

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Раушенбах Б.В. и др. Физические основы рабочего процесса в камерах сгорания воздушно-реактивных двигателей.-М.: Машиностроение, 1964.-528с.
2. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД.-М.: Мир,1984.-566с.
3. Пчелкин Ю.Ф. и др. Камеры сгорания ГТД.-М.: Машиностроение,1984.-280с.
4. Пираллишвили Ш.А. Исследование дисперсности и степени испаренности вихревым пробоотборником // Изв. вузов. Авиационная техника,1988. N2. С. 59-63.

УДК 621.438

### ЭЛЕМЕНТЫ ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЁТА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД

Лукачёв С.В., Цыганов А.М., Ковылов Ю.Л.

*Самарский государственный аэрокосмический университет*

Несмотря на большое количество работ, опубликованных по вопросам рабочего процесса камер сгорания [1,2,3...], этот узел остаётся наименее представленным в теории двигателей [4,5,6...], например, по сравнению с компрессором или турбиной. Чаще всего это объясняется сложностью и многообразием процессов, протекающих в камере сгорания. На этом фоне предпринимаются многочисленные попытки создания математических моделей камеры более высокого уровня. например [7]. Однако в настоящее время ощущается острый недостаток в надёжных, простых для практического использования, физически обоснованных моделей нулевого и первого уровня, поскольку в практике моторных ОКБ до настоящего времени работы выполняются, как правило, на основе собственного прототипа камеры сгорания с набором собственных расчётных моделей и обобщений экспериментальных данных. В результате, по-прежнему, большая часть времени и материальных средств затрачивается разработчиками на её экспериментальную доводку. Целью данной работы является частичная ликвидация указанного пробела путём наполнения расчётных моделей первых уровней соответствующими алгоритмами. Эти материалы можно использовать в учебном процессе.

В прикладной газовой динамике [8] поставленная задача решена теоретически для потока идеального газа в канале постоянного сечения  $S$  с подводом внешней теплоты  $Q$  при определении его теплового сопротивления  $\sigma_m^*$  и теплового записания ( $\lambda_e=1$ ) выходного сечения канала (см. рис. 1).

В работе [3] «прямой цилиндрический канал, соединяющий компрессор с турбиной», также рассматривается первой стадией развития схемы традиционной камеры сгорания ГТД, следовательно

возврат к такой простейшей схеме может быть оправдан в части установления общих закономерностей для идеальной и реальной камеры сгорания и более точного определения области оптимальной работы камеры в составе двигателя.

### 1. ИДЕАЛЬНАЯ КАМЕРА СГОРАНИЯ

На рис. 1 показана схема идеальной камеры сгорания постоянного сечения  $S$ , объёмом  $V$  и длиной  $L$ , а также характер изменения основных газодинамических параметров.

**Исходные данные для расчёта.** С учётом совместной работы всех узлов двигателя компрессором обеспечиваются следующие параметры на входе в камеру сгорания:  $P_k^*$ ,  $T_k^*$  - давление и температура торможения;  $\lambda_k$  - приведенная скорость потока;  $G_e$  - расход воздуха. В сечении (к) подаётся топливо с расходом  $G_m$ , теплотворной способностью  $H_u$  и стехиометрическим коэффициентом  $L_0$ . Свойства идеального газа задаются показателем адиабаты ( $\kappa$ ), газовой постоянной  $R$ , теплоёмкостью  $C_p$ . В

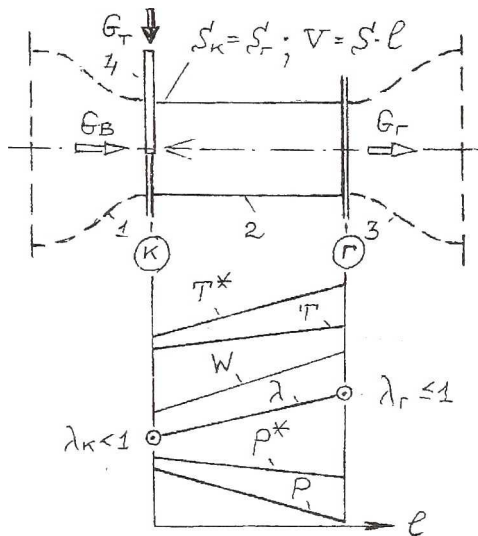


Рис. 1. Расчётная схема идеальной камеры сгорания: 1- компрессор; 2- камера сгорания; 3- турбина; 4- форсунка топливная

камере происходит полное сгорание топлива на всех режимах её работы, то есть полнота сгорания топлива всегда равна единице ( $\eta_z=1$ ).

