

## ВЛИЯНИЕ УГЛА УСТАНОВКИ ЛОПАТОК ЗАВИХРИТЕЛЯ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ СМЕШЕНИЯ ПОТОКА ЗА ФРОНТОВЫМ УСТРОЙСТВОМ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД

Александров Ю.Б. \*, Нгуен Т.Д. \*\*, Мингазов Б.Г. \*\*\*,  
Королькова Е.В. \*\*\*\*, Шарафутдинов Р.Р. \*\*\*\*\*

*Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева — КАИ,  
ул. К. Маркса, 10, Казань, 420111, Россия*

*\* e-mail: Alexwischen@rambler.ru*

*\*\* e-mail: nguyenthedat1609@gmail.com*

*\*\*\* e-mail: BGMingazov@kai.ru*

*\*\*\*\* e-mail: mustang\_mustang@mail.ru*

*\*\*\*\*\* e-mail: ramisharafutdinov@gmail.com*

Статья поступила в редакцию 22.05.2021

Приведены результаты экспериментальных исследований затопленной закрученной струи с различной интенсивностью крутки для разных типов лопаточных завихрителей. Основные исследования при этом были направлены на определение смещения закрученного потока с внешней средой. Показан вывод уравнения аналитической зависимости для определения коэффициента смещения закрученного потока с окружающей средой на основе коэффициента турбулентной диффузии. Экспериментальные данные сопоставляются с полученными аналитическими решениями для профилированных и плоских лопаток завихрителей. Обосновываются полученные результаты с точки зрения гидравлических потерь для разных типов лопаток завихрителя.

*Ключевые слова:* камера сгорания ГТД, закрутка потока, коэффициент смещения, профиль лопаток завихрителя.

### Введение

В основе работы газотурбинного двигателя (ГТД) лежит тепловой принцип. Одним из элементов двигателя является камера сгорания (КС), в которой за счет сжигания топлива повышается температура рабочего газа, энергия которого преобразуется в механическую работу на турбине. Существует множество различных концепций сжигания топлива [1]. В ранних конструкциях камер сгорания через фронтное устройство подавалось малое количество воздуха, нагнетаемого компрессором, причем до четверти всего воздуха тратилось на охлаждение стенок жаровой трубы [2]. В основном при таком подходе воздух, подаваемый на охлаждение, не участвовал в процессе горения и считался потерянными. В настоящее время существует тенденция к увеличению расхода воздуха через фронтное устройство [1]. В

связи с этим практически все процессы, протекающие в области жаровой трубы, определяются фронтным устройством, его эффективностью по созданию однородной топливо-воздушной смеси и стабилизационными характеристиками. В основном все известные камеры сгорания современных газотурбинных двигателей оснащены лопаточными завихрителями, расположенными на входе в жаровую трубу. Завихрители играют очень важную роль в авиационных и наземных газотурбинных двигателях. Они служат для создания тороидального вихря, который, создавая зону низкого давления, способствует стабилизации пламени и эффективному перемешиванию поступающего воздуха с топливом, образуя горючую смесь. Поток с большой турбулентностью, получаемый за завихрителем, дает возможность по-

лучить равномерное поле температур при горении, что позволяет избегать локальных перегретых зон. Например, в работах [1, 3, 4] сделан вывод, что наиболее эффективно снижают температурную неравномерность на выходе из КС мероприятия, отвечающие за изменение угла крутки воздуха, подаваемого на фронтное устройство камеры сгорания. Описание влияния фронтного устройства на смещение и на полноту горения содержится в работе [5]. Несмотря на большое количество работ, посвященных лопаточным завихрителям [6–11], встречаются и экзотические схемы фронтных устройств, такие, как в работах отечественных и зарубежных авторов [12, 13], где рассматривается применение в качестве завихрителя сплошного плохобтекаемого тела. Однако в мировой практике эффективность таких схем в настоящее время еще не подтверждена и они не реализованы. В последнее время за рубежом все активнее стало развиваться направление, связанное с созданием многоярусных завихрителей, так называемая система TAPS (Twin Annular Premixed Swirler) с предварительным перемешиванием топлива (компания General Electric). Такие завихрители выполняются по двух- или трёхъярусной схеме с тангенциальной и осевой закруткой, они реализуются по концепции сжигания топлива LPP (Lean Premixed Prevaraporized) или LDI (Lean Direct Injection) [14–16].

Основное содержание публикаций в зарубежных изданиях состоит в описании экспериментальных исследований с использованием оборудования PIV (Particle Image Velocimetry) в сочетании с применением трехмерных нестационарных моделей крупных вихрей LES, DES и инженерных моделей URANS [17–20]. Такие исследования дают достоверную и полную картину структуры закрученного потока, но являются дорогостоящими и продолжительными. Большинство исследователей применяют методику экспериментального исследования с выводом эмпирических зависимостей для разрабатываемого фронтного устройства [1, 4, 9, 10, 21, 22].

Можно сделать вывод, что, несмотря на большое количество проведенных разными авторами исследований в области фронтных устройств, исследование завихрителей, судя по публикационной активности, на сегодняшний день является актуальным. Однако очень мало работ посвящено созданию простейших методик проектирования и расчета фронтных устройств. Восполнение

этого пробела в публикационной среде и является целью данного исследования.

### Параметр работы завихрителя

Важным параметром, характеризующим работу завихрителя, является интенсивность крутки потока. Интенсивность закрутки обычно характеризуется безразмерным интегральным параметром  $S$ , который представляет собой отношение осевой компоненты потока момента импульса (количества движения)  $M = 2\pi \int_0^R \rho u \omega r^2 dr$  к произведению осевой составляющей потока импульса  $J = 2\pi \int_0^R \rho u^2 r dr$  на характерный размер  $R$  (радиус завихрителя) рассматриваемого сечения [23]:

$$S_N = \frac{M}{RJ}. \quad (1)$$

Здесь  $u$ ,  $\omega$  – компоненты вектора скорости в осевом и окружном направлениях соответственно;  $\rho$  – плотность среды.

В работе [24] предлагается оценивать безразмерный параметр крутки  $n_K$  по отношению главного момента импульса к проекции главного вектора количества движения в струе:

$$n_K = \frac{8}{\pi} \frac{M}{J \cdot D_H}. \quad (2)$$

Обычно при закрутке потока в его ядре образуется зона пониженного давления, в результате чего газы с периферии потока возвращаются в корень закрученной струи и тем самым образуется зона обратных токов (рис. 1), что стабилизирует горение топлива по срывным характеристикам. В зависимости от интенсивности закрутки могут развиваться различные события. При слабой закрутке с числом  $S_N < 0,4$  циркуляционное течение не возникает, при умеренной закрутке  $S_N = 0,4 \div 0,6$  начинается значительное расхождение линий тока от оси, но циркуляции еще нет. При сильной закрутке  $S_N > 0,6$  образуется устойчивая зона циркуляционного течения [25].

Для упрощенного описания закрутки используются параметры, в которых главным фактором является угол установки лопаток завихрителя. Например, в работе [21, 22] используется степень закрутки  $S_N$ , содержащая наружный и внутренний диаметры  $D_H$ ,  $D_{BH}$  завихрителя и угол установки лопаток завихрителя  $\varphi$  (рис. 2).

