

1. Энергоэкологические испытания печей с шагающими балками / Б. С. Сорока, Л. И. Валь, И. А. Трусова и др. // Сталь. – 1991. – № 7. – С. 52–56.
2. Тимошпольский В. И. Теплотехнологические основы металлургических агрегатов и процессов высшего технического уровня. – Мн.: Навука і тэхніка, 1995. – 256 с.
3. Сравнительная оценка экологических характеристик печей с механизированным подом Белорусского металлургического завода / Б. С. Сорока, В. И. Тимошпольский, В. А. Тищенко и др. // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2003. – № 1. – С. 44–53.
4. Turbulent reacting flows. – Edited by P. A. Libby and F. A. Williams. – Academic Press, 1994.
5. Borghi R. Regimes of turbulent premixed flames // Progress Energy Comb. Sci. 1988. – Vol. 14. – P. 245–292.
6. Математическая теория горения и взрыва / Я. Б. Зельдович, Г. И. Баренблатт, В. Г. Либрович, Г. И. Махвиладзе. – М.: Наука, 1980.
7. Химия горения / Под ред. У. Гардинера. – М.: Мир, 1988.
8. http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/.
9. Басевич В. Я., Беляев А. А., Фролов С. М. Глобальные кинетические механизмы для расчета турбулентных реагирующих течений // Химическая физика. – 1998. – Т. 17. – № 9. – С. 117–129.
10. Борисов А. А., Скачков Г. И., Трошин К. Я. Кинетика воспламенения и горения простейших углеводородных топлив С1–С3 в воздушных смесях // Химическая физика. – 1999. – Т. 18. – № 9. – С. 45–53.
11. Kunugi M., Jinno H. Turbulent Diffusion Flames // Proc. 8th Symp. (Int.) on Combustion. Pittsburg, PA: The Combustion Institute, 1957. – Vol. 6. – P. 311–316.
12. Иванов Ю. В. Основы расчета и проектирования газовых горелок. – М.: Гостехиздат, 1962.
13. Поляцкин М. А., Меньшиков В. П. Методика расчета газовадающей части круглых горелок с периферийной и центральной подачей газа // Труды ЦКТИ. – Вып. 76. – 1967.
14. Карташов Э. М. Аналитические методы в теории теплопроводности. – М.: Высш. шк., 1985.

Поступила 22.07.2003

УДК 533.601

ИССЛЕДОВАНИЕ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ПОТОКА В КОЛЬЦЕВОМ КАНАЛЕ С ЦИКЛОННЫМ ГЕНЕРАТОРОМ ЗАКРУТКИ

**Канд. техн. наук, доц. ЛЕУХИН Ю. Л., засл. деят. науки и техн. России,
действ. чл. РИА, РАЕН, МИА, докт. техн. наук, проф. САБУРОВ Э. Н.,
инж. СКАЧКОВ А. С., докт., проф. ГАРЕН В., инж. ТИДЕКЕН С.**

*Архангельский государственный технический университет,
Университет прикладных наук, г. Эмден (Германия)*

С точки зрения анализа закономерностей гидродинамики и теплообмена, в кольцевых каналах с закрученным течением теплоносителя большое значение имеет исследование его микроструктуры.

Опыты выполнены на стенде, основными элементами которого являются кольцевой канал и генератор закрутки потока – циклонная камера. Канал длиной $l = 1840$ мм образован стеклянными трубами с внутренним диаметром $d_1 = 2r_1 = 105$ мм и наружным – $d_2 = 2r_2 = 140$ мм. Безразмерная длина кольцевого канала $\bar{l} = l/d_3$ ($d_3 = d_2 - d_1$ – эквивалентный диаметр) равна 52,6. Генератор закрутки – полый гладкостенный цилиндр с внутренним диаметром $D = 179$ мм и длиной $L = 118$ мм – выполнен из оргстекла. Подвод воздуха в генератор осуществляется тангенциально его внутренней поверхности с двух диаметрально противоположных сторон через входные каналы с высотой $h_{вх} = 13$ мм и длиной $l_{вх} = 40$ мм. Безразмерная суммарная площадь входа потока $\bar{f}_{вх} = 4f_{вх}/\pi D^2$ равна $4,13 \cdot 10^{-2}$.

Поля осредненных и пульсационных скоростей в кольцевом канале изучали с помощью двухлучевого лазерного доплеровского анемометра (ЛДА) фирмы Dantec Measurement Technology A/S.

