

УДК 621.039.523

UDC 621.039.523

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ
ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ
ВХОДНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ
КОЛЛЕКТОРОВ ТЕПЛООБМЕННИКОВ**

**EXPERIMENTAL RESEARCH OF
HYDRODYNAMICS SOURCE CYLINDRICAL
COLLECTORS OF HEAT EXCHANGERS**

Гапоненко Александр Макарович
д.т.н., профессор

Gaponenko Aleksndr Makarovich
Dr.Sci.Tech., professor

Авакимян Наталья Николаевна
к.ф.-м.н., доцент

Avakimyan Natalya Nikolaevna,
Cand.Phys.-math.Sci., associate professor

Даценко Елена Николаевна
к.т.н., доцент

Dacenko Elena Nikolaevna
Cand.Tech.Sci., associate professor

Дубоносов Антон Юрьевич
аспирант
*Кубанский государственный технологический
университет, г. Краснодар, Россия*

Dubonosov Anton Yurevich
postgraduate student
*Kuban State technological university, Krasnodar,
Russia*

Представлены схема и параметры экспериментальной модели входного цилиндрического коллектора теплообменника. Экспериментально установлено влияние на поле скоростей на выходе из коллектора различных неравномерностей подачи расхода теплоносителя на вход коллектора, а также влияние гидравлического сопротивления на выходе из коллектора на равномерность потока теплоносителя

In this article, we represented the scheme and parameters of a pilot model of a source cylindrical collector of the heat exchanger. Influence to a field of velocities on withdrawal from a collector of various nonuniformities of submission of a cost of the heat-carrier on an input of a collector, and influence of a hydraulic resistance on withdrawal from a collector on uniform of a stream of the heat-carrier is experimentally established

Ключевые слова: ТЕПЛООБМЕННИК, ВХОДНОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ КОЛЛЕКТОР, НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ПОДВОДА ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Keywords: HEAT EXCHANGER, SOURCE CYLINDRICAL COLLECTOR, NONUNIFORMITY OF SUBMISSION OF HEAT-CARRIER

Для надежной работы теплообменных устройств необходимо обеспечить равномерное распределение расхода теплоносителя на входе в теплообменник, что существенно зависит от гидродинамических характеристик элементов входных устройств, и прежде всего от формы и размеров напорных камер теплообменника, которые называют цилиндрическими коллекторами.

Существующие экспериментальные данные о гидродинамике цилиндрических коллекторов носят разрозненный характер [1–4], учитывают отдельные факторы, отсутствуют достаточно подробные исследования распределения полей скоростей теплоносителя на входе в

теплообменник, что крайне важно для определения температурных режимов работы элементов теплообменника.

Поэтому был разработан, изготовлен и запущен в эксплуатацию стенд, реализующий легко перенастраиваемую аэродинамическую модель входного устройства теплообменника для исследований в широком диапазоне геометрических и режимных параметров.

Вход в исследуемую модель (рис.1) представляет собой восемь патрубков, равномерно распределенных по окружности, переходящих в диффузоры 1. В каждом из диффузоров расположены четыре лопатки 2, служащие для выравнивания потока. Лопатки имеют поперечные прорезы, что позволяет закрепить их на основании модели и диффузора и, перемещая по длине прорезы, менять распределение потока. Пройдя диффузоры, воздух поступает в зазоры между двумя обечайками 3 и 4 конфузорного сечения. Далее воздух поступает в кольцевой зазор, образованный двумя фланцами 5 и 6 и проставочным кольцом 7. В этом зазоре по ходу воздуха расположены 48 лопаток – 8, которые позволяют закручивать поток воздуха от 0 до 30°. Пройдя зазор с лопатками, воздух поступает в кольцевой зазор между обечайками 9 и 10, имитирующий опускную щель теплообменника. Величина зазора может изменяться путем изменения наружного диаметра обечайки 9. Далее воздух, поворачивая на 90°, поступает в зазор между крышкой 11 и перфорированной решеткой 12, имитирующей входную напорную камеру. Величина зазора и форма камеры могут изменяться путем установки днищ различных конфигураций и кольцевых прокладок между крышкой 11 и обечайкой 10. Меняя перфорацию решетки 12, можно изменять величину затеснения на выходе из камеры. Пройдя решетку, воздух попадает в выравнивающую камеру – пространство между двумя решетками, а затем выбрасывается на пневмозонд.