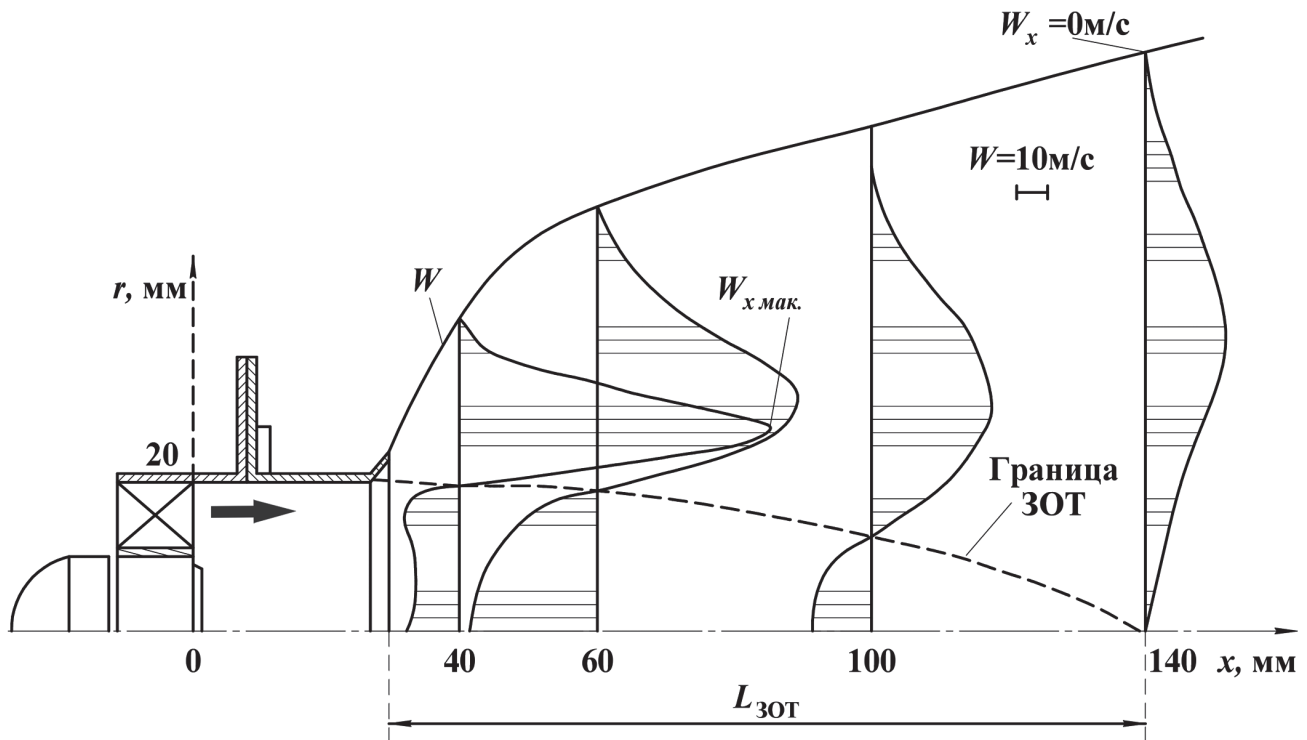


Рис. 1. Характерная картина распределения осевых составляющих скорости в закрученной струе

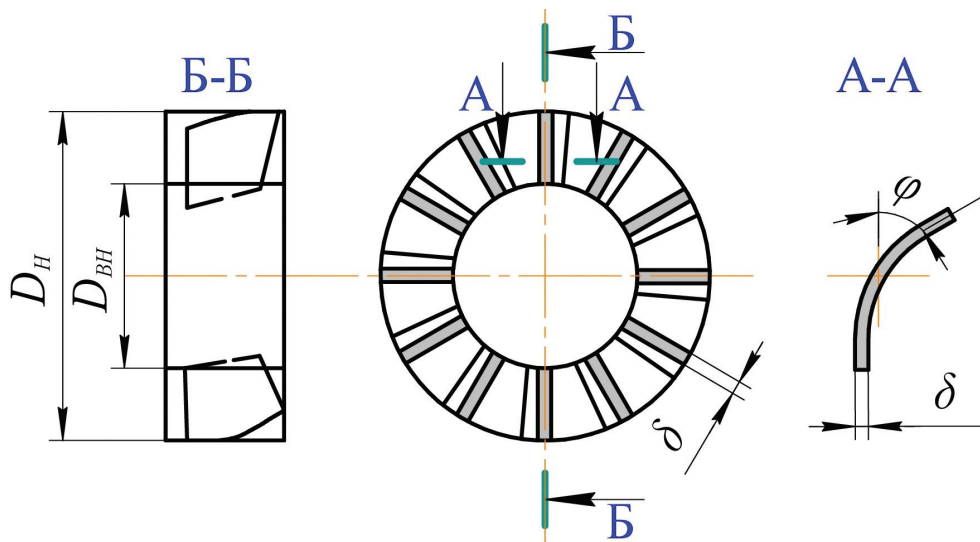


Рис. 2. Схема осевого завихрителя

Интегральный параметр кртки обычно определяют по полям осевых и тангенциальных составляющих, полученных экспериментальным путем. На практике чаще всего требуется оценить параметр кртки по известным конструктивным размерам завихрителя. Поэтому интегральные формулы принимают вид

$$S_N = \frac{2}{3} \cdot \frac{(1 - D_{BH} / D_H)^3}{(1 - D_{BH} / D_H)^2} \cdot \text{tg}\varphi; \quad (3)$$

$$n_K = \frac{2\pi \cdot R_H \cdot D_\Theta}{\varepsilon \cdot z_1 (D_H - D_{BH})} \text{tg}\varphi, \quad (4)$$

где  $D_\Theta = \sqrt{D_H^2 + D_{BH}^2}$  — эквивалентный диаметр;

$z_1$  — число лопаток завихрителя;  $\delta$  — толщина лопатки (см. рис. 2);  $\varepsilon = \left[ \frac{\pi(D_H - D_{BH})}{2z_1} - \delta \right]$  — рас-

стояние между серединами лопаток во входном

сечении;  $R_H = \sqrt{\frac{D_H^2 - D_{BH}^2}{8}}$  — радиус приложения

равнодействующей скорости потока в тангенциальном направлении.

Наиболее приемлемым, с нашей точки зрения, является параметр  $n_K$ , предложенный в работе [26], так как выражение, определяющее данный параметр, содержит в себе, кроме значений наружного и внутреннего диаметров завихрителя и угла установки лопаток, также их количество и толщину.

Увеличение угла установки лопаток завихрителя приводит к интенсификации смешения топливно-воздушного потока с внешней средой и расширению границ зоны обратных токов, однако при этом увеличиваются гидравлические потери на фронтном устройстве, что, в свою очередь, вносит вклад в уменьшение мощности или тяги двигателя.

Еще одной особенностью закрутки потока с большими углами установки лопаток является эффект Коанда, при наличии которого закручен-

ного наплавления были созданы различные конструкции завихрителей, различающихся углами установки лопаток.

В работе [27] было проведено исследование завихрителей с углами установки лопаток до  $45^\circ$ . Ранее нам не удавалось получить характеристики работы завихрителей с большими углами установки лопатки ввиду их высокого гидравлического сопротивления и перегрева при эксперименте. Завихрители, сделанные из ABS-пластика, не выдерживали температуры и высокого скоростного напора и деформировались в потоке. Поэтому был подобран теплостойкий материал, из которого изготовлены новые модели. Выбор пал на поликарбонатный пластик PC, который выдерживает нагрев до  $153^\circ$ , обладает достаточной жесткостью и прочностью. При изготовлении моделей требовался нагрев экструдера 3D-принтера более  $280^\circ$ , поэтому в качестве принтера использовали Picaso 3D Disigner X с возможностью нагрева экструдера до  $410^\circ$ .

Характеристики исследуемых в работе завихрителей приведены в таблице.

Параметр закрутки	Угол установки лопатки завихрителя $\phi$ , градусы			
	15	30	45	60
	Слабая закрутка	Умеренная закрутка	Сильная закрутка	
$S_N$	0,21	0,44	0,78	1,34
$n_K$	0,85	1,78	3,00	4,33

ная струя вследствие низкого статического давления прилипает к близко расположенной стенке жаровой трубы. В этом случае возможны прогары стенок вблизи фронтного устройства.

Противоречивые требования к конструкции лопаточного завихрителя служат предпосылкой для исследования эффективности его по смешению топлива с воздушным потоком и гидравлическим характеристикам. Это и является целью данной работы применительно к различным конструкциям фронтного смесительного устройства.

