

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/](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. 8<sup>th</sup> 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;  $\nu$  – 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  $\overline{\Gamma} = \Gamma/\Gamma_{\varphi m}$ , угловой скорости  $\overline{\omega} = \omega/\omega_{\varphi m}$  и центростремительного ускорения  $\overline{j} = j/j_{\varphi m}$  ( $\Gamma = w_\varphi r$ ;  $\omega = w_\varphi/r$ ;  $j = w_\varphi^2/r$ ;  $\Gamma_{\varphi m} = w_{\varphi m} r_{\varphi m}$ ;  $\omega_{\varphi m} = w_{\varphi m}/r_{\varphi m}$ ;  $j_{\varphi m} = w_{\varphi m}^2/r_{\varphi m}$ ;  $w_{\varphi m}$  – максимальное в поперечном сечении канала значение тангенциальной скорости;  $r_{\varphi m}$  – радиус, соответствующий положению  $w_{\varphi m}$ ).

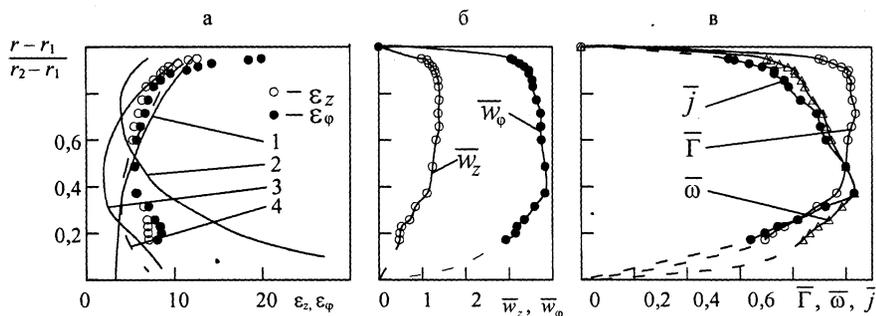


Рис. 1. Распределения  $\epsilon_\varphi$  и  $\epsilon_z$  (а),  $\overline{w_\varphi}$  и  $\overline{w_z}$  (б), а также  $\overline{\Gamma}$ ,  $\overline{\omega}$  и  $\overline{j}$  (в) по радиусу кольцевого канала: 1 –  $\epsilon_z$  при осевом течении потока в трубе [1]; 2 – при закрученном [2];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

Сопоставление  $\epsilon_\varphi$  и  $\epsilon_z$  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  $\epsilon_z$  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  $\epsilon_\varphi$  и  $\epsilon_z$  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  $\epsilon_\varphi$  и  $\epsilon_z$  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  $\epsilon_\varphi$  и  $\epsilon_z$  вблизи самой поверхности объясняется генерацией турбулентности в пристенном пограничном слое.

На рис. 2 показаны линии постоянных значений  $\epsilon_z$  и  $\epsilon_\varphi$  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  $\epsilon_\varphi$  и  $\epsilon_z$ , 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 ( $\bar{z} = 3 \dots 4$ ), вниз по потоку. Следует отметить существенную анизотропию

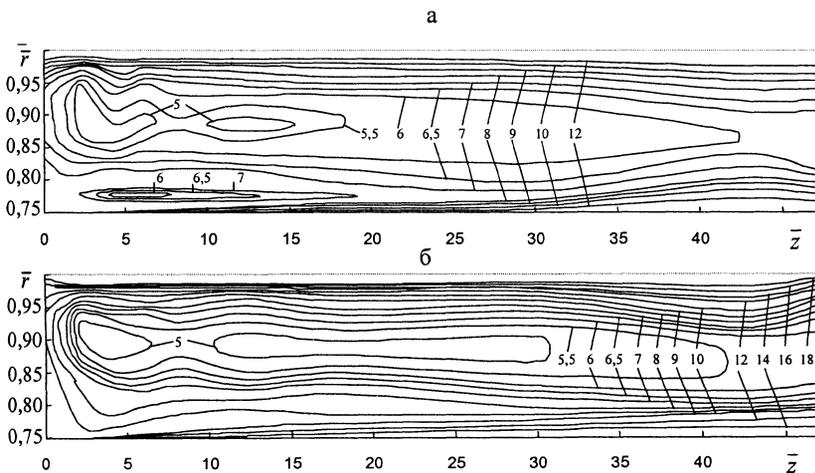


Рис. 2. Распределения линий постоянных значений  $\epsilon_z$  (а) и  $\epsilon_\varphi$  (б) в кольцевом канале

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  $\epsilon_\varphi$  и  $\epsilon_z$  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).