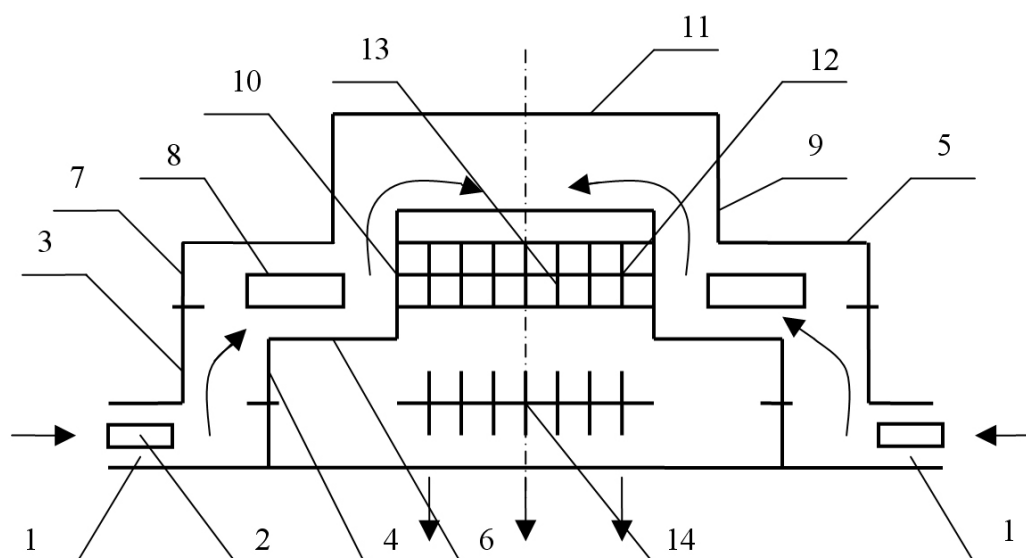


Рисунок 1 – Схема базовой модели входной камеры

1 – диффузоры; 2 – лопатки; 3,4 – обечайки; 5,6 – фланцы; 7 – проставочное кольцо; 8 – лопатки; 9,10 – обечайки; 11 – крышка; 12,13 – решетка; 14 – система измерения скорости потока на выходе из модели.

Основные узлы модели являются разбираемыми и заменяемыми, что позволяет легко и быстро изменять геометрические характеристики исследуемых камер и других элементов гидравлического тракта. Так, например, для изменения параметров кольцевого зазора достаточно установить одну из смежных обечаек 9 с другими наружным диаметром. Если необходимо увеличить высоту камеры, то устанавливается обечайка нужной высоты. Для изменения формы дна 11 достаточно снять 11 и установить на его внутренней поверхности при помощи винта одно из дна нужной конфигурации. Для изменения величины зазора между дном и решеткой достаточно установить дополнительную прокладку между обечайкой 9 и дном 11. Для создания максимального зазора вместо прокладок устанавливается проставочное кольцо необходимой высоты.

Конструктивное решение обечайки, на которой установлена перфорированная решетка 12, позволяет изменять не только величину

затеснения на выходе из напорной камеры путем установки решетки с другой перфорацией, но и устанавливать дополнительные, выравнивающие поток решетки. Конструкция пневмозонда 14 обеспечивает фиксацию одновременно сорока значений давлений в потоке. Кольцо с импульсными иглами может поворачиваться (с шагом через 5°) на 90° в плоскости, перпендикулярной потоку, давая возможность получить не только мгновенное радиальное распределение скоростей потока, но и распределение их по окружности. Жесткая фиксация поворотного кольца обеспечивает необходимую точность измерения.

На стенде выполнен большой объем экспериментов. Некоторые результаты исследований показаны на рис. 2.

Данные получены для плоской напорной камеры с выходной решеткой, имеющей относительно небольшое гидравлическое сопротивление.

Конструкция стенда позволяет имитировать различные виды возмущений на входе в модель входного устройства и при этом изменять расход теплоносителя G через подводящие патрубки путем их плавного перекрытия и отключения от G до $1/8 G$. Конструктивное исполнение модели входного устройства допускает переход от одних геометрических соотношений во всех трех составляющих её элементах к другим, а также вычленение необходимого элемента тракта входного устройства для индивидуального исследования.