Опыты проводились при значениях числа Рейнольдса $Re = 770 \dots 10,9 \cdot 10^3$ ($Re = V_{ср}/d_3 \nu$, $V_{ср}$ – средняя скорость воздуха в кольцевом канале; ν – коэффициент кинематической вязкости).

На рис. 1а приведены распределения по безразмерному радиусу $(r - r_1)/(r_2 - r_1)$ интенсивности турбулентности тангенциальной $\epsilon_\varphi = \sqrt{\overline{w_\varphi'^2}}/V$ и осевой $\epsilon_z = \sqrt{\overline{w_z'^2}}/V$ (V – осредненное значение полной скорости в данной точке) составляющих скорости в сечении $\bar{z} = 12,26$ ($\bar{z} = z/d_3$ – безразмерная продольная координата, отсчитываемая от начала кольцевого канала вдоль его оси по направлению движения потока). На рис. 1б в этом же сечении показаны распределения осредненных безразмерных тангенциальной $\overline{w_\varphi} = w_\varphi/V_{ср}$ и осевой $\overline{w_z} = w_z/V_{ср}$ составляющих вектора скорости, а на рис. 1в – циркуляции тангенциальной скорости $\overline{\Gamma} = \overline{\Gamma}/\Gamma_{\varphi m}$, угловой скорости $\overline{\omega} = \overline{\omega}/\omega_{\varphi m}$ и центростремительного ускорения $\overline{j} = \overline{j}/j_{\varphi m}$ ($\Gamma = w_\varphi r$; $\omega = w_\varphi/r$; $j = w_\varphi^2/r$; $\Gamma_{\varphi m} = w_{\varphi m} r_{\varphi m}$; $\omega_{\varphi m} = w_{\varphi m}/r_{\varphi m}$; $j_{\varphi m} = w_{\varphi m}^2/r_{\varphi m}$; $w_{\varphi m}$ – максимальное в поперечном сечении канала значение тангенциальной скорости; $r_{\varphi m}$ – радиус, соответствующий положению $w_{\varphi m}$).

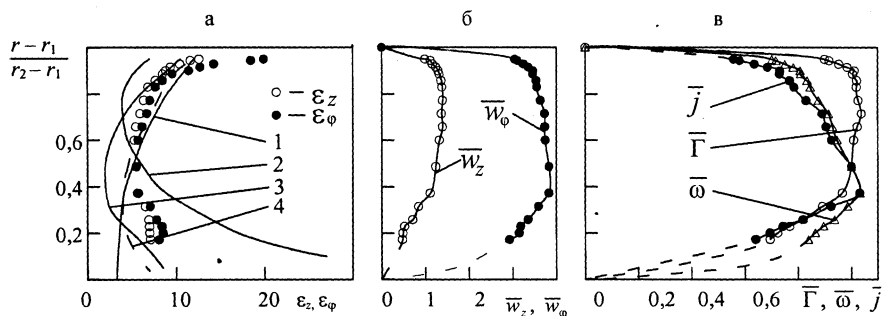


Рис. 1. Распределения ϵ_φ и ϵ_z (а), $\overline{w_\varphi}$ и $\overline{w_z}$ (б), а также $\overline{\Gamma}$, $\overline{\omega}$ и \overline{j} (в) по радиусу кольцевого канала: 1 – ϵ_z при осевом течении потока в трубе [1]; 2 – при закрученном [2]; 3 [4] и 4 [1] – в кольцевых каналах

Сопоставление ϵ_φ и ϵ_z по величине в этом и других сечениях показывает близкие их значения, равные примерно 5...7 % в средней части канала и возрастающие до 10...20 % вблизи стенок, где при этом наблюдается ани-

зотропия турбулентности. Полученные данные хорошо согласуются с результатами исследований турбулентности закрученных потоков в кольцевых каналах, циклонных камерах и трубах [1...9]. Для сравнения на рис. 1а линиями показаны опытные данные по изменению ϵ_z в трубах ($r_1 = 0$) при осевом (линия 1) и закрученном (линия 2) течениях [1...3], а также в кольцевых каналах (линии 3 и 4) [1, 4].