#### Определение коэффициента смешения по экспериментальному исследованию

Для экспериментального исследования процессов смешения с помощью технологии послой-

Изготовленные завихрители продувались на экспериментальном стенде (рис. 3) нагретым воздухом. Источником нагнетания воздуха являлась микротурбина 1, дальше поток воздуха проходил через электрический нагревательный элемент 3 и нагревался в зависимости от режима до  $(100-120)^\circ\text{C}$ . Нагретый поток воздуха проходил через камеру смешения 4, в которой выравнивались поля скоростей и температуры, и через сменные завихрители поступал в открытое пространство, в котором наблюдалась относительно низкая температура  $20^\circ\text{C}$  [28]. Параметры внешней среды контролировались с помощью электронного датчика, запрограммированного нами на измерение температуры и давления. Все данные поступали в компьютер и записывались на протяжении всего эксперимента. Вводимый в поток

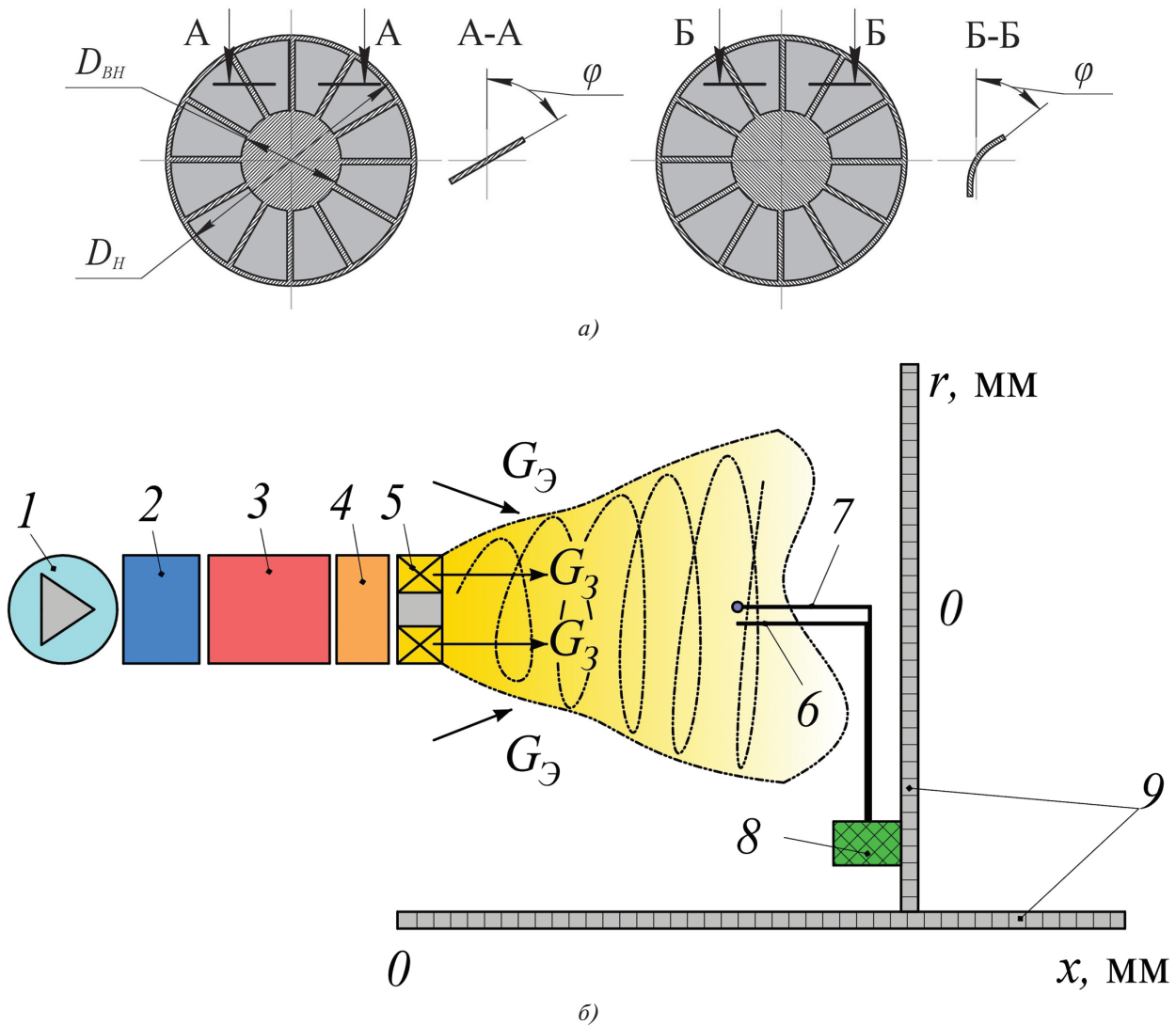


Рис. 3. Схема завихрителя с аксиальным лопаточным аппаратом (а) и экспериментальной установки (б): 1 — нагнетатель воздуха; 2 — дымообразующая машина; 3 — нагревательный элемент; 4 — камера смешения; 5 — завихритель потока; 6 — трубка Пито; 7 — термочувствительный элемент; 8 — герметичная камера с установленным датчиком давления; 9 — направляющая со шкалой измерения

зонд имел очень малые размеры и практически не создавал возмущения в потоке. Он представлял собой очень тонкую трубку Пито с большим выносом загнутого конца, коллектор которой присоединен к герметичной камере, в которой располагался датчик давления. Диаметр трубки подбирался наименьшим, чтобы минимизировать внесенную погрешность, но при этом не слишком малым, чтобы обеспечить наименьшую инерционность измерений давления торможения. На конце зонда располагался температурный датчик, 0,3 мм в диаметре. Показания по температуре и давлению в закрученном потоке сводились и записывались в компьютер. Эксперимент проводился довольно длительное время, так как для каждого положения измерительного зонда достигалась стационарность показаний и в допол-

нительное время накапливались данные для осреднения пульсационных турбулентных составляющих потока. Температура перед завихрителем также регистрировалась электронным термодатчиком.

Качество смешения топлива с воздушным потоком характеризует эффективность работы фронтального устройства. В работах А. Лефевра, В.А. Костерина, А. Гупта, Р.Б. Ахмедова и др. [4, 21, 22, 29, 30] предлагается оценивать процесс смешения с помощью коэффициента смешения, представляющего собой отношение расходов эжектированного воздуха к расходу закрученной струи:

$$m = \frac{G_{\Sigma}}{G_3}, \quad (5)$$

где  $m$  — коэффициент смешения;  $G_3$  — расход эжектированного воздуха;  $G_3$  — расход закрученной струи.

Согласно принципам молекулярно-кинетической теории процессы диффузии, вязкости и теплопроводности имеют один и тот же механизм — хаотическое движение молекул. Поэтому закономерности этих явлений должны быть похожи друг на друга. В процессе диффузии и вязкости происходит перенос вещества (закон Фика), а при теплопроводности — перенос энергии (уравнение Фурье). Поэтому, поскольку перенос массы и перенос тепла идентичны, то, измерив распределения температур в потоке, мы можем судить о явлениях диффузии и процессах смешения в закрученном потоке.

Экспериментально для вычисления коэффициента смешения  $m$  нами использовались распределения температуры и на основании этих измерений рассчитывался коэффициент по формуле [31]

$$m = \frac{T_3 - T_0}{T_0 - T_3}, \quad (6)$$

где  $T_0$ ,  $T_3$ ,  $T_3$  — соответственно значения температур перед завихрителем, в струе и окружающем воздухе.

На рис. 4 приведены результаты экспериментальных измерений коэффициента смешения. Продольная координата закрученного потока была обезразмерена и приведена к среднему межлопаточному радиусу завихрителя, который оп-

ределялся как  $R_{CP} = \frac{D_H + D_{BH}}{4} = 15$  мм.

