

3. Пчелкин Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
4. Резник В.Е. и др. Инженерные основы проектирования камер сгорания ГТД. – Куйбышев: КуАИ, 1981. – 80 с.
5. Большагин В.И., Саркисов А.А. Совершенствование характеристик основных камер сгорания ГТД. – Межвузовский научный сборник «Испытания авиационных двигателей», Уфа: Уфимский авиационный институт, 1976. – № 4. – С. 117 – 126.
6. Полякова М.В. Статистический анализ и обобщенные зависимости неравномерности поля температур газа перед турбиной от основных параметров камер сгорания ГТД. Труды ЦИАМ, № 891, 1980. – 44 с.
7. ОСТ 1.00411–81. Камеры сгорания (основные) газотурбинных двигателей. Методы обработки результатов измерений полей температур газа. – 4 с.

УДК 629.7.036.(071.1)

ОСОБЕННОСТИ ГАЗОДИНАМИКИ И РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МАЛОРАЗМЕРНОЙ ПРОТИВОТОЧНОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Колосков А.С., Онищик И.И., Осипов Х.С., Христофоров И.Л.

Московский авиационный институт (технический университет), г. Москва

Во многих малоразмерных газотурбинных двигателях (МГТД) применяется компрессор с центробежной ступенью. Для сокращения продольного размера двигателя, камера сгорания располагается над турбиной и имеет противоточную схему (рис. 1).

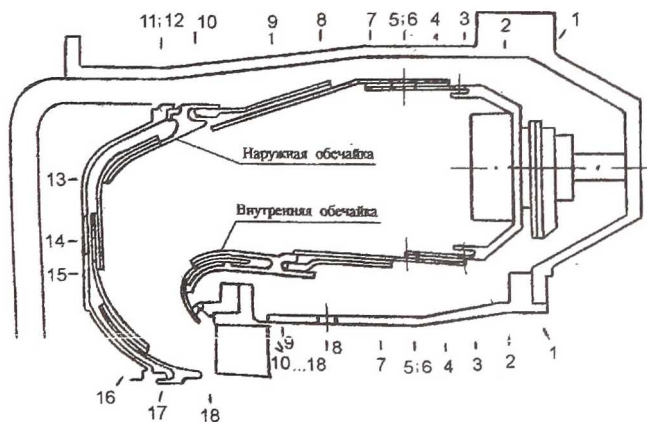


Рис. 1. Схема противоточной камеры сгорания

В связи с уменьшением размера, скорость течения в такой камере меньше, чем в камерах полноразмерных двигателей (9...15 м/с против 40...50

м/с), а характерное время пребывания немного больше, из-за увеличенной длины газосборника.

Полное давление $P_{\text{вн}}^*$ во внутреннем кольцевом канале противоточной камеры сгорания оказываются меньше чем в наружном канале, из-за наличия поворота и того что, воздух туда поступает пройдя часть наружного кольцевого канала. Поэтому параметры струй вторичного воздуха (начальные углы наклона, глубины проникновения и количества движения), втекающего через отверстия во внешней и внутренней стенках обечайки будут различны.

Исследовалась противоточная камера сгорания, имеющая следующие параметры $T_{\text{г}}^* = 1600 \text{ К}$, $\delta_{\text{кс}}^* = 4 \%$, $\alpha = 2,5$, $\eta = 0,99$, $W_{\text{мид}} = 98 \text{ м/с}$, $t = 9 \text{ мс}$. Для данной камеры был проведен поверочный гидравлический расчет, при котором камера сгорания разбивается на ряд характерных сечений (рис. 1), где рассчитываются осредненные по сечениям значения полного и статического давления в жаровой трубе и кольцевых каналах, перепады давлений на стенках жаровой трубы, скорости в жаровой трубе и кольцевых каналах, температура газа в жаровой трубе. Принятые в расчете значения полного давления в наружном и внутреннем кольцевых каналах постоянны. При этом величина полного давления во внутреннем кольцевом канале меньше чем в наружном на величину потерь при повороте канала. Перепад давлений на наружной и внутренней стенках жаровой трубы рассчитывается как разность статического давления в соответствующем кольцевом канале и среднего значения статического давления в жаровой трубе. Не учитывается распределение давления в поперечном сечении на стенках жаровой трубы. Как показано ниже, разность давлений на наружной и внутренней обечайках криволинейного газосборника может достигать заметной величины. Поэтому при расчете перепада в криволинейном канале необходимо знать давление на соответствующей стенке, а не среднее по сечению жаровой трубы. Однако следует заметить, что если кривизна канала и скорость потока в жаровой трубе малы, то разница давлений на наружной и внутренней стенках будет незначительна, и данную методику можно использовать для оценки параметров в камере сгорания.

