

$$\frac{\rho^*}{\rho} = 1 + \left(\frac{z}{R}\right)^3 \left(\frac{R}{z^*}\right)^3 \left(\frac{\rho_g}{\rho} - 1\right). \quad (13)$$

Подставляя (13) в (12) найдем выражение для минимально необходимого отношения плотностей дисперсной фазы и несущей среды, при котором наступит радиальное равновесие

$$\left(\frac{\rho_g}{\rho}\right)_{\min} = 1 + \left(\frac{R}{z}\right)^2 \left(\frac{12}{\kappa R_{er}}\right)^{2/3} \left[\frac{2 - \frac{12}{\kappa R_{em}}}{1 - \frac{12}{(\kappa R_{em})^2}} \right] \quad (14)$$

Использование экспериментальных данных показало, что коэффициент пропорциональности κ должен быть равным приблизительно трём. Расчеты по формуле (13) показывают, что в отдельных случаях минимальное отношение плотностей колеблется от 200 до 2280 и более. Следовательно, рассмотренные явления возникновения сил, препятствующих передвижению аэрозоля в вихревом потоке по радиусу от центральной оси вращения, могут быть причиной того, что в некоторых случаях не наблюдается предварительного соблюдения расчетного и экспериментального значения к.п.д. пылеулавливающих и сепарирующих аппаратов. Выражение (14) позволяет проверить в каждом конкретном случае не проявляется ли рассмотренный выше эффект в исследуемом аппарате.

Л и т е р а т у р а

1. Успенский В.А. и др. К расчету вихревого пылеулавливающего аппарата. ИФЖ, т.18 № 3, 1970.

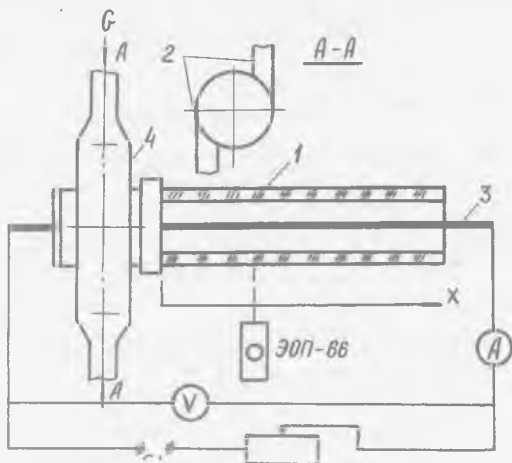
2. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. М., Машгиз, 1969.

В.И. Лукьянов, Р.З. Алимов

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ ОТ СТЕРЖНЯ,
РАСПОЛОЖЕННОГО В ПРИОСЕВОЙ ЗОНЕ ЗАКРУЧЕННОГО ПОТОКА

Цель данной работы - выяснение экспериментальным путем некоторых закономерностей теплоотдачи от тонкого стержня (проволоки), помещенного на оси закрученного потока воздуха.

На рис. I приведена принципиальная схема экспериментальной установки. Закрученный поток создается внутри цилиндрической трубы I



Р и с. I. Схема экспериментальной установки:

I - вихревая труба; 2 - тангенциальные щели; 3 - нихромовый стержень; 4 - завихритель

из оргстекла с внутренним диаметром 15,5 мм и длиной 160 мм путем подачи воздуха в нее через тангенциальные щели 2. По оси потока располагается цилиндрический стержень из нихрома 3, нагреваемый электрическим током. Температура стержня в расчетных сечениях, выбранных на одинаковых интервалах по его длине, измеряется оптическим пирометром ЭП-66; расход воздуха через вихревую трубу - ротаметром РС-5, а его температура на входе в трубу и на выходе из неё - хромель-алюминиевыми термопарами.

Местный коэффициент теплоотдачи α от нагретого стержня в обтекающий газ определяется по обычной формуле

$$\alpha = \frac{q}{T_c - T_g} \quad (I)$$

где $q = \frac{c_p \rho \Delta T}{3} - c_p T_c$ - местное значение теплового потока;

T_c и T_g - температура стержня и среднemasсовая температура воздуха в данном сечении.

Среднemasсовая температура газа, фигурирующая в соотношении (I) определяется последовательными расчетами с использованием следующего уравнения баланса энергии

$$c_p \psi_r (T_n - T_{n-1}) = \frac{l^2 \rho \Delta t}{S} - \Delta Q, \quad (2)$$

где ψ_r - массовый расход газа через трубу;

T_{n-1} и T_n - последовательные значения среднemasсовой температуры в расчетном сечении;

ΔQ - потери тепла через стенку и торцов трубы;

l , ρ , σ и ϵ - ток, удельное сопротивление материала стержня, излучательная способность поверхности стержня и постоянная Стефана-Больцмана.

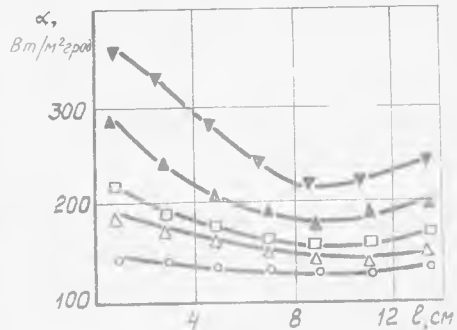
Потери тепла в окружающую среду ΔQ определялись на основании предварительных опытов и они в основной части экспериментов не превосходили 5 - 6% от общего количества тепла, выделяемого стержнем. Об этом свидетельствовали также результаты сопоставления расчетных значений температуры воздуха на выходе из трубы с ее экспериментально определенными значениями.