По исходным данным рассчитываются следующие величины общего порядка.

Расход газа

$$G_k = G_z = G_g + G_m \quad (1)$$

Относительный расход топлива

$$q_m = G_m / G_g. \quad (2)$$

Коэффициент избытка воздуха

$$\alpha_z = G_g / (G_m \cdot L_0). \quad (3)$$

Удельная теплота, подводимая к рабочему телу в камере сгорания

$$Q = q_m \cdot H_u. \quad (4)$$

Расчётные параметры газа на входе в камеру сгорания.

Газодинамическая функция расхода

$$q(\lambda_k) = (G_k \cdot T_k^*) / (m \cdot P_k^* \cdot S), \quad (5)$$

где:  $m=0,0396$  (кг · К/Дж)<sup>0,5</sup> - для продуктов сгорания;  $m = 0,0404$  (кг · К/Дж)<sup>0,5</sup> - для воздуха.

Приведенная скорость  $\lambda_k$  находится с использованием формулы

$$q(\lambda_k) = \lambda_k \cdot \left[ (k+1) / 2 \right]^{\frac{1}{k-1}} \cdot \left[ 1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_k^2 \right]^{\frac{1}{k-1}} \quad (6)$$

В зависимости от заданной точности выполняемых расчётов можно воспользоваться таблицами газодинамических функций или соответствующими графиками (см. рис.2).

Скорость потока

$$W_K = \lambda_k \cdot \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot R \cdot T_k^*} \cdot T_k^* \quad (7)$$

Газодинамические функции полного импульса  $z(\lambda_k)$  и  $f(\lambda_k)$  определяются по соответствующим формулам:

$$z(\lambda_k) = \lambda_k + 1 / \lambda_k, \quad (8)$$

$$f(\lambda_k) = (1 + \lambda_k) \cdot \left[ 1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_k^2 \right]^{\frac{1}{k-1}} \quad (9)$$

**Параметры газа на выходе из камеры сгорания и показатели её работы.** Температура торможения (находится из уравнения энтальпии)

$$T_G^* = H_U \cdot q_T / C_P + T_K^* \quad (10)$$

Подогрев газа в камере сгорания

$$\Delta T_G^* = T_G^* - T_K^* \quad (11)$$

Степень подогрева газа в камере сгорания (с энергетической точки зрения показатель аналогичен степени сжатия воздуха в компрессоре)

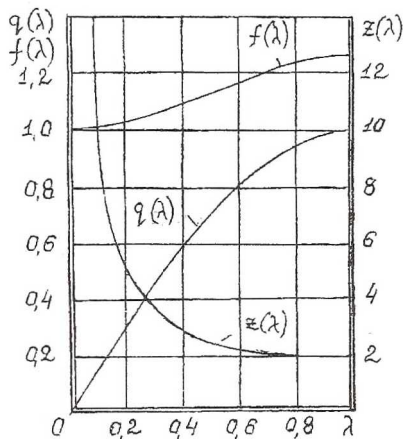


Рис. 2. Газодинамические функции  $q(\lambda)$ ,  $z(\lambda)$ ,  $f(\lambda)$  для дозвукового потока продуктов сгорания ГТД

$$\theta_G^* = T_G^* / T_K^* \quad (12)$$

Относительная тепловая мощность камеры сгорания (реализованная)

$$N_{KC} = (T_G^* - T_K^*) / T_K^* = \Delta T_G^* / T_K^* = \theta_G^* - 1 \quad (13)$$

Относительная располагаемая тепловая мощность камеры сгорания (по отношению к компрессору)

$$N_{TBC} = \frac{H_u \cdot G_T}{C_P \cdot T_K^* \cdot G_B} = \frac{H_u \cdot q_T}{C_P \cdot T_K^*} = \frac{H_u}{C_P \cdot T_K^* \cdot \alpha_G \cdot L_0} \quad (14)$$

Для идеальной камеры сгорания из сравнения (10), (13) и (14) получается, что  $N_{KC} = N_{мс}$ .