Следует отметить, что радиус, соответствующий минимальным значениям интенсивности турбулентности, примерно совпадает с радиусами расположения максимальных значений центростремительного ускорения r_{jm} и угловой скорости $r_{\omega m}$ (в рассматриваемом сечении $r_{jm} \approx r_{\omega m}$). Распределения ϵ_φ и ϵ_z по ширине кольцевого канала определяются сложным совокупным влиянием на турбулентность массовых сил, пограничного слоя на внешней стенке и потерь устойчивости закрученного потока у внутренней поверхности из-за положительного продольного градиента давления. При консервативном воздействии массовых сил на турбулентность происходит снижение ϵ_φ и ϵ_z от внутренней стенки до r_{jm} . При активном же влиянии массовых сил наблюдается постепенное увеличение интенсивности турбулентности при $r > r_{jm}$ в направлении внешней стенки. Резкое возрастание ϵ_φ и ϵ_z вблизи самой поверхности объясняется генерацией турбулентности в пристенном пограничном слое.

На рис. 2 показаны линии постоянных значений ϵ_z и ϵ_φ в кольцевом канале ($\bar{r} = r/r_2$) при числе $Re = 8,81 \cdot 10^3$. При истечении закрученного потока из генератора закрутки в канал в связи с его разгоном происходит снижение интенсивности турбулентности обеих составляющих скорости до 5 % в средней части. С перемещением потока в направлении выходного отверстия радиусы, соответствующие минимальным значениям ϵ_φ и ϵ_z , несколько уменьшаются, и наблюдается увеличение интенсивности турбулентных пульсаций у внешней поверхности. Наиболее интенсивная генерация турбулентности начинается у внутренней поверхности от точки, где происходит потеря устойчивости потока и образуется возвратное течение ($\bar{z} = 3...4$), вниз по потоку. Следует отметить существенную анизотропию

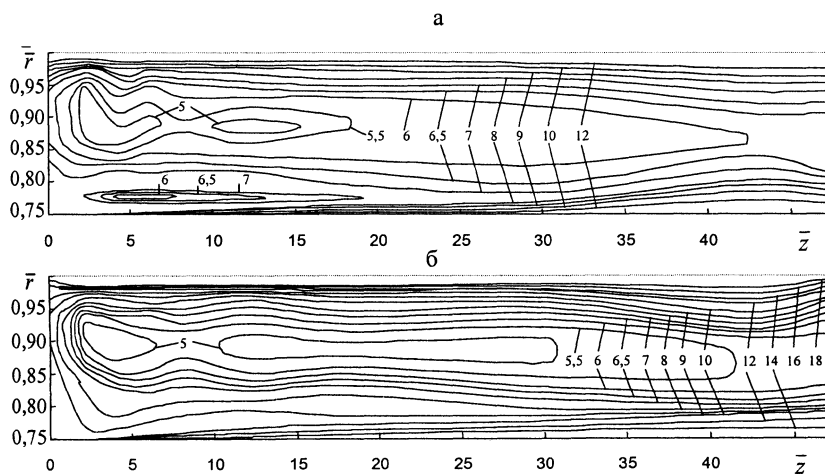


Рис. 2. Распределения линий постоянных значений ϵ_z (а) и ϵ_φ (б) в кольцевом канале

турбулентности потока вблизи внутренней стенки в пределах входного участка кольцевого канала, длина которого, определенная по рекомендациям [10], равняется $\bar{z}_{\text{вх}} = 21,6$. На основном участке течения потока ($\bar{z} > \bar{z}_{\text{вх}}$) при $Re = 8,81 \cdot 10^3$ ее практически нет.

На рис. 3 представлены распределения ϵ_φ и ϵ_z в сечениях, расположенных вблизи генератора закрутки (а) и выходного отверстия (б, в, г), при различных числах Рейнольдса. Приведенные данные показывают, что с уменьшением Re анизотропия турбулентности проявляется и в выходных сечениях (рис. 3в, г).

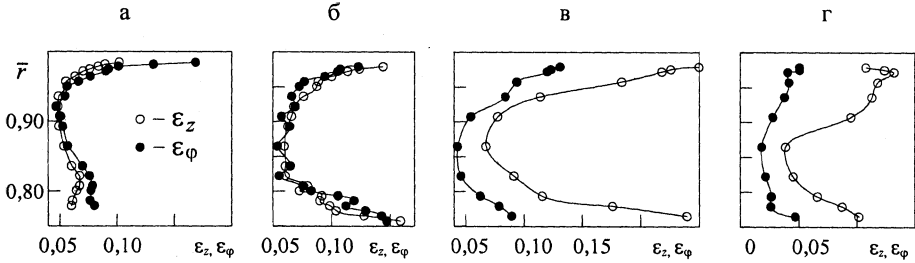


Рис. 3. Распределения интенсивности турбулентности в кольцевом канале: а – $\bar{z} = 2,26$; б – 47,31 при $Re = 8,81 \cdot 10^3$; в – $Re = 1,51 \cdot 10^3$; г – $0,77 \cdot 10^3$ при $\bar{z} = 47,31$

