

Э.П. Волчков, Н.А. Дворников, Р.Х. Абдрахманов

Институт теплофизики СО РАН им. С.С. Кутателадзе, г. Новосибирск, Россия

ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИКИ ВИХРЕВОЙ КАМЕРЫ

АННОТАЦИЯ

В работе приводятся результаты экспериментального и расчетного исследования течения и теплообмена в вихревой камере с вдувом периферийного закрученного потока по боковой поверхности. Экспериментально измерены температура нижней торцевой стенки камеры при заданном постоянном удельном тепловом потоке на стенке. Измерены поля температур в камере. Численные расчеты в осесимметричной постановке проведены для стандартной k-ε модели модифицированной с учетом влияния массовых сил на турбулентность k-ε модели, а также с помощью модели переноса напряжений Рейнольдса.

1. ВВЕДЕНИЕ

Течение с закруткой потока относится к сложным течениям, которые не всегда удается рассчитать с помощью простых моделей турбулентности [1-7]. При развитии течения в вихревой камере конвективный перенос момента количества движения потока может быть резко ослаблен за счет перераспределения потока в узкие приторцевые пограничные слои [7], в результате чего перенос в основном осуществляется за счет турбулентных механизмов, которые зависят от влияния массовых сил на порождение – затухание турбулентности [1-6].

Простые приемы модификации k-ε-модели [4-6] иногда дают достаточно неплохое улучшение результатов расчета при их сравнении с экспериментом по распределению тангенциальной скорости [5,6] и по коэффициентам тепло- и массообмена [6].

Однако при уменьшении отношения радиальной скорости к тангенциальной роль механизмов турбулентного переноса растет, и эти модификации k-ε-модели уже не вполне адекватно описывают динамику и теплообмен в закрученных потоках. Одним из таких сложных течений, когда отношение радиальной скорости к тангенциальной мало, является течение в вихревой камере при распределенной по боковой стенке камеры подаче закрученного потока. В настоящей работе приводятся результаты экспериментального исследования поля скорости и температуры в такой камере и приводятся результаты расчета по стандартной и модифицированной k-ε-моделям, а также по модели переноса напряжений Рейнольдса [8].

2. МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ТЕЧЕНИЯ

Течение моделировалось с помощью стандартной и модифицированной k-ε-моделей [6], а также по модели переноса напряжений Рейнольдса [8]. Уравнения переноса имели следующий вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho ur\Phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vr\Phi)}{\partial r} = \\ = \frac{\partial}{\partial r} \left(r\Gamma_{\Phi} \frac{\partial\Phi}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(r\mu_e \frac{\partial\Phi}{\partial x} \right) + S_{\Phi}. \end{aligned} \quad (1)$$

В таблице представлены значения Φ и источниковых членов S_{Φ} .

Φ	S_{Φ}
1	0
u	$-r \frac{\partial(p + \frac{2}{3}k)}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} (r\mu_e \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial r} (r\mu_e \frac{\partial v}{\partial x})$
v	$-r \frac{\partial(p + \frac{2}{3}k)}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial x} (r\mu_e \frac{\partial u}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial r} (r\mu_e \frac{\partial v}{\partial r}) - 2 \frac{\mu_e v}{r} + \rho w^2$
w	$-\rho vw - \frac{w}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r\mu_e)$
k	$G_k - \rho \epsilon$
ε	$\frac{\epsilon}{k} (C_{1\epsilon} G_k - C_{2\epsilon} (1 - C_{Ri}) \rho \epsilon)$

$$\mu_t = \rho C_{\mu} \frac{k^2}{\epsilon}, \quad C_1=1,44, \quad C_2=1,92, \quad C_{\mu}=0,09, \quad \sigma_k=1,0.$$

$\sigma_{\epsilon}=1,3, \quad C_R=0,07$ для модифицированной модели, $C_R=0,0$ для стандартной k-ε-модели турбулентности,

$$Ri = \frac{k^2}{\epsilon^2} \frac{w}{r^2} \frac{\partial rw}{\partial r}.$$

$$\begin{aligned} G_k = \mu_t \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{v}{r} \right)^2 \right] + \right. \\ \left. + \left[r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{w}{r} \right) \right]^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right\}. \end{aligned}$$

Уравнение переноса напряжений Рейнольдса в общем случае для несжимаемого течения имеет вид

$$\frac{D \overline{u_i u_j}}{Dt} = T_{ij} + P_{ij} + \Phi_{ij} - \varepsilon_{ij}, \quad (2)$$

где члены в правой части соответственно отвечают за диффузию, генерацию напряжений, взаимодействие пульсаций давления и скорости, а также вязкую диссипацию, и определялись по модели [8].