В работе [9] показано, что  $N_{мс}$  является критерием подобия, следовательно он может использоваться при построении характеристики ка-

меры сгорания, моделировании процессов, протекающих в камере сгорания. Относительная располагаемая тепловая мощность является замыкающим критерием в цепочке параметров, связанных с расходом топлива:

$$G_m \Rightarrow q_m \Rightarrow \alpha_2 \Rightarrow N_{мс}.$$

Газодинамическая функция полного импульса

$$z(\lambda_2) = z(\lambda_k) / \Theta_\Gamma^* \quad (15)$$

По значению  $z(\lambda_2)$  определяются  $\lambda_2$  и  $f(\lambda_2)$ , например с использованием графиков, приведенных на рис. 2

Скорость потока  $W_\Gamma$  находится по формуле (7) путём замены индексов (к) на индексы (г).

Давление торможения

$$p_\Gamma^* = p_K^* \cdot \frac{f(\lambda_2)}{f(\lambda_k)} \quad (16)$$

Зависимости (15) и (16) получены из уравнения количества движения в полных импульсах в предположении равенства полных импульсов в сечениях (к) и (г). Это утверждение справедливо для камеры сгорания постоянного сечения без гидравлических потерь. В ней снижение давления торможения связано только с тепловым сопротивлением  $\sigma_m^*$  [8]. Эта разность давлений торможения является причиной направленного движения потока газа в камере сгорания.

Коэффициент сохранения давления торможения (газодинамический КПД камеры сгорания)

$$\sigma_\Gamma^* = p_\Gamma^* / p_K^* \quad (17)$$

Для идеальной камеры сгорания  $\sigma_2^* = \sigma_m^*$

Потери давления торможения

$$\delta_K^* = (p_K^* - p_\Gamma^*) / p_K^* = 1 - \sigma_\Gamma^* \quad (18)$$

По аналогии с турбиной можно рассчитать степень понижения давления торможения в камере сгорания

$$\pi_\Gamma^* = p_K^* / p_\Gamma^* = 1 / \sigma_\Gamma^* \quad (19)$$

Время пребывания газа в камере сгорания

$$\tau_n = V / (G_k \cdot \rho_k), \quad (20)$$

где  $\rho_k$  - плотность потока газа на входе в камеру сгорания.

Теплонапряжённость камеры сгорания

$$Q_{vp} = (G_r \cdot H_u \cdot \eta_r) / (V \cdot p_k^*) \quad (21)$$

Для идеальной камеры сгорания  $\eta_r = 1$ .

Используя соответствующие газодинамические функции можно дополнительно рассчитать давление, температуру и плотность потока газа ( $P_\partial, T_\partial, \rho_\partial$ ).

В результате выполненных расчётов представляется возможным построение характеристики идеальной камеры сгорания. По оси X откладывается расход рабочего тела или величина, связанная с ним в виде:

$$G_s \Rightarrow q(\lambda_\kappa) \Rightarrow \lambda_\kappa / \lambda_\kappa \Rightarrow [q(\lambda_\kappa) / q(\lambda_{\kappa^*})]^2 \Rightarrow \sigma_\kappa^* \Rightarrow \pi_\kappa^*.$$

По оси Y - величина, связанная с тепловой энергией в виде любой из указанных величин:

$$G_m \Rightarrow q_m \Rightarrow \alpha_\kappa \Rightarrow N_{мс} \Rightarrow \theta_\kappa^*.$$

Выбор тех или иных параметров по осям координат характеристики камеры сгорания определяется условиями решаемой задачи и степенью обобщения представляемых результатов.

На рис.3 показан вариант характеристики идеальной камеры сгорания в виде преобразованной номограммы для определения её теплового сопротивления [8,1]. Любая точка пересечения координат  $\pi_\kappa^*$  и  $\theta_\kappa^*$  имеет своё значение  $\alpha_r$ . В качестве рабочей выбрана точка (Р) в которой при заданных значениях  $\pi_\kappa^* = 1,05$  и  $\lambda_\kappa = 0,3$  степень подогрева газа имеет фиксированное зна-

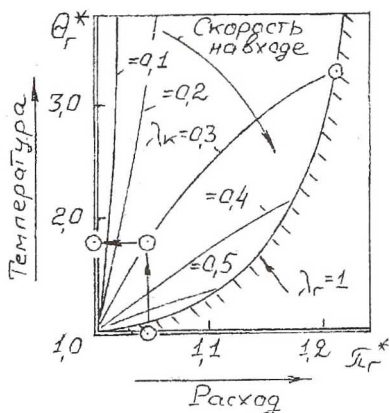


Рис. 3. Характеристика идеальной камеры сгорания: Р- рабочая точка;  $\lambda_r=1$ - линия теплового запираания выходного сечения

чение:  $\theta_2^* \approx 1,8$ . Указанные величины близки к осреднённым значениям для большинства выполненных камер сгорания. Оставляя  $\lambda_k=0,3$ , тепловое запираение выходного сечения идеальной камеры сгорания ( $\lambda_2=1$ ) произойдёт при  $\pi_2^* \approx 1,21$  и  $\theta_2^* \approx 3,3$ .

