$\frac{d\eta_{\text{Г1}}}{d\bar{L}_{\text{КЦ}}} = \frac{F_{\text{ЖТ}} L_{\text{КЦ}} T_{\text{К}}^* P_{\text{К}}^* \alpha_{\Sigma} L_o B_2 (1 - \eta_{\text{Г1}}) (\alpha_{\Sigma} \bar{G}_{\text{ВГ}} - \eta_{\text{Г1}})}{M_b V_{\text{КЦ}} R_b \left(\frac{1}{M_r} + \frac{\alpha_{\Sigma} \bar{G}_{\text{ВГ}} L_o}{M_s} \right)^2 T_r^{*2}} e^{-\frac{E_2}{R_r T_r^*}} \quad (10)$$

Значения расхода воздуха $\bar{G}_{\text{ВГ}}$ и площади поперечного сечения жаровой трубы $F_{\text{ЖТ}}$ исключались из уравнения (10) заменой их выражениями, учитывающими реальную конструкцию камер сгорания. Результаты расчетов выгорания природного газа представлены на рис. 11. Анализ показывает, что для большинства вариантов между $\eta_{\text{Г}}$ и $\eta_{\text{Г1}}/\alpha_1$ существует однозначная взаимосвязь, отражающая влияние процессов, протекающих в первичной зоне, на выгорание топлива. Изложенный метод расчета дает для большинства вариантов достаточно точное количественное совпадение с экспериментальными данными.

Перевод камер сгорания авиационных ГТД на природный газ связан с решением сложной задачи модификации фронтного устройства и доводки коротких сроков конструкции камер сгорания. Для ее решения необходимо оптимизировать конструктивные и режимные параметры зоны горения: количество вихревых горелок, конструкцию и режим их работы, способ подачи топлива, состав смеси в первичной зоне, глубину проникновения струй вторичного воздуха и расположение их относительно фронтного устройства.

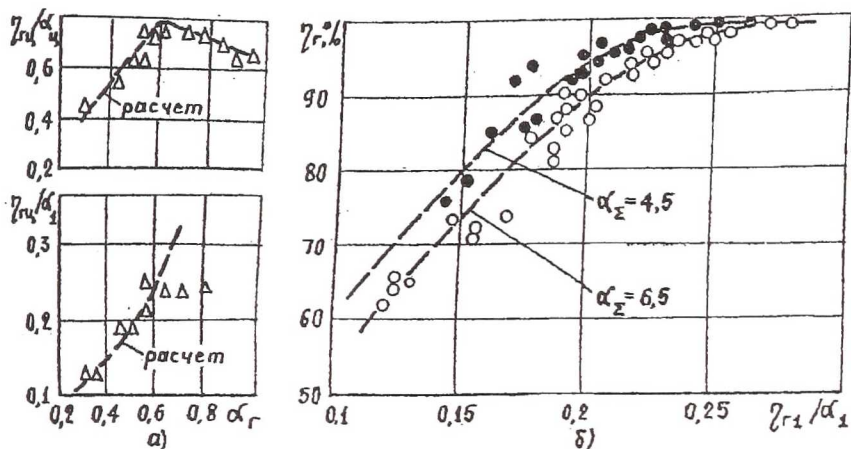


Рис. 11. Результаты расчетов выгорания природного газа в камере сгорания двигателя НК-16СТ

Число горелок целесообразно выбирать в пределах 25...35. Верхний предел ограничивается минимально необходимой мощностью зоны рециркуляции для стабилизации пламени и трудоемкостью регламентных работ, а нижний – окружной неравномерностью поля температур на выходе из камеры сгорания. Причем, с целью отстройки от резонансных режимов работы количество горелок не должно быть кратным количеству лопаток первого соплового аппарата турбины. На всех составах смеси целесообразно обеспечивать стационарный режим истечения топливно-воздушной смеси, выбирая степень закрутки первичного воздуха и длину камеры закручивания в следующих пределах: $S_B = 1,2 \dots 2,4$ а $\bar{L}_{\text{вз}} \leq 0,8$. На выходе из горелки необходимо устанавливать диффузорный насадок, формирующий требуемое распределение топлива по сечению первичной зоны и мощную приосевую зону рециркуляции.

Для уменьшения неконтролируемого пространства за горелками целесообразно использовать насадок коробчатого типа с размерами $\bar{L}_d \geq 0,8$ и $\theta_d/2 = 30 \dots 35^\circ$. Направление вращения воздуха в соседних горелках должно быть одноименное.

Для подачи топлива следует применять центробежные форсунки с направлением вращения газа, противоположным направлению вращения воздуха. Степень закрутки топлива и длина камеры закручивания выбираются из условия обеспечения нестационарного режима истечения топливной струи при минимальной потере давления на форсунке.

Для обеспечения высоких показателей рабочего процесса площадь отверстий для подвода воздуха в первичную зону не должна превышать 0,45, а отверстия для подвода вторичного воздуха необходимо располагать на расстоянии $\bar{l}_1 \geq 0,6$ с глубиной проникновения струй $\bar{B}_{p1} \geq 0,28$.

Разработанные рекомендации оказались полезными при проектировании и доводке камер сгорания двигателей НК-16СТ, НК-30СТ, ГТУ-89СТ-20, ГТУ-95, 9456 и позволили в достаточно короткие сроки получить заявленные характеристики рабочего процесса.

УДК 621.43.056

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ОПЫТНОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ МИКРО ГТД

Ланский А.М., Цыганов А.М., Фетисов В.И., Шамбан М.А.

*Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара;
Машиностроительное конструкторское бюро "Гранит", г. Москва*

Рабочий процесс в камере сгорания характеризуется трехмерной структурой течения с высокой степенью турбулентности, наличием зон отрыва потока и возвратными течениями; включает в себя распыливание, испарение, смещение и горение топлива. В связи со сложностью процесса горения и множеством требований, предъявляемых к его организации, при проектировании камер сгорания, наряду с теоретическими методами, широко применяются экспериментальные исследования, а также полуэмпирические методики расчета, обобщающие опыт их создания.

В настоящее время накоплен наибольший опыт создания камер сгорания ГТД с расходом воздуха через газогенератор $G_B > 50 \dots 100$ кг/с. Вместе с тем, рядом отечественных и зарубежных фирм созданы малоразмерные ГТД с $G_B = 1 \dots 5$ кг/с, отвечающие современным требованиям. В последние годы наметилась тенденция в создании универсального газогенератора с расходом рабочего тела меньше 0,5 кг/с. Согласно опубликованным материалам американской фирмой "Teledyne"[1], ей создано семейство ГТД различного целевого назначения с миделевым диаметром 0,100...0,178 м, длиной 0,274 м, тягой 250...400 Н. Так, например, ГТД модели 324 применяется для аэрофото-