

А. Б. Агеев, Б. И. Мамаев

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ СМЕСИТЕЛЯ ТРДД

Смещение потоков внутреннего и наружного контуров в выходном устройстве ТРДД является эффективным средством улучшения экономичности на крейсерском режиме и снижения шума реактивной струи на взлете. Для этого смеситель должен обеспечивать высокую полноту смешения и минимальные гидравлические потери, что непросто сбалансировать наилучшим образом в двигателях с высокой степенью двухконтурности y . В таких двигателях в смещение должна вовлекаться значительная масса воздуха наружного контура, а этот процесс сопровождается увеличением гидравлических потерь, имеющих повышенное влияние на удельный расход топлива C_R из-за относительно малых степеней сжатия в вентиляторе. Оптимизация смесителя усложняется тем, что ее приходится выполнять по результатам стендовых испытаний, учитывая значительное изменение влияния смешения и гидравлических потерь в смесителе на величину C_R при изменении скорости полета и скорости истечения газа из реактивного сопла. Таким образом, проектирование и доводка смесителя ТРДД с большой величиной y связаны не только с решением задач по достижению высокой полноты смешения и низких гидравлических потерь, но и с точным определением этих параметров на стенде и правильной их переоценкой для высотных условий.

Авторами был спроектирован и исследован лепестковый смеситель для двигателя, который характеризуется на крейсерском режиме величиной $y=4,7$, отношением полных температур газа и воздуха на входе в смеситель $T=2,5$, приведенными скоростями внутреннего и наружного потоков на выходе из смесителя, равными 0,4 и 0,46. Реальное использование таких смесителей в подобных ТРДД пока не нашло широкого распространения, поэтому полученные результаты исследования могут представлять интерес.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СМЕСИТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА

При проектировании камеры смешения и смесителя были сформулированы и учтены следующие положения:

- при относительно малых габаритах смеситель должен обеспечивать большую глубину взаимного проникновения газового и воздушного потоков;
- форма камеры смешения, образованной внешней оболоч-

кой и центральным стекателем, должна обеспечивать безотрывное обтекание наружной поверхности мотогонодолы и внутренних поверхностей выходного устройства;

— газовоздушный поток в камере смешения должен иметь минимально возможные скорости и полное выравнивание параметров в окружном направлении;

— струи воздуха за смесителем должны достигать поверхности стекателя, а не размываться газом.

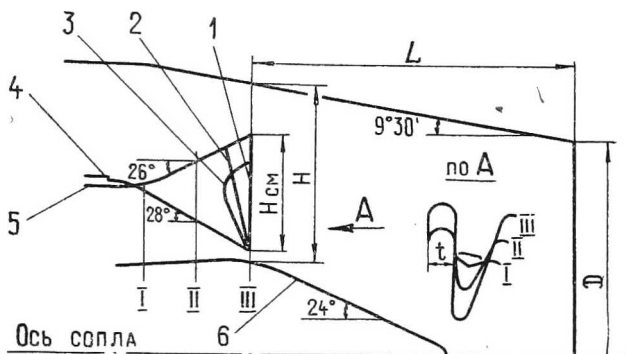


Рис. 1. Схема проточной части смесительного устройства:

1 — смеситель № 1 (исходный вариант); 2 — смеситель № 2; 3 — смеситель № 3; 4 — фланец крепления смесителя; 5 — статор турбины; 6 — стекатель; D — диаметр сопла, L — длина камеры смешения, t — средняя ширина «горячего» лепестка на выходе; $H_{см}/H=0,61$, $L/D=0,76$, $L/t=13$

На рис. 1 представлена выбранная геометрия камеры смешения и смесителя. Для уменьшения габаритов углы раскрытия лепестков в меридианном сечении выполнены на максимальных уровнях, которые по имеющемуся опыту не должны приводить к отрывному течению. При этом угол раскрытия со стороны наружного контура больше, чем со стороны внутреннего, так как условия поворота потока здесь более благоприятны вследствие поджимающего действия на него внешней оболочки. С целью повышения устойчивости внутреннего обтекания смеситель по длине выполнен с небольшой конфузурностью, составляющей в целом 4% уменьшения осевой площади.