## 2. РЕАЛЬНАЯ КАМЕРА СГОРАНИЯ

Большинство камер сгорания современных высокотемпературных авиационных ГТД оснащены вихревыми горелками. Через фронтное устройство, включающее в себя вихревые горелки и устройства охлаждения горелок и стенок фронтальной плиты, подаётся более 50% от общего расхода воздуха. В результате происходит постепенный отказ от подвода воздуха в зону горения через крупные отверстия в стенках жаровой трубы [10,11,12...]. Это направление в развитии камер сгорания позволяет сократить длину зоны горения, а следовательно и площадь поверхности жаровой трубы, требующей интенсивного охлаждения. Оно позволяет уменьшить время пребывания газа в высокотемпературной зоне, а следовательно сократить выбросы оксидов азота. Отсутствие крупных относительно холодных струй, внедряющихся в зону горения, позволяет не разрушать структуру закрученного потока за модульной вихревой горелкой и добиваться полного выгорания топлива в пределах зоны циркуляции за вихревой горелкой с  $\eta_2 \rightarrow 1$ . В этом случае обеспечивается низкое содержание оксида углерода, несгоревших углеводородов, включая тяжёлые канцерогенные, а также частиц сажи в продуктах сгорания. Слой воздуха, участвующий в охлаждении жаровой трубы постепенно подмешивается в зону горения, а на его место подаются новые порции воздуха. Принципиальная схема такой камеры сгорания может иметь вид, показанный на рис. 4. В данном случае конструктивное исполнение имеет второстепенное значение, а на передний план выходит правильная организация рабочего процесса и функциональное назначение каждого элемента. Из таких элементов ("кубиков") теоретически можно создать любую схему под конкретное техническое задание (ТЗ) в зависимости от назначения двигателя (гражданская или военная авиация; малоразмерный авиационный, автомобильный двигатель или энергоузел различного назначения; наземная газотурбинная установка для нужд газпрома или электроэнергетики ...).

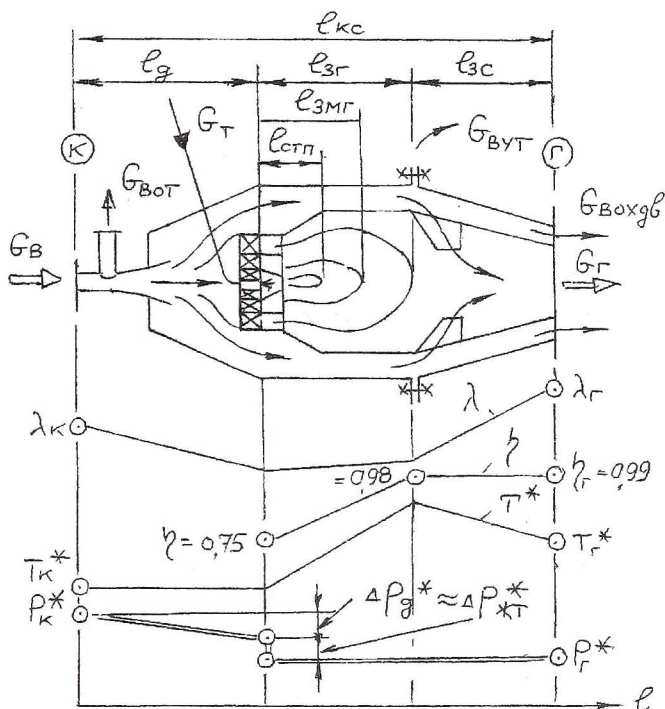


Рис. 4. Расчётная схема реальной камеры сгорания

**Расчётная схема и порядок расчёта.** Воздух, поступающий в камеру сгорания из компрессора, с газодинамической точки зрения делится на несколько элементарных струек с расходом  $G_i$ , включающих в себя отборы и утечки, а также отвечающие за правильную организацию рабочего процесса в камере сгорания (см. рис. 4).