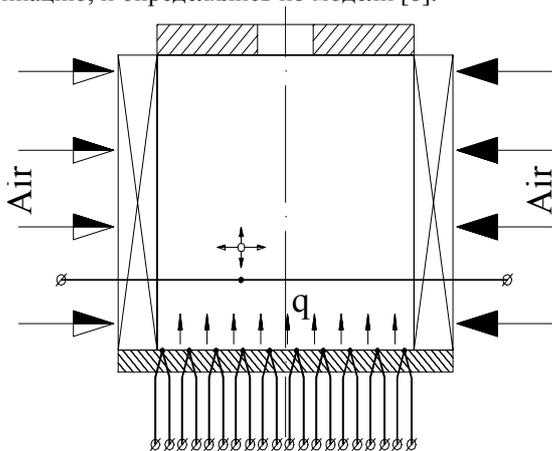


Рис. 1. Схема вихревой камеры

Граничные условия. Для всех компонент скорости по заданному расходу и геометрии входа задавались продольная и тангенциальная скорости, поперечная компонента скорости принималась равной нулю. Кинетическая энергия турбулентности на входе определялась по зависимости $k = 1.5Tu^2(u^2 + w^2)$, а величина $Tu=0.1$ для периферийного и осевого потоков. Диссипация энергии турбулентности задавалась по формуле, приведенной в [2], $\varepsilon = C_{\mu} k^{3/2} / (0.03L)$, где масштаб L для центральной струи принимался равным ее диаметру, а для периферийной струи — равным ее ширине. На выходе из вихревой камеры для всех переменных задавалось равенство первой производной вдоль осевой координаты нулю, а на оси задавалось равенство нулю первой производной вдоль радиальной координаты. Исключением составляла радиальная компонента скорости, для которой задавалась нулевая скорость на выходе и на оси камеры, и тангенциальная скорость, для которой задавалось равенство нулю на оси камеры. На стенках камеры ставились условия вытекающие из логарифмического профиля скорости для компонент вдоль стенок [2] и условие непроницаемости стенок для нормальных компонент скорости.

Для решения системы уравнений использовался метод контрольного объема с использованием процедуры SIMPLE [9].

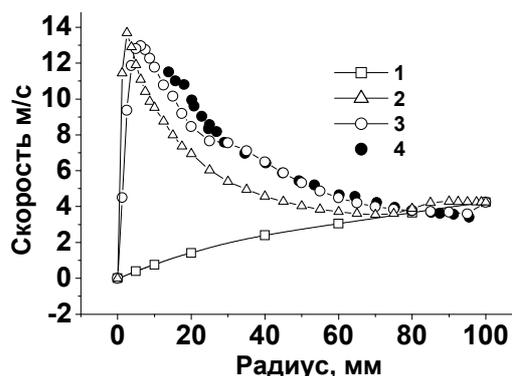


Рис. 2. Профили тангенциальной скорости в среднем по высоте камеры (70мм) сечениями: 1-k-ε модель; 2 — модифицированная k-ε модель; 3 — модель напряжений Рейнольдса; 4 — данные [7]

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Эксперимент проводился на вихревой камере диаметром 200 мм и высотой 140 мм. На боковой поверхности камеры имелось 4 ряда тангенциальных отверстий по 10 в каждом ряду диаметром 4 мм. Диаметр выходного отверстия камеры составлял 30 мм.

Расход воздуха контролировался ротаметром. На глухом торце располагался омический нагреватель. Мощность определялась по напряжению на клеммах источника постоянного тока БП-30 и по току, определенному по падению напряжения на эталонном сопротивлении номиналом 0.001 Ом. Температура стенки торца измерялась с помощью 11 хромель-алюмелевых термопар. Для измерения температуры потока в торцевом пограничном слое также использовалась хро-