Видно, что при отдалении от устья и при увеличении угла установки лопаток завихрителей  $\varphi$  коэффициент смешения  $m$  возрастает, т.е. возрастает количество присоединенного (эжектированного) к струе воздуха. Аналогичные зависимости характерны для данных, полученных другими авторами [29, 30] и в работе [27], что качественно свидетельствует о достоверности проведенных измерений.

Таким образом, результаты экспериментального исследования указывают на общую закономерность, характерную для смешения закрученной струи с окружающим воздухом: 1) с увеличением интенсивности крутки (увеличение угла установки лопаток), в пределах исследованных углов поворота лопаток, возрастает эжекционная способность потока; 2) с удалением от устья завихрителя в осевом направлении закрученного потока увеличивается доля присоединенной (эжектированной) массы воздуха.

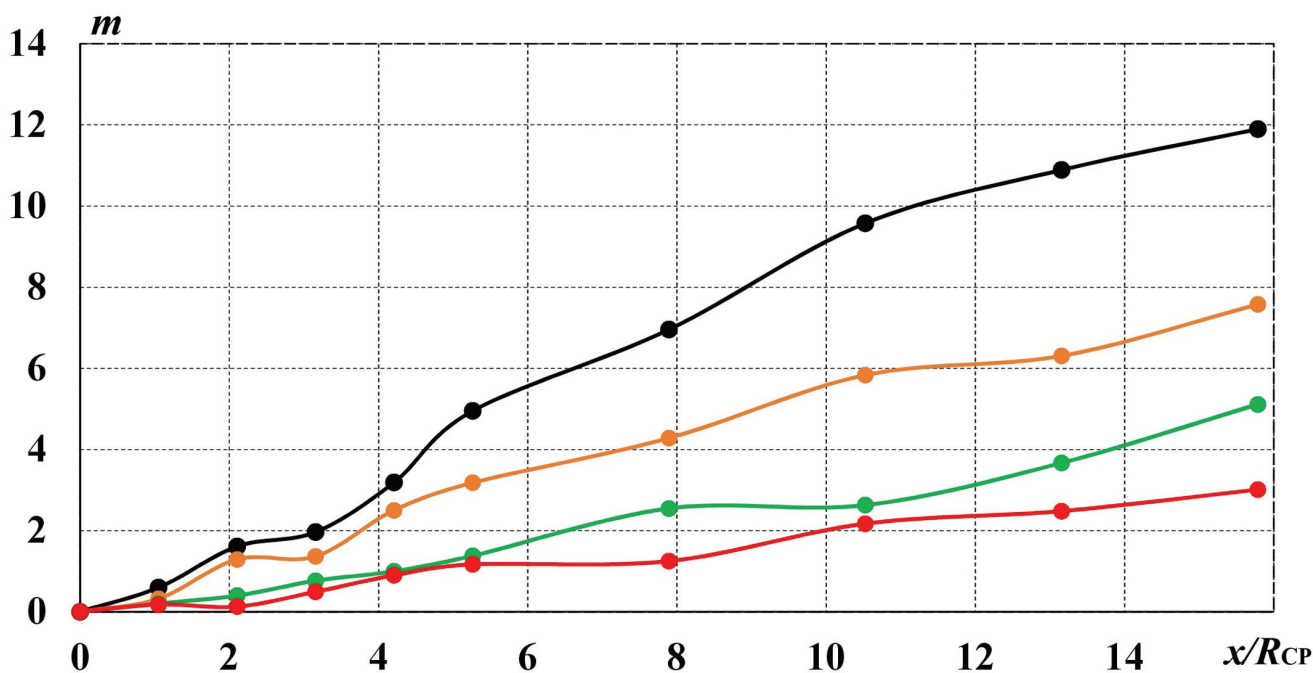


Рис. 4. Сопоставление экспериментальных данных завихрителей с разными углами установки профилированных лопаток  $\varphi$ . Эксперимент авторов с числом  $Re=14000$ :

—●—  $\varphi = 60^\circ$ ; —●—  $\varphi = 45^\circ$ ; —●—  $\varphi = 30^\circ$ ; —●—  $\varphi = 45^\circ$

### Аналитическое моделирование процесса смешения в закрученном потоке

С целью получения расчетных аналитических зависимостей рассмотрим подходы моделирования процесса смешения. В литературе описаны различные подходы в данном направлении [4, 21, 24]. Согласно [24], при определении смешения в закрученном потоке, зависящего в основном от процесса турбулентного массообмена, можно использовать уравнение турбулентной диффузии:

$$\frac{\partial f}{\partial x} = \frac{D_T}{W} \left( \frac{1}{2} \frac{df}{dr} + \frac{d^2 f}{dr^2} \right). \quad (7)$$

Наиболее подходящей, на наш взгляд, является методика расчета смешения, предложенная в работе [24]. Для ее применения в рассматриваемых условиях используется частное решение уравнения (2.6), приведенного в [29] для случая истечения газа из кольцевого источника в трубе:

$$f(x, r) = \frac{G_T}{G_\varepsilon} \frac{R_{TP}^2}{R_K^2} K_X \left[ I_0 \left( 2K_X \frac{r}{R_K} \right) \right] \exp \left[ -K_X \left( 1 + \frac{r^2}{R_K^2} \right) \right], \quad (8)$$

где  $f(x, r)$  – местное соотношение газ–воздух;  $R_{TP}$  – радиус трубы, в которой находится кольцевой источник;  $R_K$  – радиус кольцевого источника;  $G_T$  – расход газа через кольцевой источник;  $G_\varepsilon$  – расход эжектируемого воздуха;  $I_0$  – функция Бесселя нулевого порядка;  $K_X$  – безразмерный параметр,

$$K_X = \frac{R_K^2 \cdot W}{4D_T \cdot x}. \quad (9)$$

Коэффициент турбулентной диффузии  $D_T$  для закрученного потока можно определить из уравнения

$$D_T = 0,003 \cdot (1 + \kappa_1^2 \cdot \text{tg}^2 \varphi)^{0,5} W \cdot R_{TP}, \quad (10)$$

где  $\kappa_1$  – коэффициент, учитывающий особенности конструкции завихрителя, для осевого завихрителя с изогнутыми лопатками  $\kappa_1 \approx 10$ , для завихрителя с плоскими лопатками  $\kappa_1 \approx 5$  (см. рис. 3,а).

Значения  $\kappa_1$  нами были получены из проведенного эксперимента, оно справедливо для различных размеров завихрителей и режимов их продувок.

Для использования приведенной зависимости в условиях течения закрученного потока надо принять следующие допущения: 1) средний радиус завихрителя  $R_{CP}$  является радиусом кольцевого источника  $R_K$ ; 2) смесь воздуха и топлива является газом, истекающим из кольцевого источника; 3) влияние закрутки потока определяется ее влиянием на коэффициент турбулентной диффузии.

Исходя из принятых допущений, принимая, что коэффициент смешения представляет собой отношение расхода эжектированного (присоединенного) воздуха к расходу закрученного газа (тогда  $m(x, r) = 1/f(x, r)$ ) и используя формулу расхода  $G = \rho \cdot W \cdot F$ , получим:

$$m(x, r) = A_1 \frac{T_3}{T_\varepsilon} \frac{R_B}{R_T} \frac{W_\varepsilon}{W_3} \frac{1}{K_X} \frac{\exp \left[ K_X \left( 1 + \frac{r^2}{R_H^2} \right) \right]}{I_0(r) \cdot \left( 2K_X \frac{r}{R_H} \right)}, \quad (11)$$

где  $A_1$  – экспериментальный коэффициент, справедливый для завихрителей, применяемых в исследовании;  $R_B, R_T$  – газовые постоянные для воздуха и газа;  $R_H$  – наружный радиус завихрителя;  $W_3$  – скорость струи из завихрителя;  $W_\varepsilon$  – скорость эжектируемого воздуха.