1.  $G_{с от}$  - отбор воздуха на самолётные нужды.
2.  $G_{с ох}$  - отбор воздуха на охлаждение турбины и других узлов двигателя.
3.  $G_{с ут}$  - утечка воздуха через внешние негерметичные соединения корпуса камеры сгорания.

Расход газа в выходном сечении жаровой трубы (баланс расхода):

$$G_z = G_g + G_m - G_{с от} - G_{с ох} - G_{с ут}$$

Расход воздуха в выходном сечении жаровой трубы



$$G_{g_2} = G_2 - G_m = G_6 - G_{6\text{от}} - G_{6\text{от}} - G_{6\text{ут}}$$

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания

$$\alpha_2 = G_{g_2} / (G_m \cdot L_0)$$

Высокая точность определения  $G_{g_2}$  необходима для правильного определения положения рабочей точки (Р) на характеристике камеры сгорания.

4.  $G_{6\text{ мвг стп}}$  - расход воздуха на стабилизацию пламени через внутренний контур модульной горелки. При достижении в этом контуре

$$\alpha_{\text{ мвг срыв}} = G_{6\text{ мвг стп}} / (G_{\text{м стп}} \cdot L_0) \approx 1,8...2,2$$

более точное значение определяется по результатам расчёта или испытаний горелки.

В камере сгорания наступает срыв пламени в результате недопустимого обеднения состава топливо-воздушной смеси. В этом случае целиком по камере сгорания должно выполняться условие:

$$\alpha_{\text{срыв}} = G_{g_2\text{ срыв}} / (G_{\text{м срыв}} \cdot L_0) = 9...15...30.$$

Конкретное значение  $\alpha_{\text{срыв}}$  задаётся ТЗ на проектирование камеры сгорания.

Оно зависит как от назначения двигателя так и от возможностей конструктора обеспечить компромисс между противоречивыми требованиями ТЗ. Таким образом разница в расходах воздуха через внутренний контур модульной горелки и камеру сгорания в целом, а также способность горелки работать на значительно обеднённых смесях позволяют в конечном счёте решить поставленную задачу.

5.  $G_{6\text{ мвг мг}}$  - расход воздуха через внутренний и средний контуры модульной вихревой горелки. Он обеспечивает на режиме малого газа работы двигателя достаточно высокую полноту сгорания топлива ( $\eta_c \geq 0,98$ ) и относительно низкое содержание в продуктах сгорания таких токсичных веществ как оксид углерода (СО), несгоревшие углеводороды (СН), включая тяжёлые канцерогенные углеводороды типа бенз(а)пирена (БП).

Для этого необходимо выдержать условие:

$$\alpha_{\text{ мвг мг}} = G_{\text{ в мвг мг}} / (G_{\text{г мг}} \cdot L_0) \approx 1,$$

а по камере сгорания должно выполняться условие:

$$\alpha_{ГМГ} = G_{ВГМГ} / (G_{ТМГ} L_0) = 5...6,$$

точное значение задаётся ТЗ.

Опять же, соотношение между расходами воздуха через два контура модульной горелки и всю камеру сгорания, а также уверенность в том, что в ней происходит сгорание топливо-воздушной смеси почти стехиометрического состава, обеспечивают выполнение заданных в ТЗ условий.

6.  $G_{6\text{ м62 в3л}}$  - расход воздуха через три контура модульной горелки на взлётном режиме работы двигателя. Здесь необходимо получить максимально возможную полноту сгорания топлива ( $\eta_z \rightarrow 0,999$ ), например в результате сжигания смеси стехиометрического состава; минимальные выбросы с продуктами сгорания токсичных оксидов азота ( $NO_x$ ). Последнее условие обеспечивается при горении сильно обеднённой топливо-воздушной смеси ( $\alpha \geq 1,5$ ). Однако при относительно невысокой теплонапряжённости объёма зоны горения ( $Q_{vp} < 500...1000$  л/с) эти противоречивые требования ТЗ могут быть выполнены при условии

$$\alpha_{\text{м62 в3л}} = G_{6\text{ м62 в3л}} / (G_{Т\text{ в3л}} L_0) \approx 1,5. \quad (22)$$

В этом случае по всей камере сгорания должно выполняться равенство:

$$\alpha_{Г\text{ в3л}} = G_{ВГ\text{ в3л}} / (G_{Т\text{ в3л}} L_0) = 2,5...3,0...4,0,$$

его точное значение задаётся ТЗ.