Исследованиями распределений осредненных тангенциальной \bar{w}_φ и осевой \bar{w}_z составляющих вектора скорости закрученного потока в кольцевом канале установлено, что при больших числах Рейнольдса наблюдается их автомодельное (относительно Re) распределение по радиусу. Граница автомодельного режима для любого сечения канала может быть определена по уравнению

$$Re_{\text{авт}} = (\bar{w}_{\varphi m}^{\text{авт}})^{-0,35} \cdot 10^4, \quad (1)$$

где $\bar{w}_{\varphi m}^{\text{авт}}$ – значение максимальной тангенциальной скорости для автомодельного распределения составляющих скорости в кольцевом канале. Рекомендации для определения $\bar{w}_{\varphi m}^{\text{авт}}$ приведены в [10].

На рис. 4 представлены зависимости ϵ_φ и ϵ_z от числа Re на различных радиусах для двух поперечных сечений кольцевого канала. При автомодельном распределении скорости ($Re > Re_{\text{авт}}$) ϵ_φ и ϵ_z практически не зависят от Re . С уменьшением $Re < Re_{\text{авт}}$ сначала происходит увеличение интенсивности турбулентности, вероятно, за счет возникновения более крупномасштабных вихрей, главным образом, у стенок канала. (Аналогичный характер зависимости ϵ_z от Re наблюдался в кольцевых каналах с внутренней витой трубой [1].) Максимальные значения ϵ_φ и ϵ_z имеют место при $Re = Re_{\text{кр}}$ ($Re_{\text{кр}}$ – число Рейнольдса, определяющее верхнюю границу перехода ламинарного режима течения в турбулентный). Для приближенного определения $Re_{\text{кр}}$ можно использовать уравнение

$$Re_{\text{кр}} = \left[5 + 0,007 (\bar{w}_{\varphi m}^{\text{авт}})^{-2,5} \right]^1 \cdot 10^4. \quad (2)$$

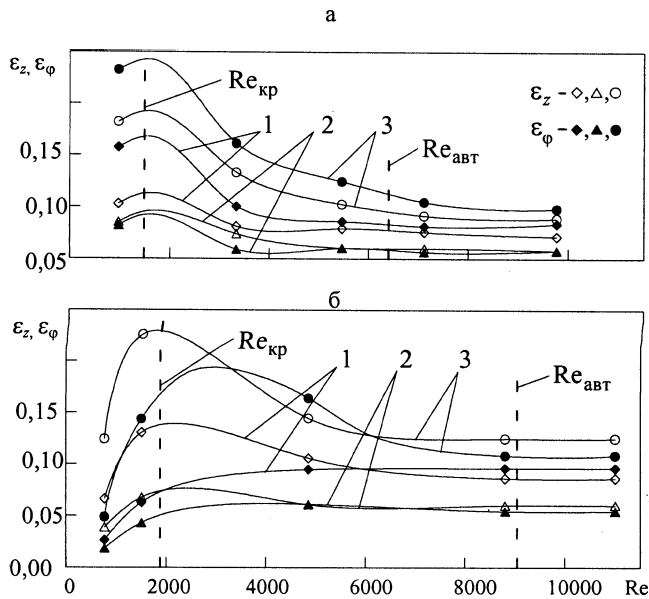


Рис. 4. Зависимость ε_z и ε_ϕ в кольцевом канале ($a - \bar{z} = 12,26$; б - $47,31$) от числа Re на различных радиусах: 1 - $\bar{r} = 0,793$; 2 - $0,864$; 3 - $0,975$

Со снижением Re ниже $Re_{кр}$ интенсивность турбулентности для обеих составляющих скорости уменьшается, причем ε_ϕ - в большей степени. Измерения ε_ϕ и ε_z , выполненные при $Re = 770$, указывают на наличие в пристенных областях еще достаточно интенсивных пульсаций скорости. Вероятно, минимальные достигнутые в опытах значения Re соответствуют переходной области течения. Полученные результаты позволяют предположить, что переход к ламинарному режиму будет происходить, начиная от средней, менее турбулизированной, части поперечного сечения кольцевого канала.