Предложенный подход позволяет рассчитывать профили распределения концентрации газа в потоке. При расчете процессов смешения на оси закрученного потока  $r = 0$  уравнение (11) упрощается и приводится к виду

$$m = A_1 \frac{T_3}{T_\varepsilon} \frac{R_B}{R_T} \frac{W_\varepsilon}{W_3} \frac{\exp K_X}{K_X}. \quad (12)$$

На основе анализа полученных экспериментальных данных и работ других авторов [4, 29], получим для слабой закрутки  $A_1 = 1,8$ , для сильной закрутки  $A_1 = 2$  – достаточно хорошее совпадение результатов эксперимента и аналитического расчета на оси закрученного потока  $r = 0$  (рис. 5 и 6). Нужно отметить, что формула достаточно реалистично прогнозирует изменение коэффициента смешения при разных режимах работы фронтального устройства с разными скоростями  $W_3$ . Это было проверено экспериментальным путем.

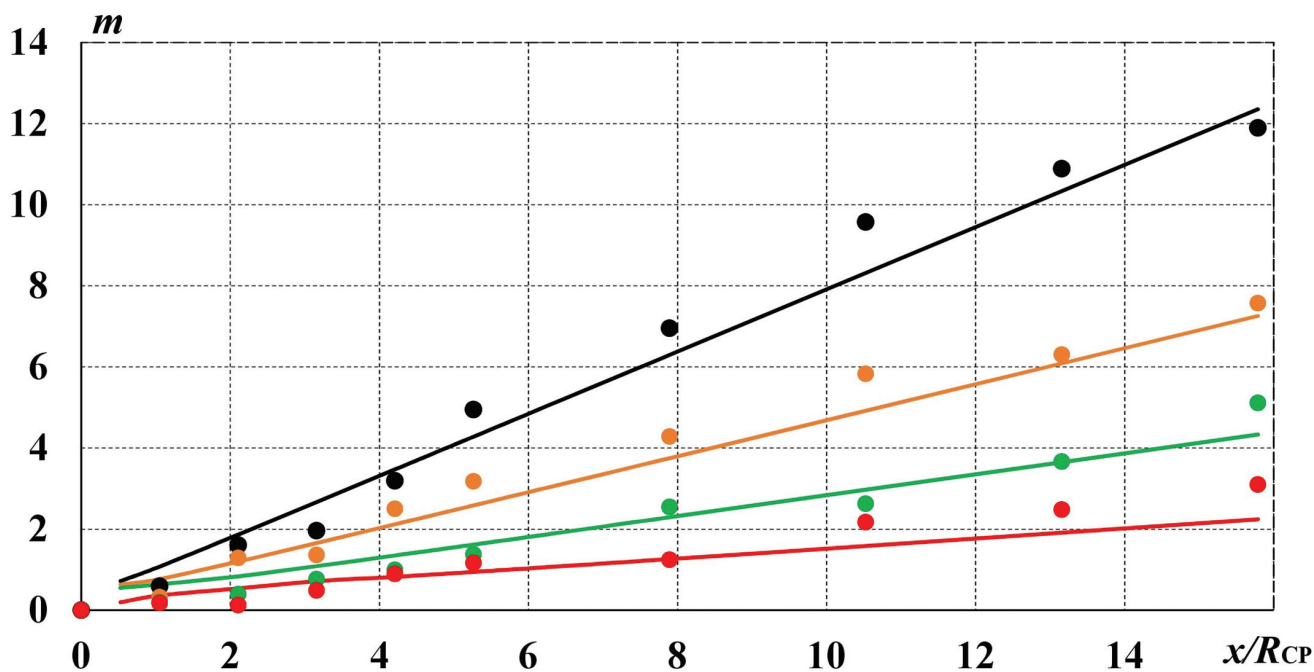


Рис. 5. Сопоставление экспериментальных данных завихрителей с разными углами установки лопаток  $\varphi$ . Эксперимент авторов:  $Re=14000$ ;

эксперимент: ● —  $\varphi = 60^\circ$ ; ● —  $\varphi = 45^\circ$ ; ● —  $\varphi = 30^\circ$ ; ● —  $\varphi = 15^\circ$

аналитический расчет: —  $\varphi = 60^\circ$ ; —  $\varphi = 45^\circ$ ; —  $\varphi = 30^\circ$ ; —  $\varphi = 15^\circ$

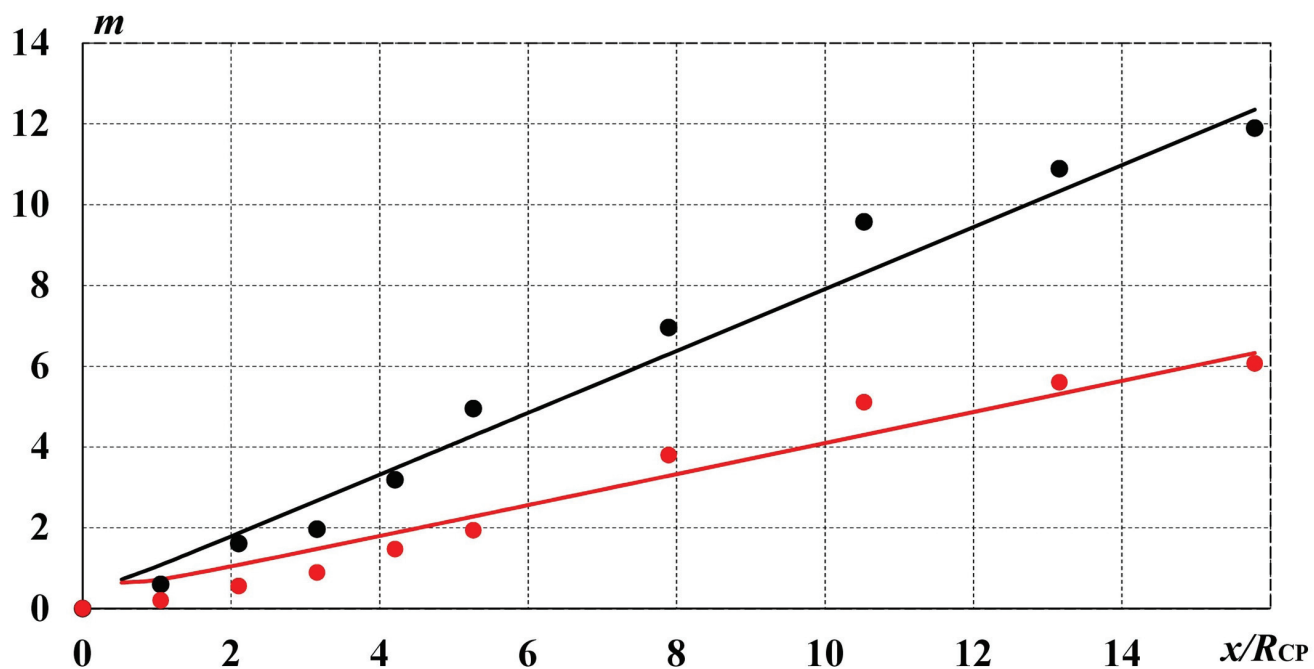


Рис. 6. Зависимость коэффициента смешения от профиля лопаток завихрителя при угле кртки завихрителя  $\varphi = 60^\circ$ :

эксперимент: ● — профилированные лопатки, ● — прямые лопатки;

аналитический расчет: — профилированные лопатки, — прямые лопатки



Графики (рис. 5 и 6) демонстрируют удовлетворительную качественную и количественную сходимость результатов эксперимента и аналитического расчета. Аналитическая зависимость (12) описывается степенной функцией, близкой к линейной, и показана на графиках (рис. 5 и 6) в виде прямых линий.