Отношение $H_{см}/H$, задающее глубину взаимного проникновения потоков, выбрано достаточно большим, что позволяет в процессе доводки оптимизировать смеситель путем различных его подрезок [1, 2].

Число лепестков z влияет на перемешивание потоков в окружном направлении и определяет радиусы передних кромок

лепестков. Понятно, что при небольшом z для выравнивания потока требуется больший путь. Поскольку габариты и углы заужения камеры смещения реально назначаются по условиям внешней аэродинамики мотогондолы, то в этом случае смещение может либо не завершиться, либо закончиться в зоне высоких скоростей выходного насадка, что снижает полноту смещения и повышает гидравлические потери. Большое z определяет короткий путь смещения и малые радиусы кромок; последнее уменьшает искривление линий тока в окружном направлении на входе в смеситель и соответственно местные потери давления. Однако большое z увеличивает поверхность смесителя и соответственно его вес и потери трения. Выбранное $z=18$ оптимально [1]: обеспечивает выравнивание потока в области малых скоростей и приемлемые радиусы кромок лепестков.

Особенностью профилирования смесителя является постоянство радиусов передних кромок лепестков по всей их длине (см. рис. 1). При этом к выходу внутренний межлепестковый канал по ширине заужается и к периферии снижается загромождение входного сечения, что повышает устойчивость обтекания боковых стенок, а также уменьшает местные искривления и ускорения потока на верхних лобовых поверхностях лепестков.

Чтобы холодный поток достигал поверхности стекателя и устранял горячее ядро в реактивной струе, стекателю придана форма с подъемом диаметра в средней части и выходным конусом, касающимся своей поверхностью линий тока холодных струй за смесителем. С этой же целью выбранная ширина лепестка на минимальном диаметре обеспечивает достаточно большой калибр струи воздуха, приблизительно равный радиальному зазору между смесителем и стекателем.

В процессе исследования смесителя его лепестки дважды дорабатывались путем подрезки (смесители № 2 и 3 на рис. 1).

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ И ИХ АНАЛИЗ

Эффективность работы выходного устройства со смесителем и без него проверялась при испытаниях двигателя с оценкой совершенства обтекания лепестков, полноты смещения и экономичности. Для этого выполнялись измерения полных и статических давлений потоков в смесителе, температур газа и воздуха на входе в лепестки T_{I}^* , T_{II}^* и на срезе выходного насадка T_{Σ}^* , а также величины C_R . Для измерений использовались многоточечные пневмотермогребенки и одноточечные трубчатые приемники полного и статического давлений, установленные непосредственно на поверхности лепестков (рис. 2, а).

При анализе результатов измерений сопоставлялись значения C_R и полноты смещения K [3] соответственно для случаев работы двигателя со смесителем и без него.

Дополнительные гидравлические потери $\Delta \bar{P}_{см}^*$, вносимые смесителем при его установке вместо эквивалентного по проходной площади конического насадка, оценивались по разнице между ожидаемым снижением удельного расхода топлива ΔC_{R_0} , которое соответствует измеренной величине повышения полноты смешения ΔK , и фактически замеренной величиной ΔC_R [2]. Для этого предварительно были выполнены термодинамические расчеты двигателя по определению влияния на экономичность полноты смешения и потерь полного давления в условиях взлета и крейсерского полета;