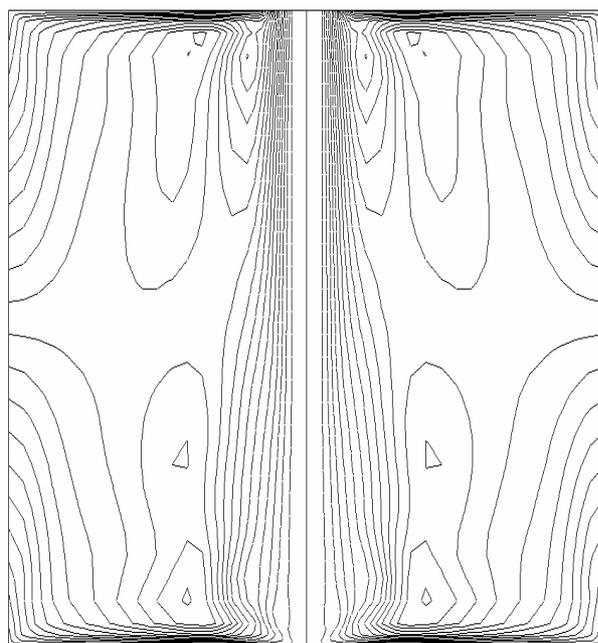


Рис. 3. Линии тока в вихревой камере

мель-алюмелевая термопара диаметром 0.2 мм, растянутая поперек камеры. Спай термопары имел возможность перемещаться как по высоте камеры, так и по радиусу. Сигнал с термопар оцифровывался с помощью 16-канального АЦП "LAB-MASTER". Схематично вихревая камера представлена на рис. 1.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Входящий поток имел температуру 25.2 °С, его расход составлял 4.5 г/с. Поток подогревался на нижнем торце камеры омическим подогревателем, обеспечивающим тепловой поток 2898 Вт/м² по всему нижнему торцу камеры. Профиль тангенциальной скорости для изотермического течения в такой камере измерен ранее с помощью лазер-доплеровского анемометра и представлен в работе [7].

Расчеты проводились для указанных условий по двумерной осесимметричной модели с равномерно распределенным вдувом закрученного потока по боковой поверхности вихревой камеры.

Представленные на рис. 2 данные по распределению тангенциальной скорости, полученные по стандартной, модифицированной k-ε модели и по модели переноса напряжений Рейнольдса, свидетельствуют, что модификация k-ε модели улучшает качественное соответствие распределения тангенциальной скорости по радиусу камеры, однако лучшее количественное соответствие дает модель переноса напряжений Рейнольдса. Следует отметить, что расчет по модели Рейнольдса, также и по модифицированной k-ε моделям, показывает, что камера относится к непроточным, т.е. к таким, у которых расход газа осуществляется через узкие приторцевые слои.

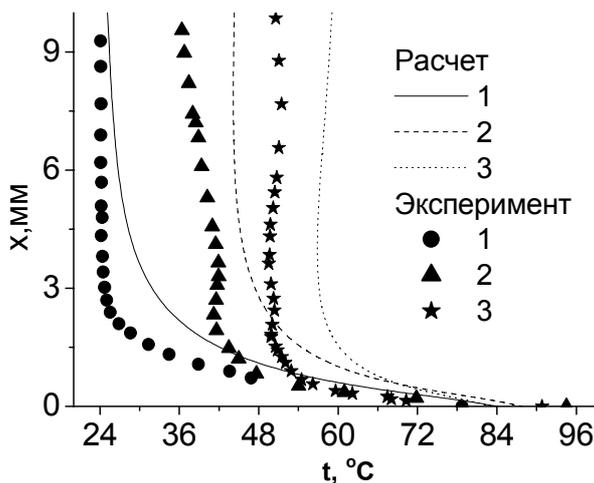


Рис. 4. Распределение температуры по толщине пограничного слоя на глухом торце вихревой камеры с тепловым потоком 2898 Вт/м²: 1-г = 81.75 мм; 2- 37.35 мм; 3- 18.85 мм

На рис. 3 показаны линии тока в вихревой камере с тепловым потоком на нижнем торце. Видно, что ли-

нии тока сгущаются к нижнему и верхнему торцу камеры.

На рис. 4 представлено сравнение экспериментальных и расчетных данных профилей температур поперек пограничного слоя, полученных на трех радиусах камеры, вблизи нижнего торца в вихревой камере с заданным на стенке тепловым потоком. Расчетные профили температуры только качественно соответствуют эксперименту даже при расчете с помощью наиболее адекватной модели переноса напряжений Рейнольдса.

Из сопоставления расчетных и экспериментальных данных видно, что в расчетной модели наблюдается более интенсивный перенос тепла от торцевой стенки в основной объем камеры. Однако модель переноса напряжений Рейнольдса лучше рассчитывает распределение температуры торцевой стенки при заданном на ней тепловом потоке, рис. 5.