ВЫВОД

В результате опытов, выполненных в широком диапазоне чисел Рейнольдса, исследована интенсивность турбулентности закрученного потока в кольцевом канале с циклонным генератором закрутки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Турбулентное течение и теплообмен в каналах энергетических установок / Б. В. Дзюбенко, А. Сакалаускас, Л. Ашмантас, М. Д. Сегаль. - Вильнюс: Pradai, 1995. - 300 р.
2. Щуккин В. К., Халатов А. А. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. - М.: Машиностроение, 1982. - 200 с.
3. Халатов А. А. Теория и практика закрученных потоков. - Киев: Наукова думка, 1989. - 192 с.
4. Yowakim F. M., Kind R. J. Mean flow and turbulence measurements of annular swirling flows // Trans. of the ASME. J. Fluid Eng. - 1988. - Vol. 110. - P. 257-263.
5. Clayton B. R., Morsi Y. S. M. Determination of principal characteristics of turbulent swirling flow along annuli. Part 2: Measurement of turbulence components // Int. J. Heat and Fluid Flow. - 1985. - Vol. 6, № 1. - P. 31-41.

6. Пиралишвили Ш. А., Поляев В. М., Сергеев М. Н. Вихревой эффект: Эксперимент, теория, технические решения / Под ред. А. И. Леонтьева. – М.: УНПЦ «Энергомаш», 2000. – 412 с.

7. Устименко Б. П. Процессы турбулентного переноса во вращающихся течениях. – Алма-Ата: Наука КазССР, 1977. – 228 с.

8. Сабуров Э. Н., Карпов С. В. Теория и практика циклонных сепараторов, топок и печей / Под ред. д-ра техн. наук, проф. Э. Н. Сабурова. – Архангельск: Изд-во Арханг. гос. техн. ун-та, 2000. – 568 с.

9. Карпов С. В., Сабуров Э. Н. Высокоэффективные циклонные устройства для очистки и теплового использования газовых выбросов / Под ред. д-ра техн. наук, проф. Э. Н. Сабурова. – Архангельск: Изд-во Арханг. гос. техн. ун-та, 2002. – 504 с.

10. Экспериментальное исследование гидродинамики кольцевого канала с закрученным течением теплоносителя / Ю. Л. Леухин, А. С. Скачков, Э. Н. Сабуров и др. // Физические основы экспериментального и математического моделирования процессов газодинамики и теплообмена в энергетических установках // Труды XIII школы-семинара молод. ученых и спец. под руков. акад. РАН А. И. Леонтьева. – М.: Изд-во МЭИ, 2001. – Т. 2. – С. 345–348.

Представлена кафедрой
теплотехники

Поступила 28.03.2003

УДК 621.311.22

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОПТИМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ВПРЫСКИВАЕМОЙ ВОДЫ В ТРАКТ ПРОМПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Канд. техн. наук, доц. НАЗАРОВ В. И., инж. ВАКУЛИЧ Е. В.

Белорусский национальный технический университет

Известно, что применение впрыска питательной воды в качестве одного из основных средств регулирования температуры перегретого пара связано с существенными энергетическими потерями [1–4]. Основным недостатком при этом является то, что пар, полученный из впрыскиваемой воды, не проходит через цилиндр высокого давления турбоустановки, совершая работу в менее экономичном цикле (рис. 1). Это приводит к снижению термического КПД цикла η , и как следствие – к пережогу топлива.

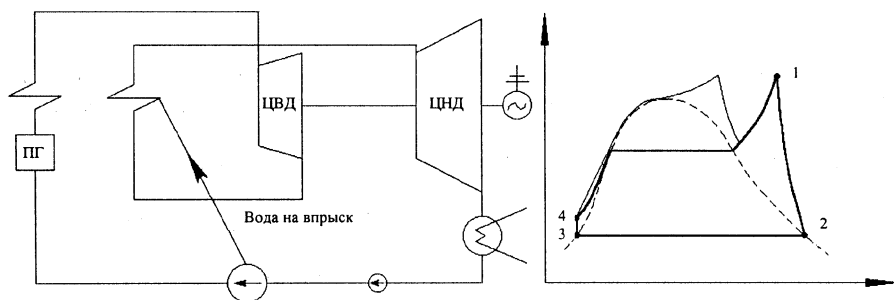


Рис. 1. Цикл паросиловой установки с однократным промежуточным перегревом и впрыском воды во второй тракт