Более корректно это условие выполнить на одном из самых продолжительных крейсерских режимов.

7.  $G_{6\text{ ох 3с}}$  - расход воздуха на охлаждение внутренних стенок жаровой трубы в районе зоны горения (от модульной горелки до зоны смешения). Как правило этот воздух после охлаждения стенок жаровой трубы подмешивается (эжектируется) в зону горения (см. рис. 5) и участвует в процессе горения, следовательно в формулу (22) необходимо внести поправку:

$$\alpha_{\text{м62 в3л}} = G_{6\text{ 3с в3л}} / (G_{Т\text{ в3л}} L_0) \approx 1,5,$$

где  $G_{6\text{ 3с в3л}} = G_{6\text{ м62 в3л}} + G_{6\text{ ох 3с}}$  - общий расход воздуха, участвующий в процессе горения.

8.  $G_{6\text{ ох 3с}}$  - расход воздуха на охлаждение внутренних стенок жаровой трубы в зоне смешения и формирование радиального профиля температуры в выходном сечении камеры сгорания.

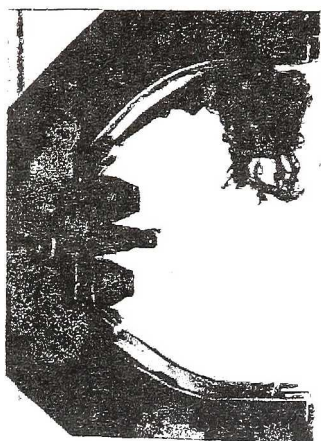


Рис. 5. Эжектирование охлаждающего воздуха в зону горения

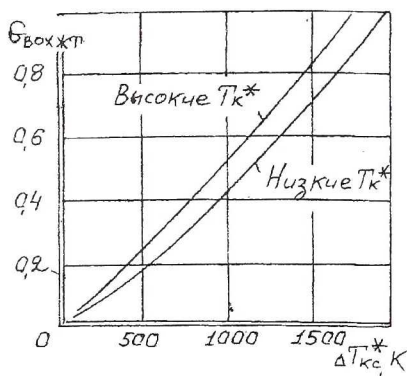


Рис. 6. Изменение относительного расхода воздуха на охлаждение жаровой трубы в зависимости от подогрева газа в камере сгорания

Общий относительный расход воздуха на охлаждение внутренних стенок жаровой трубы

$$G_{ox \text{ жет}} = (G_{ox \text{ зс}} + G_{ox \text{ зс}}) / G_g$$

можно в первом приближении взять из набора статистических зависимостей, типа представленных на рис. 6.

9.  $G_{g \text{ зс}} = G_{g \text{ з}} - G_{g \text{ зс}}$  - расход воздуха через зону смешения, обеспечивающий заданное в ТЗ значение осреднённой температуры газа на выходе из камеры сгорания.

Температура продуктов сгорания в любом характерном сечении жаровой трубы

$$T^* = (H_u \cdot \eta + \alpha \cdot C_{p \text{ в}} \cdot T_k^*) / [(1 + \alpha \cdot L_u) \cdot C_p]$$

определяется методом последовательного приближения в зависимости от принятых значений  $\eta$ ,  $\alpha$ ,  $C_{p \text{ в}}$ ,  $C_p$ . Значения  $C_p$  рассчитываются по соответствующим полиномам [4,5], либо выбираются, в первом приближении, с использованием номограммы, показанной на рис. 7 [1...4]. На рис. 8 показано изменение температуры продуктов сгорания керосино-воздушной смеси в зависимости от  $\alpha$  при  $\eta_c = 1$ .

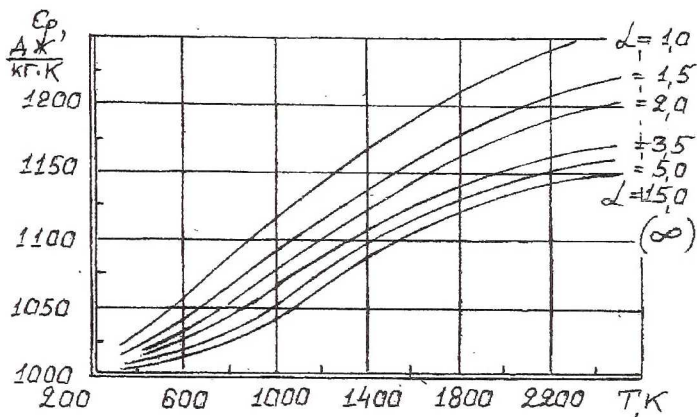


Рис. 7. Средняя теплоёмкость продуктов сгорания авиакеросина в воздухе в зависимости от температуры и состава смеси