Аналогично можно представить и скорость истечения в отверстиях на обечайках жаровой трубы, так как скорость истечения пропорциональна корню квадратному от перепада давления на стенке $W \sim \sqrt{\Delta P_{\text{ст}}}$

Расчет показывает, что скорость истечения в отверстиях наружной

стенки больше скорости истечения в отверстиях внутренней стенки, как на прямолинейном участке жаровой трубы, так и в петлевом газосборнике. Хотя можно ожидать, что в газосборнике скорость истечения в отверстиях на внутренней стенке может быть больше чем в отверстиях наружной. В расчете, разные скорости истечения на разных стенках в одном сечении вызваны тем, что учитываются только разные значения давлений в кольцевых каналах и совсем не принимается во внимание изменение давления по высоте жаровой трубы.

Данный расчет не позволяет учесть кривизну канала и изменение параметров по высоте жаровой трубы, по его результатам трудно судить об истинных значениях параметров потока, особенно в петлевом газосборнике. Поэтому результаты этого расчета можно считать приближенными.

Колосковым А.С., Онищиком И.И., Христофоровым И.Л. были проведены расчетные и экспериментальные исследования течения газа в модели

криволинейного газосборника (рис. 2). Модель была спроектирована по методике Шерстюка А.Н. из условия безотрывного обтекания газа. Данная методика позволяет рассчитывать геометрию криволинейного канала и параметры потока в нем, при условии

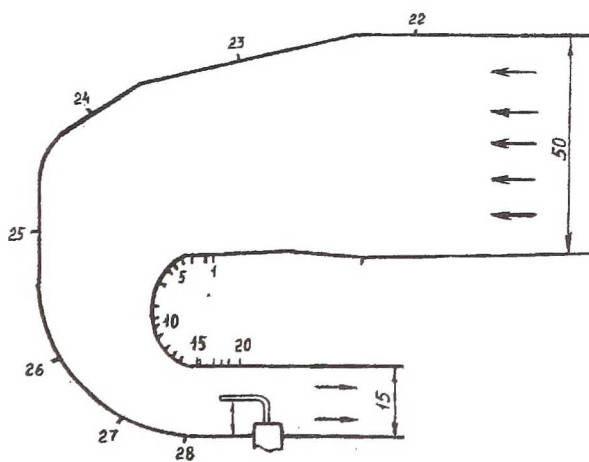


Рис. 2. Схема модели газосборника

идеального газа и без учета вязкости. Тем не менее расчет и экспериментальные данные, полученные при холодной продувке удовлетворительно согласуются между собой. Некоторые результаты опытов представлены на рисунках 3 и 4. Из рисунка 3 видно, что полное давление по высоте канала постоянно, а скорость у внутренней стенки больше чем у наружной. Это связано с действием центробежной силы, в результате воздействия которой давление на наружной стенке больше чем на внутренней. Что приводит к смещению

максимума продольной скорости в направлении внутренней стенки. На этом же рисунке нанесена расчетная кривая эпюры скоростей. Отличие опытных данных от расчетных наблюдается лишь вблизи стенок модели.

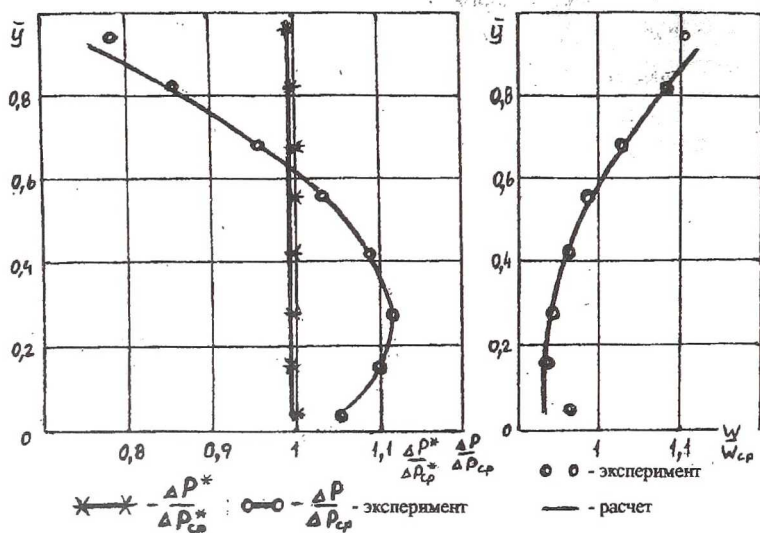


Рис. 3. Относительные давление и скорость на выходе из модели камеры сгорания.