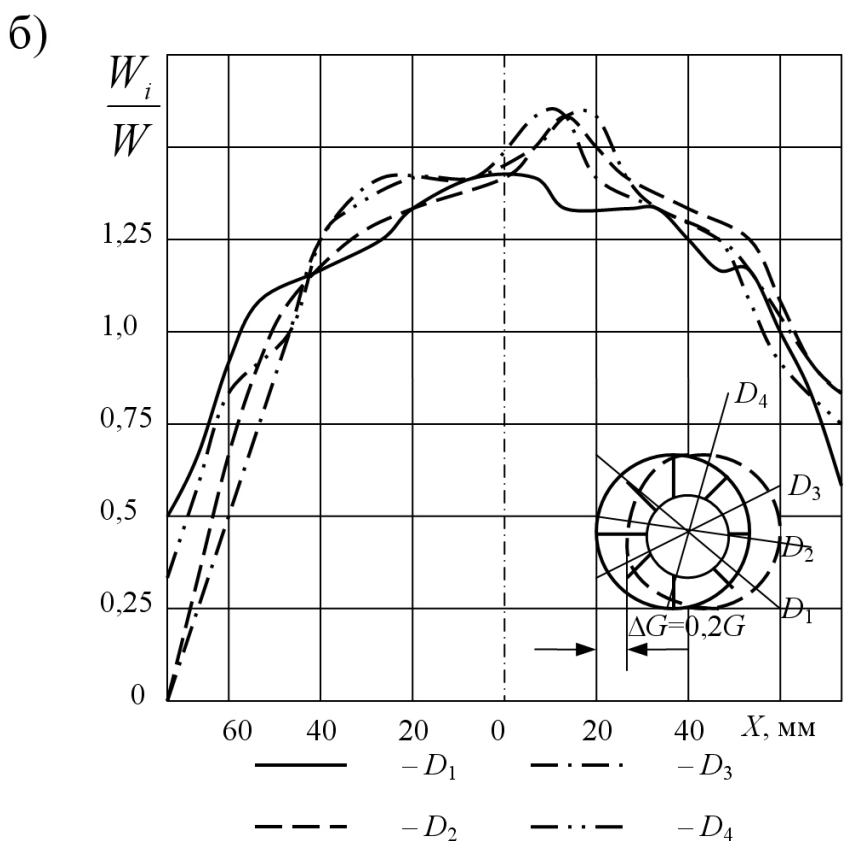
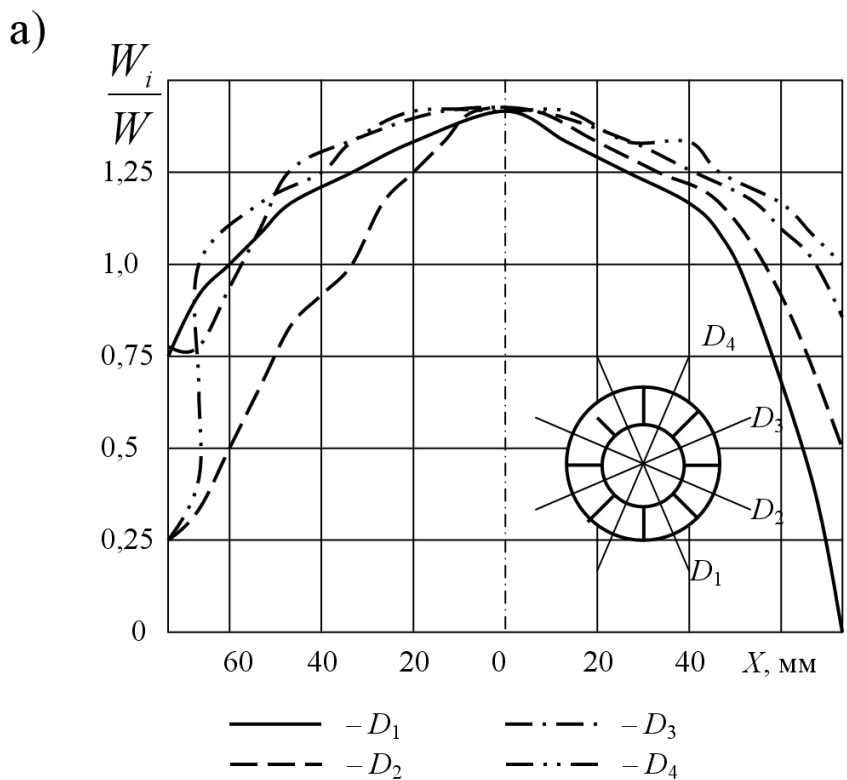


Рисунок 2 – Распределение относительной скорости на выходе из выходного устройства:

- а) – при равномерном подводе воздуха;
- б) – при ассиметричном подводе воздуха.