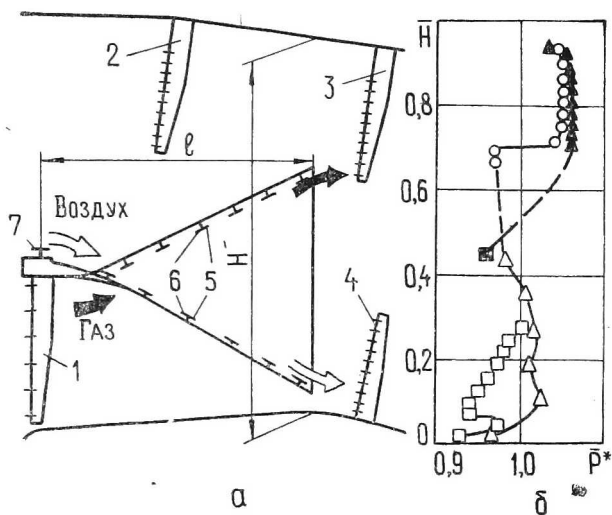


Рис. 2. Приемники давления (а), результаты измерений давления (б) $(\bar{P}^* - P_i^* / P_{6I}^* ср)$:

пневмогребенки: 1 — P_{6I}^* ; 2 — P_{6II}^* ; 3 — P_{7II}^* ; 4 — P_{7I}^* ; датчики: 5 — статического давления; 6 — полного давления; 7 — P_{23}^* ; \triangle — P_{6I}^* ; \square — P_{7I}^* ; \blacksquare — P_{6II}^* ; \boxtimes — P_{23}^* ; \circ — P_{7II}^*

На рис. 3 представлены распределения относительных температур $\Theta_i = (T_{8i}^* - T_{11}^*) / (T_i^* - T_{11}^*)$ по сечению реактивной струи. Видно, что смеситель практически устраняет горячее ядро струи и формирует частично «перевернутый» профиль температур, благоприятный для снижения шума [4]. Такой характер распределения $\Theta_i(r)$ свидетельствует о том, что струи газа за смесителем пробивают поток воздуха и перетекают к периферии выходного канала, расширяя зону смешения. Это подтвердило целесообразность выбора относительно короткого лепестка без радиусного козырька на периферии. Причем подрезка смесителя № 3 (см. рис. 1) усилила этот эффект, сузив пе-

риферийную несмещанную зону потока (см. рис. 3), по сравнению с исходным и подрезанным по периферии смесителем № 2.

Из распределений температур на рис. 3 следует также, что в окружном направлении происходит существенное ее выравнивание: окружные различия, измеренные за «горячим» и «холодным» лепестками, незначительны по сравнению с неравномерностью вдоль радиуса.