Кроме того, для практики представляет интерес влияние формы лопаток завихрителя на процесс смешения. Профилированные лопатки позволяют получить более равномерное поле температур и наибольшие значения по коэффициентам смешения. Очевидно, это связано с тем, что применение профильных лопаток позволяет получить более равномерный поток за лопатками вследствие отсутствия отрывных течений в межлопаточном канале завихрителя. В результате этого уменьшаются потери давления при течении потока через профилированные лопатки и, соответственно, увеличивается эжекционная способность струи. Следует отметить, что такой же результат был получен в работе А. Лефевра [21], в которой расчет коэффициента потерь давления  $\xi_{ЗАВ}$  производился по формуле

$$\xi_{ЗАВ} = \frac{\Delta p_{ЗАВ}^*}{0,5\rho \cdot W_3^2}, \quad (13)$$

где  $\Delta p_{ЗАВ}^*$  — разность давлений на входе и на выходе из завихрителя; полученная экспериментальная зависимость коэффициента потерь расхода  $\xi_{ЗАВ}$  от угла крутки и типа лопаток завихрителя представлена на рис. 7 в виде сплошных и пунктирных линий, а маркерами нанесены полученные экспериментальные значения по исследованным завихрителям. Видно, что профилирование лопаток значительно снижает потери давления в завихрителе.

Можно сделать вывод, что угол установки лопаток существенно влияет на гидравлические характеристики при установке плоских лопаток, а изменение их количества влияет одинаково независимо от их типа. В основном в литературе рекомендуется использовать профилированные лопатки для пневматических форсунок там, где возмущения в потоке от плоских лопаток могут повлиять на качество распыления топлива. Преимущество плоских лопаток в том, что радиальный профиль скоростей у них более равномерный в отличие от смещения скорости пото-

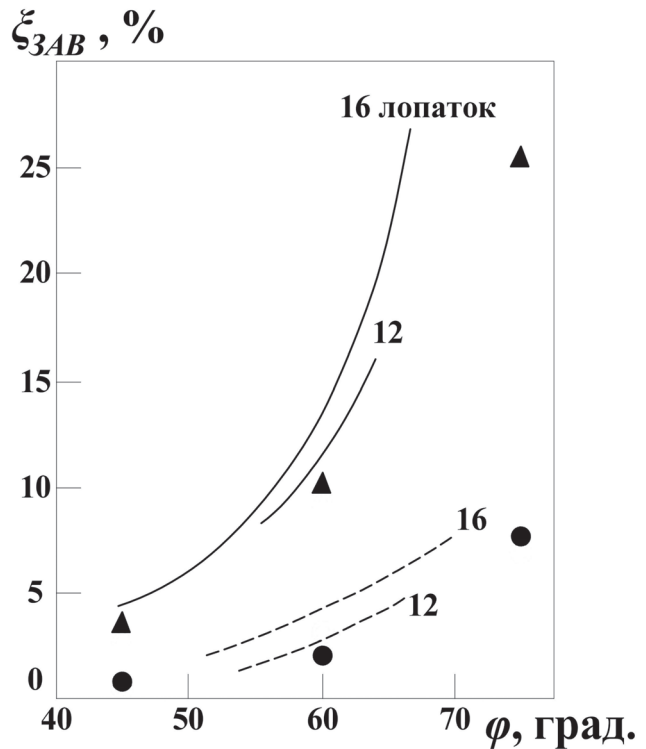


Рис. 7. Влияние угла установки лопаток и вариантов их изготовления на коэффициент потерь полного давления:

эксперимент авторов (12 лопаток): ▲ — плоские лопатки; ● — профилированные лопатки; обобщенные экспериментальные данные [21]: — — — — плоские лопатки; - - - - профилированные лопатки

ка к периферии у профилированных лопаток. Это дает возможность обеспечить более высокий подвод воздуха в область вблизи форсунки, в которой может образовываться сажа. Это обстоятельство дает возможность применять лопатки с прямым профилем для фронтальных устройств камер сгорания авиационного назначения.

### Выводы

Проведены эксперимент и аналитический расчет, направленные на исследование изменения параметров потока в зависимости от угла установки и профиля лопатки. В результате были получены следующие обобщающие результаты. С увеличением угла установки лопаток в исследованном диапазоне углов возрастает эжекционная способность закрученного потока. Большое влияние на поле температур оказывает профилирование лопатки. В отличие от плоских, профилированные лопатки создают более равномерный поток на выходе без существенных отрывных зон

и тем самым снижают гидравлические потери на фронтном устройстве и обеспечивают высокий коэффициент смешения со вторичным воздухом. Изменение количества профилированных и плоских лопаток оказывает незначительное воздействие на изменение гидравлического сопротивления, в отличие от изменения угла установки лопаток. Таким образом, полученные результаты могут быть полезными при проектировании эффективного фронтного устройства камеры сгорания газотурбинного двигателя.

### Библиографический список

1. *Lefebvre A.H., Ballal D.R.* Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions. CRC Press; 3rd Edition, 2010. — 557 p.
2. *Дорошко С.М., Глазков А.С.* Газотурбинные двигатели гражданской авиации: Учебное пособие. — СПб.: Университет ГА, 2018. — 228 с.
3. *Сипатов А.М., Шилов К.А., Нугуманов А.Д., Абрамчук Т.В.* Численная доводка полей температуры газов на выходе из камеры сгорания газотурбинной установки // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2016. № 46. С. 40-55. DOI: 10.15593/2224-9982/2016.46.02
4. *Ахмедов Р.Б., Балагула Т.Б., Рашидов Ф.К., Сакаев А.Ю.* Аэродинамика закрученной струи. — М.: Энергия, 1977. — 240 с.
5. *Zavaleta-Luna D.A., Viguera-Zúñiga M.O., Herrera-May A.L.* et al. Optimized Design of a Swirler for a Combustion Chamber of Non-Premixed Flame Using Genetic Algorithms // Energies. 2020. Vol. 13(9), pp. 1-25. DOI: 10.3390/en13092240
6. *Зубрилин И.А., Диденко А.А., Дмитриев Д.Н., Гураков Н.И., Эрнандес М.М.* Влияние процесса горения на структуру закрученного потока за горелочным устройством камеры сгорания газотурбинной установки // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 3. С. 124-136.
7. *Орлов М.Ю., Анисимов В.М., Коломзаров О.В.* Доводка конструкции камеры сгорания газотурбинного двигателя с тороидальной зоной рециркуляции // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 3. С. 97-106.
8. *Mohammed A.A.* Mixing in Outer Swirling Coaxial Jets // American Journal of Fluid Dynamics. 2019. Vol. 9(1), pp. 27-34. DOI: 10.5923/j.ajfd.20190901.03
9. *Пиралишвили Ш.А.* Вихревой эффект. Т. 1. Физическое явление, эксперимент, теоретическое моделирование. — М.: Научтехлитиздат, 2012. — 342 с.
10. *Veér J.M., Chigier N.A.* Combustion Aerodynamics. — Applied Science Publishers (Elsevier) Ltd, London, 1972. — 265 p.
11. *Орлов М.Ю., Лукачëв С.В., Матвеев С.Г.* Моделирование процессов в камере сгорания: Учебное пособие. — Самара: Изд-во Самарского университета, 2017. — 292 с.
12. *Perpignan A.A.V., Talboom M.G., Levy Y., Rao A.G.* Emission Modeling of an Interturbine Burner Based on Flameless Combustion // Energy Fuels. 2018. Vol. 32(12), pp. 822-838. DOI: 10.1021/acs.energyfuels.7b02473
13. *Скоробогатов С.В.* Обоснование требований, предъявляемых к вновь создаваемым камерам сгорания с поперечной системой вихреобразования авиационных двигателей // Crede Experto: транспорт, общество, образование, язык. 2020. № 3. С. 20-39.
14. *Ralph M., Kuentzmann P., Maurice L., Tilston J.* Report of the independent experts to CAEP/8 on the second NOx review and the establishment of medium and long term technology goals for NOx. Technical Report Doc 9953, ICAO, 2010.
15. *Dhanuka S.K., Temme J.E., Driscoll J.* Unsteady aspects of lean premixed prevaporized gas turbine combustors: flame-flame interactions // Journal of Propulsion and Power. 2011. Vol. 27. No. 3, pp. 631-641. DOI: 10.2514/1.B34001
16. *Foust M.J., Thomsen D., Stickles R., Cooper C., Dodds W.* Development of the GE aviation low emissions TAPS combustor for next generation aircraft engines // 50th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition (09-12 January 2012; Nashville, Tennessee). AIAA 2012-0936. DOI: 10.2514/6.2012-936
17. *Gao H., Fu Z., Zeng Z., Liu J., Weng P.* Effects of Swirling Strength of the Premixed Gas Flow on Pollutant Emission in a Heavy-Duty Gas Turbine // 4th International Conference on Advances in Energy and Environment Research (ICAEER 2019). Vol. 118. DOI: 10.1051/e3sconf/201911804038
18. *Vishwanath R.B., Tilak P.M., Chaudhuri S.* An experimental study of interacting swirl flows in a model gas turbine combustor // Experiments in Fluids. 2018. Vol. 59:38. DOI: 10.1007/s00348-018-2495-2
19. *Liu T., Bai F., Zhao Z., Lin Y., Du Q., Peng Z.* Large Eddy Simulation Analysis on Confined Swirling Flows in a Gas Turbine Swirl Burner // Energies. 2017. Vol. 10(12): 2081. DOI: 10.3390/en10122081
20. *Chaouat B.* The State of the Art of Hybrid RANS/LES Modeling for the Simulation of Turbulent Flows // Flow, Turbulence and Combustion. 2017. Vol. 99(2), pp. 279-327. DOI: 10.1007/s10494-017-9828-8
21. *Лефевр А.* Процессы в камерах сгорания ГТД / Пер. с англ. С.О. Апельбаума, А.А. Горбатко, А.Д. Рекина, В.И. Ягодкина. / Под ред. д-ра техн. наук, проф. В.Е. Дорошенко. — М.: Мир, 1986. — 566 с.
22. *Гунта А., Лилли Д., Сайред Н.* Закрученные потоки / Пер. с англ. под ред. С.Ю. Крашенинникова. — М.: Мир, 1987. — 588 с.
23. *Митрофанова О.В.* Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах ядерно-энергетических установок. — М.: Физматлит, 2010. — 288 с.
24. *Lewis B., Pease R.N., Taylor H.S.* Combustion Processes. — Princeton University Press, 1955. — 696 p.