Гидравлический тракт для подвода воздуха в опускной кольцевой канал (рис. 3) был образован опорной плитой 1, обечайками 2 и 3, фланцем 4, кольцом 6 и фланцем 5. Модель опускного участка представляет собой две концентрические обечайки 7 и 8 высотой 200 мм.

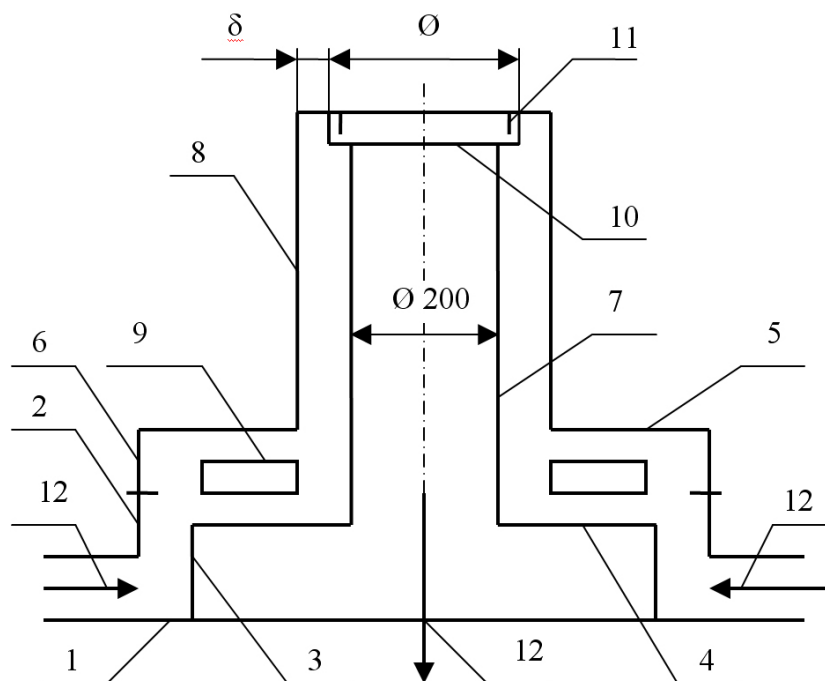


Рисунок 3 – Схема модели для исследования опускного участка
 1 – опорная плита; 2, 3 – обечайки; 4, 5 – фланец; 6 – кольцо;
 7, 8 – обечайки; 9 – лопатки; 10 – сменное кольцо; 11 – винты;
 12 – поток воздуха; Ø – переменный диаметр

Обечайки крепятся на двух опорных фланцах 4 и 5, между которыми осуществляется подвод воздуха по восьми подводящим патрубкам, равномерно расположенным по окружности. Наружный диаметр внутренней обечайки 7 равняется 220 мм, внутренний диаметр наружной обечайки 8 – 232,6 мм. Таким образом, величина кольцевого канала равняется 6,3 мм. На нижнем опорном фланце размещались разделительные перегородки (на рисунке не показаны), которые сохраняли автономность подвода воздуха от каждого патрубка вплоть до кольцевого

канала. На торце обечайки 7 устанавливались сменные кольца 10, которые создавали гидравлическое сопротивление на выходе из кольцевого канала. Кольцевой зазор d при установке сменных колец равнялся 4 и 2,65 мм. В модель подавался воздух от воздуходувки производительностью $G=2500 \text{ м}^3/\text{ч}$ и давлением $P=4000 \text{ Па}$. Скорость воздуха на выходе из канала замерялась с помощью трубок Пито, установленных на корпусе обечайки 8. Причем, в начале кольцевого канала производился отбор статического давления с помощью датчика, установленного в отверстии корпуса обечайки 8. Выше, на одной линии с ним, располагалась трубка Пито, замерявшая полное давление потока. По разности полного и статического давлений определялось динамическое давление потока и, следовательно, его скорость. На верхнем торце обечайки 8 размещалась трубка Пито, замерявшая динамическое давление потока на выходе из кольцевого канала. Обечайка 8 вместе с закрепленными на ней датчиками давлений поворачивалась вокруг своей оси через $4,5^\circ$. Таким образом, всего по окружности кольцевого канала давление измерялось в 80 точках, то есть по десять точек на каждый патрубок. Значения локальных скоростей W_i , относились к среднерасходной скорости W через кольцевой канал. При высоте обечаек $H_{\hat{e}}=200 \text{ мм}$, коэффициент гидравлического сопротивления канала со сменными кольцами определялся как сумма потерь давления на местные сопротивления и трение в канале [4]:

$$X = X_j + X_{\text{об}} \quad (1)$$

Значение X_j , и определялись как отношение перепада полного давления на входе и выходе канала к динамическому напору на выходе из него, т. е. $X_j = \frac{2DE_n}{(r \cdot W^2)}$. Величина $X_{\text{об}}$ определялась по справочной литературе [4].