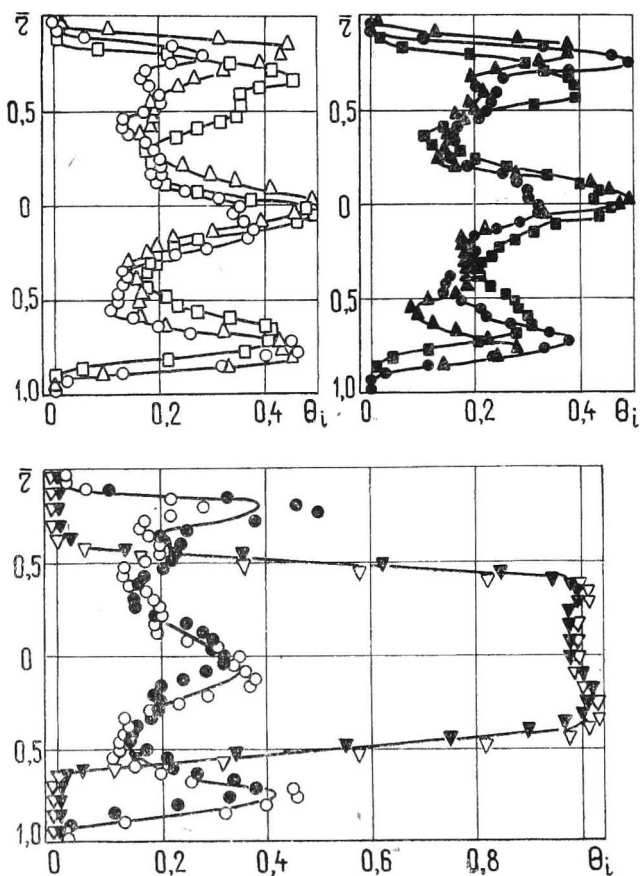


Рис. 3. Распределение температуры по радиусу реактивной струи на срезе сопла ($r=r/r_0$, r_0 — радиус сопла):
 смесители: \circ , \bullet — № 1; \square , \blacksquare — № 2; \triangle , \blacktriangle — № 3; ∇ , \blacktriangledown — конус; термогребенка T_{s^*} расположена: \circ , \square , \triangle , ∇ — вертикально; \bullet , \blacksquare , \blacktriangle , \blacktriangledown — горизонтально

Полнота смешения определялась путем интегрирования распределений $\Theta_i(r)$ по формуле [2]

$$K = \frac{\sqrt{\eta} - \frac{\sqrt{\bar{T} + y}}{\sqrt{(1+y)(\bar{T} + y)}}}{1 - \frac{\sqrt{\bar{T} + y}}{\sqrt{(1+y)(\bar{T} + y)}}},$$

где

$$\eta = n^2 \left/ \left(\sum_1^n \sqrt{\Theta_i (\bar{T} - 1) + 1} \cdot \sum_1^n \frac{1}{\sqrt{\Theta_i (\bar{T} - 1) + 1}} \right) \right.; \quad \bar{T} = T_1^* / T_{11};$$

n — число струек.

При работе со смесителем $K=0,85$, без смесителя — $K=0,2$, т. е. $\Delta K=0,65$. На взлете это соответствует $\Delta \bar{C}_R = -1,56\%$. Фактически после установки смесителя величина C_R возросла на $0,4\%$. Таким образом, дополнительные потери в камере смешения, соответствующие $\Delta \bar{C}_R = 1,96\%$, не только компенсировали идеальный выигрыш от смешения, но и привели к понижению экономичности. Такое ухудшение C_R на режиме взлета мог вызвать прирост потерь полного давления $\Delta \bar{P}_{см}^* \approx 0,8\%$.

Согласно термодинамическим расчетам, при переходе к крейсерским условиям полета влияние полноты смешения на экономичность возрастает в 2,2 раза, а потерь полного давления уменьшаются в 2,3 раза; величина y изменяется слабо, а приведенные скорости в смесителе возрастают примерно на 5% . С учетом того, что эпюра Θ_i (см. рис. 3) в широком диапазоне наземных режимов работы менялась незначительно, для высотных условий можно ожидать сохранения достигнутой величины ΔK и увеличения потерь $\Delta \bar{P}_{см}^*$ из-за роста скоростей до $0,9\%$. При этом спроектированный смеситель будет обеспечивать на крейсерском режиме существенное снижение величины C_R примерно на $2,5\%$. Такой выигрыш согласуется с ожидаемым улучшением крейсерской экономичности, полученным в других исследованиях с учетом реальных потерь [5, 6].

Аналогично было оценено влияние подрезки лепестков. Результаты сопоставления эффективности вариантов смесителя представлены в таблице. Из нее видно, что подрезка по периферии смесителя № 2, снижая на взлете величину C_R и потери давления, ухудшает полноту смешения; в крейсерском полете при этом экономичность не улучшается. Боковая подрезка смесителя № 3, несколько снижая величину C_R и потери давления на взлете, повышает полноту смешения, что заметно улучшает крейсерскую экономичность.