Диаметр никромового стержня составлял 1,2 мм или в масштабе внутреннего диаметра трубы, т.е. отношение $d_s/d_H = 0,076$.

Конструкция позволяла сравнительно просто менять завихрители, отличающиеся геометрическими характеристиками A_T , а также осуществлять подачу осевого (незакрученного) потока.

Часть полученных результатов представлена на рис.2 в виде графиков зависимости $\alpha = f(x)$

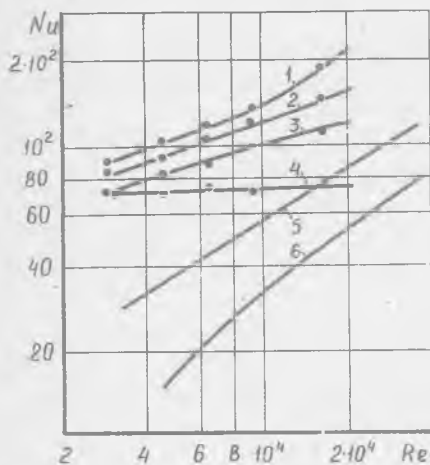
для различных чисел Рейнольдса Re и различных степеней закрутки потока, оцениваемых геометрической характеристикой завихрителя $A_T = F_T / F_c$ (F_T - площадь поперечного сечения трубы, F_c - суммарная площадь сечения всех тангенциальных щелей). На рис.3 эти данные показаны в координатах $Nu = f(Re)$ для исследованных значений A_T . Здесь же для целей сопоставления приведены аналогичные графики для теплоотдачи от внутренней стенки цилиндрической трубы в осевой поток и для



Р и с.2. Изменение коэффициента теплоотдачи по длине стержня при $A_T = 0,45$:

- о - $Re = 2780$, - △ - $Re = 4550$;
- □ - $Re = 6240$;
- ▲ - $Re = 9250$;
- △ - $Re = 15700$

теплоотдачи при поперечном обтекании цилиндра. Зависимости построены с использованием усредненных по длине трубы значений α . В качестве определяющей принята температура воздуха на входе.



Р и с.3. Зависимость критерия Нуссельта от числа Рейнольдса:

1, 2, 3, 4 — обтекание стержня с $A_T = 1, I$; $A_T = 0,88$; $A_T = 0,45$ и $A_T = 0$; 5 — $Nu = 0,18$; $Re^{0,62}$

поперечное обтекание цилиндра [1]; 6 — $Nu = 0,018$; $Re^{0,62}$ — теплообмен в круглой трубе [1]

Полученные результаты свидетельствуют о сложном характере закономерностей теплообмена в присоединенной зоне закрученного потока.

Периодичность изменения α по длине трубы, все резче проявляющаяся по мере повышения степени закрутки, по всей вероятности, объясняется волновым характером течения и наличием стоячих воздушных волн в трубе. Наблюдающееся снижение теплоотдачи при повышении степени закрутки является следствием повышающегося при этом разряжения в присоединенной зоне. Однако общий уровень теплоотдачи, как это отчетливо видно из данных на рис.3, остается достаточно высоким в соответствии с высокой степенью турбулентности (турбулентных пульсаций) в этой зоне. Заметим,

что данные для случая обтекания стержня продольным потоком воздуха (кривая для $A_T = 0$) согласуются с известными результатами, приведенными в работе [2] для теплоотдачи от внутреннего цилиндра при течении в кольцевых каналах с отношением $d_0/d_n = 0,07$. Заслуживает внимания также факт уменьшения влияния числа Рейнольдса по мере интенсификации закрутки. Так, при повышенных степенях закрутки потока процесс теплоотдачи становится автомодельным по отношению к этому числу.

В заключение отметим, что результаты исследований в этом направлении, кроме самостоятельного интереса с точки зрения теории теплообмена, могут быть в дальнейшем использованы для целей диагностики гидродинамической структуры закрученных потоков.

Л и т е р а т у р а

1. М и х е е в М.А. Основы теплопередачи. М., "Энергия", 1973.
2. К а л и н и н Э.К., Д р е й ц е р Г.А., Я р к о С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М., "Машиностроение", 1972.

В.Г. Летягин, В.К. Щукин, А.А. Халатов, А.В. Кожевников

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ ЗАКРУЧЕННОГО ПОТОКА
В ДЛИННЫХ ТРУБАХ

Принятые обозначения

- | | |
|---|--|
| ξ - суммарное гидравлическое сопротивление | $x = \frac{x}{d}$ - относительная длина |
| ξ_1, ξ_2 - гидравлические сопротивления завихрителя и экспериментального канала | d - диаметр канала |
| $\xi_{\text{в}}$ - потери выхода | φ, φ_n - угол закрутки на радиусах z и R |
| E - энергии потока | n - показатель интенсивности закрутки |
| E_0 - энергия потока на выходе из завихрителя | $Re_d = \frac{W_{\text{ср}} d}{\nu}$ |
| w_x, w_y, w_z - осевая, тангенциальная и суммарная скорости потока | $W_{\text{ср}}$ - среднерасходная скорость |
| p - статическое давление | λ - гидравлическое сопротивление на единицу длины канала |
| F - площадь сечения экспериментального канала | |
| z, y, x - цилиндрические координаты | |
| Индексы | n - начальный |
| | o - осевое течение |
| | z - закрученное течение |

Закрученные потоки широко используются для интенсификации