25. Харитонов В.Ф. Проектирование камер сгорания. — Уфа: УГАТУ, 2008. — 138 с.
26. Померанцев В.В., Арефьев К.М., Ахмедов Д.Б. и др. Основы практической теории горения: Учебное пособие. — 2-е изд., перераб. и доп. — Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1986. — 312 с.
27. Александров Ю.Б., Нгуен Т.Д., Мингазов Б.Г., Сулаиман А.И. Влияние расчетной сетки на результаты численного расчета трехмерного нестационарного закрученного потока за лопаточным завихрителем // Вестник Московского авиационного института. 2020. Т. 27. № 1. С. 122-132. DOI: 10.34759/vst-2020-1-122-132
28. Nguyen T.D., Aleksandrov Y.B., Mingazov B.G. Study of mixing in a swirling jet // AIP Conference Proceedings. 2020. Vol. 2211. Issue 1, p. 040007-1 – 040007-7. DOI: 10.1063/5.0003049
29. Мингазов Б.Г. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. Конструкция, моделирование процессов и расчет: Учебное пособие. — Изд. 2-е, испр. — Казань: Изд-во Казанского государственного технического университета, 2006. — 220 с.
30. Кутателадзе С.С., Волчков Э.П., Терехов В.И. Аэродинамика и тепломассообмен в ограниченных вихревых потоках. — Новосибирск: Изд-во Ин-та теплофизики СО АН СССР, 1987. — 282 с.
31. Нгуен Т.Д., Александров Ю.Б., Сулаиман А.И., Мингазов Б.Г. Экспериментальное и численное определение коэффициента смешения за различными лопаточными завихрителями камеры сгорания газотурбинного двигателя // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2020. № 4. С. 101-107.

## SWIRLER VANES INSTALLATION ANGLE IMPACT ON FLOW MIXING EFFICIENCY BEHIND THE FLAME TUBE HEAD OF GAS TURBINE ENGINE COMBUSTION CHAMBER

Aleksandrov Yu.B.<sup>\*</sup>, Nguyen T.D.<sup>\*\*</sup>, Mingazov B.G.<sup>\*\*\*</sup>,  
Korol'kova E.V.<sup>\*\*\*\*</sup>, Sharafutdinov R.R.<sup>\*\*\*\*\*</sup>

Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev – KAI,  
10, K. Marx str., Kazan, Tatarstan, 420111, Russia

<sup>\*</sup> e-mail: Alexwischen@rambler.ru

<sup>\*\*</sup> e-mail: nguyenthedat1609@gmail.com

<sup>\*\*\*</sup> e-mail: BGMingazov@kai.ru

<sup>\*\*\*\*</sup> e-mail: mustang\_mustang@mail.ru

<sup>\*\*\*\*\*</sup> e-mail: ramisharafutdinov@gmail.com

### Abstract

Various structures of swirlers, differing by the blades installation angle within the range of 15–60 degrees, were developed for experimental study of mixing processes from the vane swirler by the layer-by-layer deposit welding technology.

The manufactured swirlers were blown-through on the experimental test bench with heated air.

The experimental study results indicate a general regularity characteristic for mixing in a swirled jet with surrounding air, consisting in the fact that:

1) With the swirl intensity increase (the vane installation angle increase), within the limits of the studied vane rotation angles, the ejection ability of the flow increases;

2) With moving away from the swirler mouth, the share attached (ejected) air mass increases in the axial direction of the swirled flow.

Based on the works of Akhmedov R.B., Lewis B. and Lefebvre A., mixing in a swirling flow, depending mainly on the turbulent mass transfer process, can be represented as a dependence on turbulent diffusion. It allows forming analytical dependences for mixing process calculation using the following assumptions:

1) The average radius of the swirler RAV is the radius of the annular source RCS;

2) A mixture of air and fuel is a gas flowing out of an annular source;

3) The flow swirling effect is being determined by its impact on the coefficient of turbulent diffusion.

Comparisons of the swirlers experimental data with various vane installation angles with analytical calculations reveal satisfactory qualitative and quantitative convergence. Analytical dependence is described by a power function close to linear.

In practice, the impact of the swirler vanes shape on the mixing process is of interest. An experimental study of the vane shape impact on the mixing ratio was conducted. The profiled vanes demonstrated a more uniform temperature field and the highest mixing ratios. Obviously, this is due to the fact that the profiled vanes application allows obtaining a more uniform flow behind the vanes due to the absence of separated flows in the inter-vane channel of the swirler. As the result, a pressure losses decrease occurs during the flow passage through the profiled vanes and, accordingly, an increase in the ejection ability of the jet occurs. It is worth noting that the same result was obtained in the work of Lefebvre A., where the vanes profiling significantly reduces the pressure loss in the swirler.

The conducted experiment and analytical calculation aimed at studying the change in flow parameters depending on the installation angle and the vane profile allowed obtaining the following generalizing results. With an increase in the vane installation angle in the range of angles under study, the ejection ability of the swirling flow increases. The blade profiling strongly affects the temperature field. Unlike the flat ones, the profiled vanes create more uniform flow at the outlet without significant separation zones, reducing thereby hydraulic losses in the flame tube head and ensuring a high mixing ratio with secondary air. A change in the number of profiled and flat vanes has an insignificant impact on the hydraulic resistance change, in contrast to a change in the vane installation angle. Thus, the obtained results of the work may be handy while designing the effective flame tube head of the gas turbine engine combustion chamber.