Отметим, что сопоставление конического насадка и смесителя проводилось на двигателе, спроектированном со смесителем, без каких-либо изменений камеры смешения и обводов внешнего контура. Эта особенность, которая учитывалась при обра-

Параметр	Смеситель			
	№ 1	№ 2	№ 3	конус
К	0,85	0,81	0,865	0,2 *
На взлете, %				
$\Delta \bar{P}_{см}^*$	0,8	0,6	0,7	0
$\Delta \bar{C}_R$	+0,4	0	+0,15	0
В крейсерском полете, %				
$\Delta \bar{P}_{см}$	0,9	0,67	0,79	0
$\Delta \bar{C}_R$	-2,5	-2,5	-2,65	0

ботке экспериментов, связана с тем, что никакой гладкий конический насадок не может точно моделировать смеситель по воздействию на оба контура, так как при одинаковом соотношении проходных площадей смеситель и конус имеют разное по контурам соотношение коэффициентов расхода и гидравлических потерь и разное влияние на работу турбокомпрессора. Поэтому, если на двигателе с конусом подобрать оптимальные режимы работы внутреннего и наружного контуров и попытаться их сохранить, установив смеситель, то для этого потребуются в идеальном случае изменение размеров наружного и внутреннего контура в зоне смесителя, а также изменение площади выходного насадка.

Анализ результатов термодинамического расчета показывает, что гидравлические потери и снижения пропускной способности каналов внутреннего и наружного контуров, вносимые смесителем, существенно влияют на условия работы турбины низкого давления, вентилятора и очень слабо на параметры турбокомпрессора высокого давления. При этом изменение условий работы турбины низкого давления (по загрузке, пропускной способности и выходной закрутке потока) практически не ухудшает ее к. п. д. Это позволяет предварительно путем изменения только площади выходного насадка оценить влияние условий работы вентилятора (по степени сжатия и расходу) на экономичность двигателя и затем при установке смесителя учесть величину этого влияния в общем изменении величины C_R , тем самым выделив воздействие только смесителя на экономичность. Практически дроссельные характеристики двигателя со смесителем и без него снимались с четырьмя различными по площади (в диапазоне 20%) выходными насадками. Фактическое влияние смесителя на величину C_R определялось сравнением дроссельных характеристик на режимах, одинаковых по тяге и по условиям работы вентилятора, при сопоставлении величин C_R , полученных на взлетной тяге в функции от площади

выходного насадка. Такая методика проведения экспериментов позволила надежно оценить влияние смесителя на экономичность, что подтвердилось при повторных испытаниях двигателя с существенно другими характеристиками вентилятора. При этом выяснилось, что смеситель может значительно смещать настройку вентилятора в сторону повышения степени сжатия и влиять на его параметры так же, как уменьшение площади выходного насадка на 5—8%.

Потери давления от смешения потоков складываются из потерь на трение и местные отрывы, а также ударных потерь, возникающих при вязком взаимодействии струй различной скорости. Будем полагать, что ударные потери не возрастают при замене конического насадка на смеситель. Для исследованной камеры смешения это допущение обосновывается малым уровнем потерь на удар (примерно 0,2%) и тем, что смеситель, выравнивая потоки при малых скоростях, снижает эти потери в высокоскоростной зоне выходного насадка, компенсируя усиление вязкого взаимодействия в камере смешения. Прирост потерь полного давления, связанных с трением потока о развитую поверхность лепестков, по расчетам равен 0,3%. Соответственно величина дополнительных потерь отрыва для исходного варианта смесителя составляет примерно 0,5%.

На рис. 2 представлено распределение давлений, измеренных по радиусу на входе в смеситель и за ним. Выходная пневмогребенка в наружном контуре установлена за «горячим» лепестком; пневмогребенка на стекателе установлена за «холодным» лепестком. Сопоставление полных давлений на входе и выходе в одноименных струйках, например вдоль кромочных поверхностей, не обнаруживает зон с провалами давления, которые могли бы соответствовать отрывам потока.