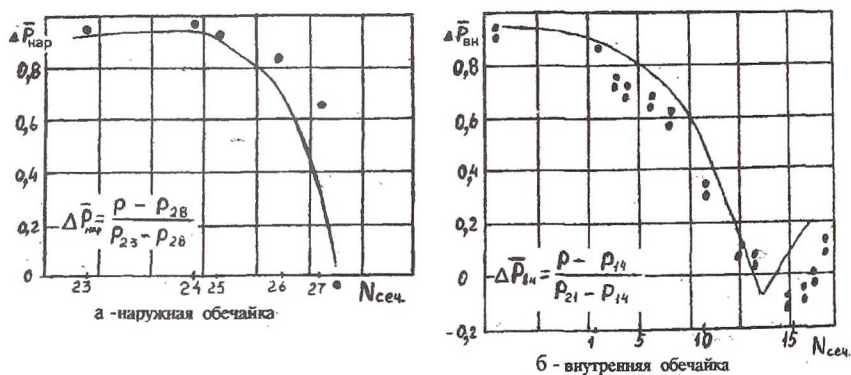


Рис. 4. Изменение относительного давления газа вдоль стенок канала петлевого газосборника

На рисунке 4 показано распределение давлений на наружной и внутренней стенках, полученных в результате эксперимента (обозначены точками) и в результате расчета (сплошная линия). Расчет правильно передает характер изменения давления в направлении потока. Из рисунка 4 видно, что давление на внутренней границе канала снижается монотонно в пределах

криволинейного участка стенки. После перехода канала на прямолинейный участок, давление в начале уменьшается, а затем возрастает, что может стать причиной отрыва потока. На наружной стенке давление уменьшается по всей длине криволинейного газосборника. Уменьшение давления на стенках связано с конфузурностью канала и отражает общее падение давления по потоку. Возрастание давления на прямолинейном участке внутренней стенки происходит из-за того что, действие центробежной силы прекратилось, но продолжает действовать поперечный перепад давления. Под действием неуравновешенных сил на прямолинейном участке происходит выравнивание давления по высоте канала. При этом возможны колебания давления и скорости, которые будут происходить уже в сопловом аппарате турбины. Протяженность зоны, на которой происходит выравнивание параметров, достигает вероятно величины $(1 \dots 1,5)H$ высоты канала.

При движении потока в криволинейном канале возникают кориолисова и центробежная силы. Под воздействием центробежной силы создается поперечный градиент давления. В результате чего происходит существенная перестройка потока. При некоторых условиях течения в криволинейном канале на стенках могут возникнуть зоны с положительным градиентом давления, где возможен отрыв потока. По данным работы [2] отрывная зона возникает на внутренней стенке в конце поворотного участка и заканчивается в прямолинейной части вниз по потоку. На внешней стенке отрывная зона формируется в начале поворота канала и находится в криволинейной части. На внутренней стенке отрывная зона оказывается более интенсивной, чем на внешней. Протяженность и толщина этих зон зависят от числа Рейнольдса Re , кривизны канала, температуры стенок. Отрывные зоны могут привести к увеличению потерь полного давления, вызвать деформацию поля температур, а следовательно, перераспределение тепловых потоков на стенках. Современные камеры сгорания работают при больших температурах газа T_f^* . Поэтому необходимо интенсивно охлаждать стенки криволинейного газосборника. Охлаждающий воздух поступает из рубашки камеры в жаровую трубу. Формирование заданной энтропии температур производится вдувом вторичного воздуха. В работе [3] исследовалось влияние на отрывные зоны вдува и отсоса воздуха в криволинейный канал. Отмечается важность не только расхода вдуваемого или отводимого воздуха, но также местоположение отсоса и вдува относительно зон циркуляции. Однако вдув воздуха в канал ухудшает газодинамику

течения и приводит к увеличению отрывных зон. Следует отметить, что в работах [2, 3] исследовалось течение в плоском канале постоянного сечения с поворотом потока на 90. Однако противоточные камеры сгорания имеют конфузорный петлевой газосборник кольцевого типа, что не позволяет перенести результаты работ [2, 3] на камеры такой схемы.