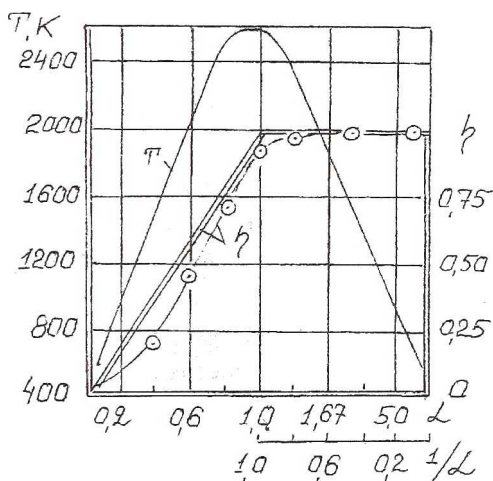


Рис. 8. Изменение температуры и полноты сгорания топлива в зависимости от состава смеси

В литературе приводятся несколько кривых выгорания (см. рис. 8). Для богатых смесей ( $\alpha < 1$ ) можно воспользоваться осреднёнными значениями данных рис. 8; для бедных смесей с  $Q_{вр} < 5000 \dots 1000$  л/с и хорошей организацией процесса горения принять  $\eta = 0,99$ . Для выходного сечения камеры сгорания при расчётах можно принять следующие значения полноты сгорания топлива на соответствующих режимах:

$$\eta_{z \text{ срыва}} = 0,50 \dots 0,75; \quad \eta_{z \text{ запуск}} = 0,8 \dots 0,9; \quad \eta_{z \text{ мз}} = 0,98;$$

$$\eta_{z \text{ взл}} = 0,99; \quad \eta_{z \text{ крейсер}} = 0,999.$$

Относительная тепловая мощность реальной камеры сгорания:

$$N_{\text{кс}} = K_M \cdot K_c \cdot \theta_z^* \quad I, \quad (23)$$

где  $K_M = G_z / G_6$  коэффициент изменения расхода газа в камере сгорания;  $K_c = C_{p z} / C_{p 6}$  коэффициент изменения теплоёмкости газа в камере сгорания от сечения (к) до сечения (г).

Применительно к идеальной камере сгорания этот показатель определяется по формуле (13), в которой отсутствуют поправки в виде коэффициентов  $K_M$  и  $K_c$ .

Полнота сгорания топлива (тепловой КПД камеры сгорания):

$$\eta_z = N_{\text{кс}} / N_{\text{мвс}}. \quad (24)$$

Для идеальной камеры сгорания в силу равенства  $N_{\text{кс}} = N_{\text{мвс}}$  имеем всегда  $\eta_z = 1$ .

Потери давления торможения в камере сгорания также задаются ТЗ. Для большинства выполненных современных высокотемпературных ГТД  $\sigma_z^* = 0,94 \dots 0,96$ . Для надёжного охлаждения турбины также жёстко задаётся перепад давления на стенках жаровой трубы вблизи её выходного сечения. Грубо потери полного давления можно разделить поровну между диффузором и жаровой трубой (см. рис.4). Опытами установлено, что в жаровой трубе отсека многогорелочной камеры сгорания «НК» давление торможения практически постоянно про её длине, то есть  $P_{\text{жст}}^* \approx \text{Const}$ , а так как средне-расходная скорость в зоне горения и каналах между жаровой трубой и корпусом камеры редко превышает значение 50 м/с, то для зоны горения и указанных каналов в расчётах можно принять, что давление торможения и статическое давления равны между собой, то есть:

$$P_{\text{жст } z}^* = P_{\text{ст } z}^*, \quad P_{\text{нар}}^* = P_{\text{нар}}, \quad P_{\text{вн}}^* = P_{\text{вн}}.$$

С учётом сказанного расход воздуха в зону горения через характерное сечение модульной горелки или стенки жаровой трубы определяется по формуле:

$$G = \mu \cdot S \cdot \sqrt{2g \cdot \Delta p_{\text{жст}}^* \cdot \rho}. \quad (25)$$

Значения коэффициентов расхода  $\mu$  берутся из соответствующих справочников, либо по данным, приведенным в таблице. Применительно к зоне смешения  $p = p^* \cdot \pi(\lambda)$ , и в формуле (25) производится замена  $\Delta P_{\text{жст}}^*$  на  $\Delta P_{\text{жст}}$ .