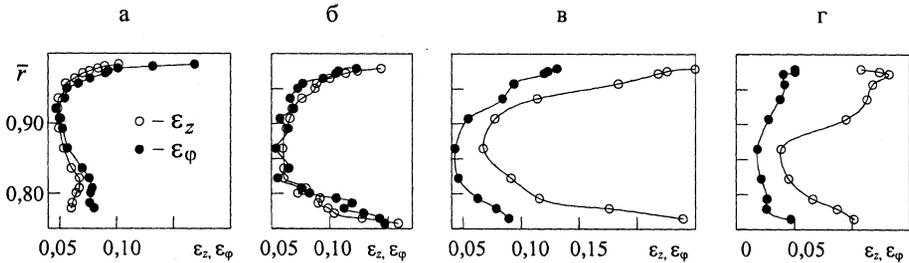


Рис. 3. Распределения интенсивности турбулентности в кольцевом канале: а –  $\bar{z} = 2,26$ ; б – 47,31 при  $Re = 8,81 \cdot 10^3$ ; в –  $Re = 1,51 \cdot 10^3$ ; г –  $0,77 \cdot 10^3$  при  $\bar{z} = 47,31$

Исследованиями распределений осредненных тангенциальной  $\bar{w}_\varphi$  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  $\epsilon_\varphi$  и  $\epsilon_z$  от числа  $Re$  на различных радиусах для двух поперечных сечений кольцевого канала. При автомодельном распределении скорости ( $Re > Re_{\text{авт}}$ )  $\epsilon_\varphi$  и  $\epsilon_z$  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  $\epsilon_z$  от  $Re$  наблюдался в кольцевых каналах с внутренней витой трубой [1].) Максимальные значения  $\epsilon_\varphi$  и  $\epsilon_z$  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

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

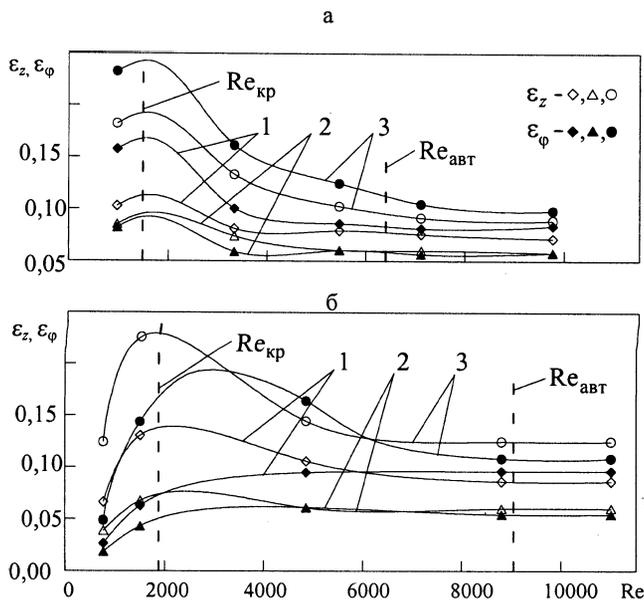


Рис. 4. Зависимость  $\varepsilon_z$  и  $\varepsilon_\phi$  в кольцевом канале ( $a - \bar{z} = 12,26$ ; б -  $47,31$ ) от числа  $Re$  на различных радиусах: 1 -  $\bar{r} = 0,793$ ; 2 -  $0,864$ ; 3 -  $0,975$

Со снижением  $Re$  ниже  $Re_{кр}$  интенсивность турбулентности для обеих составляющих скорости уменьшается, причем  $\varepsilon_\phi$  - в большей степени. Измерения  $\varepsilon_\phi$  и  $\varepsilon_z$ , 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  $\eta$ , и как следствие – к пережогу топлива.

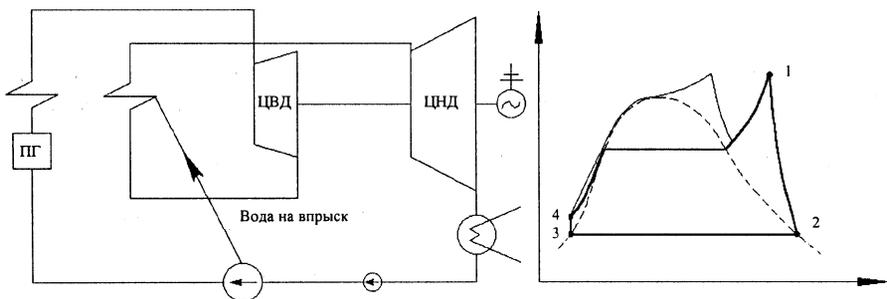


Рис. 1. Цикл паросиловой установки с однократным промежуточным перегревом и впрыском воды во второй тракт