**Keywords:** gas turbine engine (GTD) combustion chamber, flow swirl, mixing ratio, swirler vane profile.

## References

1. Lefebvre A.H., Ballal D.R. *Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions*. CRC Press; 3rd Edition, 2010, 557 p.
2. Doroshko S.M., Glazkov A.S. *Gazoturbinnye dvigateli grazhdanskoi aviatsii* (Gas turbine engines for civil aviation), St. Petersburg, Universitet GA, 2018, 228 p.
3. Sipatov A.M., Shilov K.A., Nugumanov A.D., Abramchuk T.V. *Vestnik PNIPU. Aerokosmicheskaya tekhnika*, 2016, no. 46, pp. 40-55. DOI: 10.15593/2224-9982/2016.46.02
4. Akhmedov R.B., Balagula T.B., Rashidov F.K., Sakaev A.Yu. *Aerodinamika zakruchЕННОЙ струи* (Swirling jet aerodynamics), Moscow, Energiya, 1977, 240 p.
5. Zavaleta-Luna D.A., Viguera-Zúñiga M.O., Herrera-May A.L. et al. Optimized Design of a Swirler for a Combustion Chamber of Non-Premixed Flame Using Genetic Algorithms, *Energies*, 2020, vol. 13(9), pp. 1-25. DOI: 10.3390/en13092240
6. Zubrilin I.A., Didenko A.A., Dmitriev D.N., Gurakov N.I., Hernandez M.M. Combustion process effect on the swirled flow structure behind a burner of the gas turbine engine combustion chamber. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no. 3, pp. 124-136.
7. Orlov M.Y., Anisimov V.M., Kolomzarov O.V. Design refinement of combustion chamber of gas turbine engine with toroid recirculation zone. *Aerospace MAI Journal*, 2018, vol. 25, no. 3, pp. 97-106.
8. Mohammed A.A. Mixing in Outer Swirling Coaxial Jets. *American Journal of Fluid Dynamics*, 2019, vol. 9(1), pp. 27-34. DOI: 10.5923/j.ajfd.20190901.03
9. Piralishvili Sh.A. *Vikhrevoi effekt. T. 1. Fizicheskoe yavlenie, eksperiment, teoreticheskoe modelirovanie* (Swirling effect. Vol. 1. Physical phenomenon, experiment, theoretical modeling), Moscow, Nauchtekhizdat, 2012, 342 p.
10. Beér J.M., Chigier N.A. *Combustion Aerodynamics*, Applied Science Publishers (Elsevier) Ltd, London, 1972, 265 p.
11. Orlov M.Yu., Lukachev S.V., Matveev S.G. *Modelirovanie protsessov v kamere sgoraniya* (Processes simulation in the combustion chamber), Samara, Izdatel'stvo Samarskogo universiteta, 2017, 292 p.
12. Perpignan A.A.V., Talboom M.G., Levy Y., Rao A.G. Emission Modeling of an Interturbine Burner Based on Flameless Combustion. *Energy Fuels*, 2018, vol. 32(12), pp. 822-838. DOI: 10.1021/acs.energyfuels.7b02473
13. Skorobogatov S.V. *Crede Experto: transport, obshchestvo, obrazovanie, yazyk*, 2020, no. 3, pp. 20-39.
14. Ralph M., Kuentzmann P., Maurice L., Tilston J. *Report of the independent experts to CAEP/8 on the second NOx review and the establishment of medium and long term technology goals for NOx*. Technical Report Doc 9953, ICAO, 2010.
15. Dhanuka S.K., Temme J.E., Driscoll J. Unsteady aspects of lean premixed prevaporized gas turbine combustors: flame-flame interactions. *Journal of Propulsion and Power*, 2011, vol. 27, no. 3, pp. 631-641. DOI: 10.2514/1.B34001
16. Foust M.J., Thomsen D., Stickles R., Cooper C., Dodds W. Development of the GE aviation low emissions TAPS combustor for next generation aircraft engines. *50th AIAA Aerospace Sciences Meeting*

- including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition (09-12 January 2012; Nashville, Tennessee). AIAA 2012-0936. DOI: 10.2514/6.2012-936
17. Gao H., Fu Z., Zeng Z., Liu J., Weng P. Effects of Swirling Strength of the Premixed Gas Flow on Pollutant Emission in a Heavy-Duty Gas Turbine. *4<sup>th</sup> International Conference on Advances in Energy and Environment Research (ICAEEER 2019)*, vol. 118. DOI: 10.1051/e3sconf/201911804038
  18. Vishwanath R.B., Tilak P.M., Chaudhuri S. An experimental study of interacting swirl flows in a model gas turbine combustor. *Experiments in Fluids*, 2018, vol. 59:38. DOI: 10.1007/s00348-018-2495-2
  19. Liu T., Bai F., Zhao Z., Lin Y., Du Q., Peng Z. Large Eddy Simulation Analysis on Confined Swirling Flows in a Gas Turbine Swirl Burner. *Energies*, 2017, vol. 10(12): 2081. DOI: 10.3390/en10122081
  20. Chaouat B. The State of the Art of Hybrid RANS/LES Modeling for the Simulation of Turbulent Flows. *Flow, Turbulence and Combustion*, 2017, vol. 99(2), pp. 279-327. DOI: 10.1007/s10494-017-9828-8
  21. Lefebvre A.H. *Gas Turbine Combustion*. Hemisphere Pub. Corp, 1983, 531 p.
  22. Gupta A.K., Lilley D.G., Syred N. *Swirl flows*. Abacus Press, Tunbridge Wells, England, 1984, 475 p. DOI: 10.1016/0010-2180(86)90133-1
  23. Mitrofanova O.V. *Gidrodinamika i teploobmen zakruchennykh potokov v kanalakh yaderno-energeticheskikh ustanovok* (Hydrodynamics and heat transfer of swirling flows in nuclear power plants channels), Moscow, Fizmatlit, 2010, 288 p.
  24. Lewis B., Pease R.N., Taylor H.S. *Combustion Processes*, Princeton University Press, 1955, 696 p.
  25. Kharitonov V.F. *Proektirovanie kamer sgoraniya* (Design of combustion chambers), Ufa, UGATU, 2008, 138 p.
  26. Pomerantsev V.V., Aref'ev K.M., Akhmedov D.B. et al. *Osnovy prakticheskoi teorii goreniya* (Fundamentals of practical combustion theory), Leningrad, Energoatomizdat, 1986, 312 p.
  27. Aleksandrov Y.B., Nguyen T.D., Mingazov B.G., Sulaiman A.I. Computational grid impact on numerical computing results of three-dimensional non-stationary swirl flow behind the vane swirler. *Aerospace MAI Journal*, 2020, vol. 27, no. 1, pp. 122-132. DOI: 10.34759/vst-2020-1-122-132
  28. Nguyen T.D., Aleksandrov Y.B., Mingazov B.G. Study of mixing in a swirling jet. *AIP Conference Proceedings*, 2020, vol. 2211, issue 1, p. 040007-1 – 040007-7. DOI: 10.1063/5.0003049
  29. Mingazov B.G. *Kamery sgoraniya gazoturbinnnykh dvigatelei. Konstruktsiya, modelirovanie protsessov i raschet* (Combustion chambers of gas turbine engines. Design, processes modeling and calculation), Kazan, Kazanskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet, 2006, 220 p.
  30. Kutateladze S.S., Volchkov E.P., Terekhov V.I. *Aerodinamika i teplomassoobmen v ogranichennykh vikhrevykh potokakh* (Aerodynamics and heat and mass exchange in limited vortex flows), Novosibirsk, Institut teplofiziki SO AN SSSR, 1987, 282 p.
  31. Nguen T.D., Aleksandrov Yu.B., Sulaiman A.I., Mingazov B.G. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Aviatsonnaya tekhnika*, 2020, no. 4, pp. 101-107.