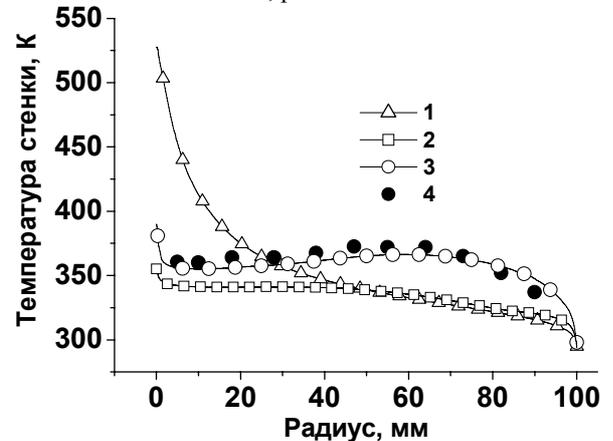


Рис. 5. Распределение температуры радиусу на нижнем торце вихревой камеры с тепловым потоком 2898 Вт/м². Обозначения соответствуют рис. 1

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных исследований была отработана методика измерения температуры в торцевом пограничном слое, проведен расчет гидродинамики и теплообмена с использованием трёх моделей турбулентности: k-ε модели, модифицированной k-ε модели и модели переноса напряжений Рейнольдса. В результате сопоставления экспериментальных данных и результатов расчёта было получено:

- модификация k-ε модели с учетом числа Ричардсона улучшает качественное соответствие распределения тангенциальной скорости по радиусу вихревой камеры. Но лучшее количественное соответствие дает модель переноса напряжений Рейнольдса;
- хорошее совпадение распределения температуры стенки с экспериментом дает расчёт с использованием модели переноса напряжений Рейнольдса. Расчетные профили температуры потока в вихревой камере для всех использованных моделей тур-

булентности только качественно соответствуют эксперименту.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ 05-02-16896 и гранта Президента РФ № НШ-6965.2006.8.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

ε – диссипация энергии турбулентности;
 μ_t – коэффициент турбулентной вязкости;
 $C_1, C_2, C_\mu, \sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_R$ – константы модели турбулентности;
 G_k – генерация турбулентной кинетической энергии;
 k – кинетическая энергия турбулентности;
 L – локальный масштаб течения, м;
 Ri – число Ричардсона;
 Tu – степень турбулентности потока;
 r, x – радиальная и осевая координаты, м;
 t – температура, °С
 u, v, w – радиальная, окружная и осевая компоненты вектора скорости, м/с.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Lakshminarayana B.** Turbulence modeling for complex shear flows// AIAA Journal. 1986. N12. P. 1900—1917.
2. **Sloan D.G., Smith P.J., Smoot L.D.** Modeling of swirl in turbulent flow systems// Prog. Energy Combust. Sci. 1986. Vol. 12. P. 163—250.
3. **Гупта А., Лилли Д., Сайред Н.** Закрученные потоки. М.: Мир, 1987. 588с.
4. **Launder B.E., Priddin C.H., Sharma B.I.** The calculation of turbulent boundary layers on spinning and curved surfaces// Trans. Am. Soc. mech. Engrs. J. Fluids Eng. 1977. Vol. 99. P. 231—239.
5. **Волчков Э.П., Дворников Н.А., Терехов В.И.** Тепло-массообмен и трение в турбулентном пограничном слое закрученного потока. Новосибирск. 1983. 46 с. (Препринт 107-83 Ин-та теплофизики СО АН СССР).
6. **Volchkov E.P., Dvornikov N.A., Lebedev V.P., Lukashov V.V.** The investigation of vortex chamber aerodynamics// Proceeding the third Russian Korean international symposium on science and technology - KORUS99. June. . Novosibirsk. 1999. Vol. 1. P. 40—43.
7. **Семенов С.В.** Аэродинамика и теплообмен в торцевом пограничном слое вихревой камеры: Дисс.... канд.техн. наук. Новосибирск. 1987. 195 с.
8. **Fu S., Launder B. E. and Leschziner M. A.** Modeling Strongly Swirling Recirculating Jet Flow with Reynolds-Stress Transport Closures// In Sixth Symposium on Turbulent Shear Flows. Toulouse. France. 1987.
9. **Patankar S.V.** Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. New York: Hemisphere, 1980.