Перед проведением экспериментов были определены числа Рейнольдса Re при равномерном расходе через все восемь патрубков на выходе из кольцевого канала со сменными кольцами и без них. Все замеры проводились при температуре воздуха $t=20^{\circ}\text{C}$. Число Рейнольдса без сменных колец составило $Re=5\cdot 10^4$, при зазоре $d=4$ мм – $Re=4,1\cdot 10^4$, при зазоре $d=2,65$ мм – $Re=3,2\cdot 10^4$.

На модели опускного кольцевого канала были проведены эксперименты с различными возмущениями на входе и разными гидравлическими сопротивлениями на выход из него. Все исследования проводились при высоте канала $H_{\dot{e}}=200$ мм.

Погрешность измерения скоростных напоров определялась во-первых, погрешностями непосредственного измерения скоростного напора, во вторых, искажениями профиля скорости по сечению выходного канала. Рассмотрим эти погрешности.

Поток за решеткой образуется системой затопленных струек. При этом свойства затопленной струи в нашей установке с диаметром канала после решетки D_D равным 188 мм поток сохраняет на расстоянии: $X_{\dot{e}\delta} \leq 1,326D_p$, т.е. $X_{\dot{e}\delta}$ равно 260 мм.

Статическое давление внутри потока, начиная от плоскости выхода из решетки и до некоторого сечения X_3 , будет меньше давлений окружающей среды. Для условий исследования минимальное расстояние до сечения, в котором давление в струе меньше давления окружающей среды равно:

$$X_3 = \bar{X}_3 \cdot d_{i\dot{a}} = 10,8 \text{ мм}, \quad (2)$$

где $d_{i\dot{a}}$ – диаметр отверстий решетки, 6 мм;

\bar{X}_3 – относительная координата самого узкого места потока, равная 1,8.

Далее за этим сечением поток расширяется и давление восстанавливается.

Таким образом, в промежутке между координатами сечений X_3 и $X_{\varepsilon\delta}$ струя обладает свойствами затопленной и развивается по закону турбулентных затопленных струй со свободными границами. Полуугол раскрытия такой струи 15^0 при истечении через одиночную решетку в неограниченное пространство [5]. Расстояние от выхода из решетки до плоскости измерений выбираем в промежутке сечений X_3 и $X_{\varepsilon\delta}$, т.е. X_h равно 50 мм.

При этом плоскость измерения пересекает начальный участок свободной затопленной струи. На краях этой струи имеется пограничный слой. Распределение скоростей в этом слое обусловлено взаимодействием струи с окружающим воздухом и условия на выходе из решетки не проявляются в этой зоне.

Поэтому необходимо оценить толщину пограничного слоя в сечении, в котором производятся измерения поля скоростей.

Исходя из условия формирования струи, приращение площади в этом месте составит:

$$DS = \frac{D^2 - d^2}{d^2}, \text{ откуда } \frac{Dd}{d} = 0,0855, \quad (3)$$

где $D = d + Dd$ – диаметр струи на расстоянии X_h равном 50 мм;

$Dd = 2X_h \operatorname{tg} a$ – приращение диаметра струи, равное 15,84 мм;

X_h – вертикальная координата сечения, в котором производится измерение скоростного поля;

a – полуугол раскрытия струи, равный 15^0 ;

d – диаметр струи в плоскости выхода потока из решетки.

Толщина пограничного слоя в сечении на расстоянии X_h определяется из выражения:

$$d_h = 0,0848 X_h. \quad (4)$$

В исследуемой установке толщина пограничного слоя в сечении, в котором измеряется поле скоростей равна: $d_h = 4,24$ мм.

Таким образом, приращение поперечного размера струи в измеряемом сечении составляет величину не более 10%, из которых половина приходится на толщину пограничного слоя. Поэтому влиянием пограничного слоя на распределение скорости в потоке за решеткой на расстоянии X_h , равном 50 мм, можно пренебречь.