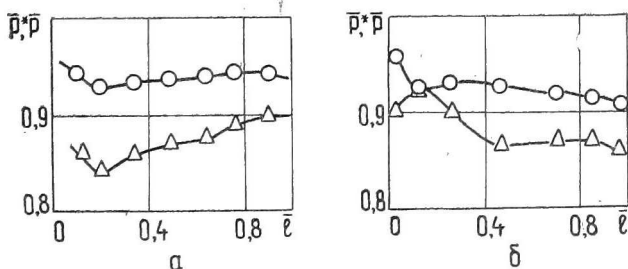


Рис. 4. Распределение полных и статических давлений по длине смесителя со стороны внутреннего (а) и наружного (б) потоков:

$$\bigcirc - \bar{P}^* = P_i^* / P_{61 \text{ ср}}^*, \quad \triangle - \bar{P} = P_i / P_{61 \text{ ср}}^*$$

С целью выявления отрывов внутри лепестков были проанализированы измерения давлений на средней линии радиусной

поверхности лепестков, где струйки делают наиболее крутой поворот (рис. 4). Видно, что со стороны внутреннего контура в пристеночной зоне поток на входе разгоняется, а затем плавно тормозится. Со стороны наружного контура в средней части смесителя и к выходу из него характер распределения давлений исключает наличие значительных отрывов; однако в передней части наблюдается диффузорное течение с падением полного давления, что указывает на возможность локального отрыва потока за выступающим фланцем крепления смесителя. Хотя протяженность отрывной зоны не велика, ее устранение необходимо для снижения $\Delta P_{см}^*$.

В процессе исследования смесителя была сделана попытка устранить этот отрыв путем выпуска перед ним на поверхность смесителя через щелевые отверстия ускоренной пелены горячего газа [2]. Однако заметного уменьшения статического и повышения полного давления в зоне отрыва не было достигнуто. Это можно объяснить недостаточно высоким перепадом давлений между внутренним и наружным контуром и сильным возмущающим эффектом на пограничный слой, вносимым фланцем крепления смесителя.

Для снижения гидравлических потерь, связанных с отрывом в канале смесителя, полезна стабилизация и устранение возмущающих пограничный слой факторов. С этой целью предполагается в дальнейшем сгладить входную поверхность по месту крепления смесителя, уменьшить радиусы входных кромок лепестков с помощью профилированных накладок, которые со стороны внутреннего контура будут смягчать влияние косо обтекания лепестков закрученным потоком на выходе из турбины. Это к тому же позволит смесителю выполнять функцию выходного спрямляющего аппарата и повысить эффективность турбины. Кроме того, такие накладки, играя роль теплоизоляции смесителя со стороны газа, позволят понизить температуру его поверхностей со стороны наружного контура и тем самым уменьшить дестабилизирующий эффект на динамический пограничный слой теплоотдачи от поверхности в поток [7].

Таким образом, проведенные исследования показали правильность выбора геометрии спроектированного смесительного устройства, обеспечивающего высокую его эффективность. Они позволили также проверить разработанную методику экспериментальной оценки характеристик смесителя и наметить основное направление дальнейших работ: при сохранении достигнутой полноты смешения снизить примерно на 0,5% гидравлические потери за счет устранения отрывных зон.

Л и т е р а т у р а

1. Kuchar A. P., Chamberlin R. Scale Model Performance Test Investigation of Exhaust System Mixers for an Energy Efficient Engine Propulsion System /AIAA Paper, 1980, N 0229.

2. *Агеев А. Б.* Исследование параметров и повышение эффективности выхлопного смесителя ТРДД.— В сб.: Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей /КуАИ, 1983.
3. *Frost T. H.* Practical Bypass Systems for Fanjet Aeroengines.—Aeronautical Quarter, 1966, Vol. 17, N 2, p. 141—160.
4. *Packman A. B., Kozlowski H., Gutierrez O.* Jet Noise Characteristics of Unsuppressed Duct Burning Turbofan Exhaust System.— Journal of Aircraft, 1977, Vol. 14, N 3, p. 227—232.
5. *Шляхтенко С. М., Сосунов В. А.* Теория двухконтурных турбореактивных двигателей. М.: Машиностроение, 1979.
6. *Saunders N. T.* Разработка перспективных узлов двигателей E³.— Новое в зарубежном авиадвигателестроении, ЦИАМ, 1981, № 9,
7. *Шлихтинг Г.* Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974.