Таблица. Ориентировочные значения коэффициентов расхода элементов жаровой трубы

Элемент	Завихритель воздуха			Щель охл.	Отв. в ЖТ	Патрубок плоский
	30°	45°	60°			
$\mu$	0,55	0,35	0,30	0,90	0,90	0,80

Таким образом, распределение воздуха по длине жаровой трубы можно получить тремя способами по мере уточнения результатов термогазодинамического расчёта камеры сгорания, а именно:

1. Пропорционально соответствующим площадям проходных сечений жаровой трубы;
2. Пропорционально площадям и с учётом коэффициентов расхода;
3. Пропорционально площадям, с учётом коэффициентов расхода, а также с учётом изменения плотности (сжимаемости) газа и соответствующих перепадов давления на стенках жаровой трубы, которые значительно возрастают в зоне смешения по мере приближения к выходному сечению из-за ускорения потока в результате геометрического и расходного воздействия на него.

Полученные результаты расчёта наносятся на характеристику камеры сгорания (см. рис.9, стр.142), подобную характеристике идеальной камеры сгорания (см. рис. 3), но уже с изолиниями полноты сгорания топлива (теплового КПД камеры сгорания).

Для выполнения большого числа противоречивых требований ТЗ на проектирование камеры сгорания во всей области рабочих и переходных режимов работы двигателя необходимо одновременное рассмотрение изменения выходных характеристик камеры сгорания (во многом зависящих от совместной работы всех узлов двигателя) и анализа процессов, происходящих в зонах горения и смешения камеры сгорания, то есть нужна математическая модель камеры сгорания интегрированная в математическую модель двигателя.

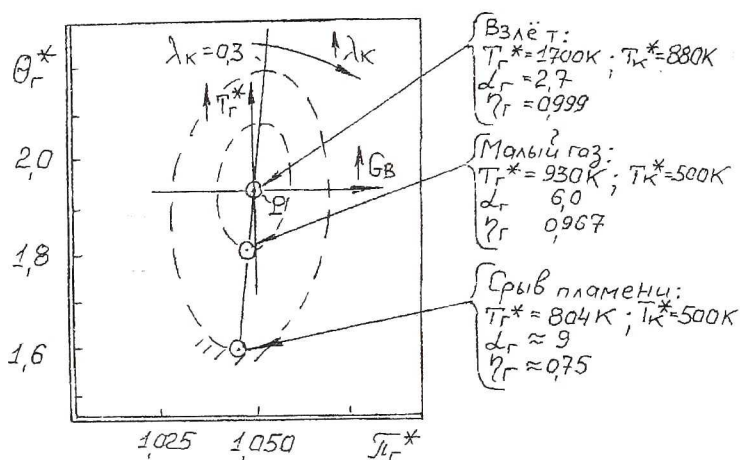


Рис. 9. Фрагмент характеристики камеры сгорания современного ГТД

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зуев В.С., Скубачевский Л.С. Камеры сгорания воздушно-реактивных двигателей: Учебное пособие. - М.: Оборонгиз, 1958.-214с.
2. Пчёлкин Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. - М.: Машиностроение, 1984.- 280 с.
3. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД: Перевод с англ.- М.: Мир, 1986.- 566с.
4. Теория и расчёт воздушно-реактивных двигателей / Под ред. Шляхтенко С.М.: Учебник. - М.: Машиностроение, 1987.- 568с.
5. Нечаев Ю.Н., Фёдоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей: Учебник. - Ч2.- М.: Машиностроение, 1978.- 336с.
6. Кулагин В.В. Теория газотурбинных двигателей: Учебник. Ч2.-М.: Авиаин-т, 1994.- 304с.
7. Мингазов Б.Г. Внутрикамерные процессы и автоматизированная доводка камер сгорания ГТД. -Казань: Казан. гос. техн. ун-т, 2000.-168 с.
8. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика: Учебник. - Ч1.-М.: Наука, 1991.-600с.
9. Ковылов Ю.Л., Лукачёв С.В., Цыганов А.М. Элементы методологии проектирования и теории камер сгорания ГТД, ГТУ // Вестник СГАУ.- Серия: Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. - Самара, 1998, Вып. 1.- С.165-189.