В нашей установке поле скоростей определяется по измерениям скоростных напоров с помощью трубок Пито, закрепленных в координатнике. Отсчет показаний производится по разности уровней столба жидкости наклонного или U-образного манометров. При этом измеряются Dh – разность уровней столбца жидкости плотностью r_α , температура потока t_i , барометрическое давление P_i и относительная влажность воздуха j . С помощью этих измерений определяется скорость W_i по формуле:

$$W_i = \sqrt{\frac{2(h - h_0)_M \cdot K_M \cdot F_M \cdot g_M \cdot X_{i0} \cdot m}{r_0}}, \quad (5)$$

где h, h_0 – показания манометров, соответствующие начальному и изменяющемуся уровням жидкости;

K_i – коэффициент манометра, обычно указывается в паспорте прибора;

F_i – коэффициент наклона манометра;

g_i – весовая плотность жидкости, залитой в манометр;

X_{i0} – коэффициент калибровки приемника скорости, равный 0,98;

i – номер трубки Пито на координатном устройстве системы измерений.

m – коэффициент поля трубы, учитывает отклонение действительного значения скорости в месте размещения приемника от истинного значения.

Относительная погрешность определения скорости складывается из частных погрешностей измерения перепада давлений и частных погрешностей, с которыми определяются все входящие в (5) коэффициенты:

$$s_w = \frac{DW}{W} = \frac{1}{2} \sqrt{s_{DP}^2 + s_{Dh}^2 + s_{DK_i}^2 + s_{DF_i}^2 + s_{Dg_i}^2 + s_{Dx_{i0}}^2 + s_{Dm} + s_{DD'}^2}, \quad (6)$$

где DD' – погрешность вычислений.

Значения величин, входящих в (6) приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Значения величин

F_i	$\pm DF_i$	K_i	$\pm DK_i$	$m \pm Dm$	$r \pm Dr$	$g_i \pm Dg_i$	$\pm Dh$	DD'
0,25	2,5	1,003	2			$0,81 \pm 0,00$	0,5	
0,5	3	1,003	2,5	1,05	0,125	$1 \pm 0,005$	0,75	4
1	3	1		$\pm 0,005$	$\pm 0,005$			

Так, для минимального скоростного напора $P_{A\dot{E}i} = 0,98$ Па, $\frac{Dh}{h}$ равно 0,05 и погрешность определения скорости: $s_w = 0,0324$.

Среднее во всем диапазоне измерения скоростных напоров значение погрешности s_w при определении скорости равно примерно 2,25%.

Результаты экспериментов позволяют сделать следующие выводы:

1. Неравномерность на выходе из опускного кольцевого канала пропорциональна неравномерности на входе в него.

2. Увеличение гидравлического сопротивления на выходе из входной камеры до $x = 13$ приводит к уменьшению неравномерности выходного поля скоростей.

3. Зависимость коэффициента неравномерности \hat{E} (отношение наибольшей и наименьшей локальной скорости теплоносителя в потоке) от величины выходного сопротивления носит линейный характер для режимов, когда расход подается в канал через один патрубок и при азимутальной неравномерности смещения расхода на 20%.

4. При $x = 0,9$ разница в значениях \hat{E}_{max} и \hat{E}_{min} для всех режимов составляет 0,04, что дает основание предположить, что при $x > 1$ – выходная неравномерность для всех режимов будет одинакова и практически равна нулю.

Литература

1. Фомичев М.С., Березина Б.Ш., Емельянова А.Л. Исследование гидродинамической структуры потока в кольцевой полости на модели реактора корпусного типа с защитным экраном. // Вопросы атомной науки и техники. Серия: Реакторостроение. 1976. № 2 С. 68–89.

2. Решетов В.А., Смирнов В.П., Никулова Т.А. Гидравлика кругового раздаточного коллектора. // Вопросы атомной науки и техники. Серия: Реакторостроение. 1978. № 2 С. 65–74.

3. Быстров П.И., Михайлов В.С. Гидродинамика коллекторных теплообменных аппаратов. – М.: Энергоиздат, 1962. – 379 с.

4. Олейник В.Н. Определение параметров потока в опускном кольцевом канале реактора. // Атомная энергия. 1980. № 3. С. 327–329.

5. Бахарев В.А., Трояновский В.Н. Основы проектирования и расчета отопления и вентиляции с сосредоточенным выпуском воздуха. – М.: Профиздат. 1958. – 286 с.