Чтобы оценить влияние петлевого газосборника на формирование эпюры температур, замерялись температурные поля секции противоточной камеры сгорания и эквивалентной ей прямоточной модели. Некоторые результаты проведенных замеров представлены на рис. 5. Результаты экспериментов по-

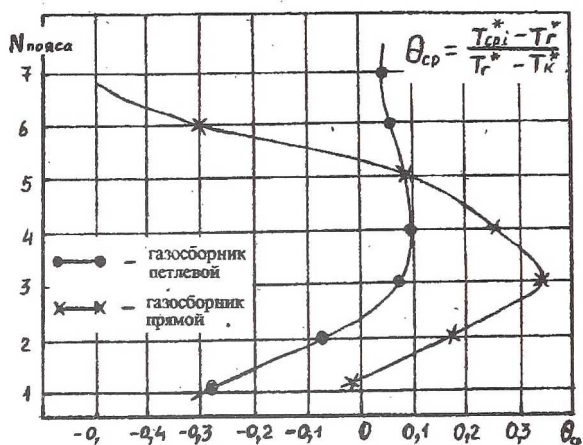


Рис. 5. Эпюры относительных температур в выходных сечениях газосборника

казывают, что в распределении температур в прямоточной модели имеет место значительная неравномерность, как по высоте выходного сечения, так и в поперечном направлении. Это связано, вероятно, с недостаточной глубиной проникновения струй вторичного воздуха и влиянием воздуха охлаждающего стенки

газосборника. Поле температур, измеренное на срезе выходного канала криволинейного газосборника имеет неравномерный профиль. Однако эта неравномерность меньше чем у эквивалентной прямоточной камеры. Максимальное отклонение от среднего уровня температур не превышает величины $\Theta_{j,ф} = (T_{j,ф}^* - T_k^*) / (T_r^* - T_k^*) \leq 1,1$ (рис. 5). Профиль средней температуры достаточно равномерен по высоте канала за исключением участка вблизи корня лопатки турбин, где наблюдается чрезмерно пониженное значение температур $\Theta_{j,ф} \approx 0,7$. Подобное пониженное значение неравномерности у корня лопатки наблюдается и у профиля температур противоточной камеры сгорания изделия, испытанного на АМНТК "Союз" (рис. 6). Это связано вероятно с характером течения потока в криволинейном канале газосборника и

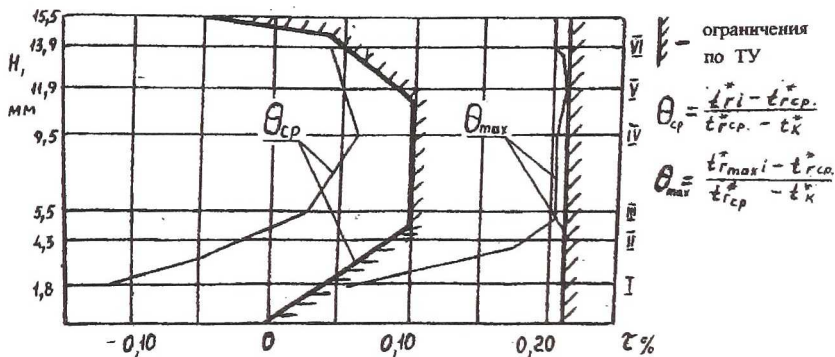


Рис. 6. Поле относительных температур на выходе противоточной камеры сгорания

распределением параметров по высоте. Эпюры радиальной и максимальной неравномерности укладываются в заданные пределы. Таким образом противоточная камера сгорания имеет высокую полноту сгорания, удовлетворительные показатели по неравномерности полей температур, а также эмиссии вредных выбросов: число дымности $D = 5$, окислы азота $NO = 20,5$ г/кг-топл., окислы углерода $CO = 20$ г/кг-топл., углеводороды $CH = 3,5$ г/кг-топл.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД. - М.: 1986.
2. Грабовский В.И., Жестков Г.Б. Расчет ламинарного течения сжимаемого газа при наличии теплообмена в плоских криволинейных каналах. // Изв. АН СССР, МЖГ. - 1983. - №2.
3. Грабовский В.И. Расчетное исследование теплообмена в условиях ламинарного течения газа в плоском криволинейном канале при отсосе и вдуве. // ИФЖ. - 1985. - Т.48, №4.

УДК 621.43.056

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ОБ ОБОБЩЕННОЙ ХАРАКТЕРИСТИКЕ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД МЕТОДОМ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ

Крашенинников С.В., Лукачев С.В.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Список обозначений*

α - коэффициент температуропроводности, m^2/s ; C - концентрация, kg/m^3 ; C_p - изобарная теплоемкость, $Dж/(кг \cdot K)$; D - коэффициент диффузии, m^2/s ; d - характер-