

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

процессов тепло - и массообмена в различных технических устройствах. Однако в этом случае возрастают энергетические затраты на продвижение теплоносителя. Поэтому вопрос о рациональном использовании закрутки должен решаться с учетом интенсификации тепло - и массообмена и увеличения гидравлического сопротивления.

При течении жидкостей и газов в каналах различного профиля для оценки энергетических потерь используется понятие коэффициента гидравлического сопротивления

$$\zeta = \frac{\Delta E}{\rho w F \frac{w^2}{2}}, \quad (1)$$

который представляет отношение потерянной энергии к кинетической энергии потока в рассматриваемом сечении.

Для определения потерь энергии может быть использовано уравнение Бернулли, которое для случая неравномерного распределения скоростей и давления по сечению канала имеет вид

$$\int_{(F_1)} (\rho + \rho \frac{w_x^2}{2}) w_x dF - \int_{(F_2)} (\rho + \rho \frac{w_x^2}{2}) w_x dF - \Delta E = 0. \quad (2)$$

В связи с этим выражение (1) для течения в трубе приобретает вид

$$\zeta = \frac{\Delta \left[\int_0^R (\rho + \rho \frac{2w_x^2}{2}) w_x z dz \right]}{\int_0^R \rho w_x^3 z dz}. \quad (3)$$

В закрученном потоке составляющие скорости и давление не постоянны по сечению трубы, поэтому при определении коэффициента гидравлического сопротивления необходимо пользоваться уравнением (3). В этом случае существенно возрастает трудоёмкость экспериментального исследования, поскольку необходимо иметь сведения о распределении w_x , w_y и ρ по сечению и длине трубы.

Однако подавляющее большинство авторов не использует указанного подхода. Лишь в работе [2] употребляются эти соотношения. Поэтому представленные в литературе результаты имеют весьма частный характер.

Следует отметить, что при равномерном распределении параметров потока по сечению трубы, уравнение (3) приобретает вид

$$\zeta = \frac{\Delta P}{\rho \frac{w^2}{2}}.$$

Это соотношение широко используется при обобщении опытных данных при осевом стабилизированном течении в трубах.

В настоящей работе приводятся результаты экспериментального исследования гидравлического сопротивления при течении закрученно-

го воздушного потока в трубе диаметром 80 мм и длиной 150 калибров. Диапазон изменения числа Re_d от $0,5 \cdot 10^5$ до $1,5 \cdot 10^5$. Начальная закрутка потока осуществлялась лопаточными завихрителями с центральным телом. Все завихрители имели по 12 лопаток и проектировались по закону $w_r r^n = const$, который при постоянной осевой скорости перед завихрителем позволяет получить степенной закон изменения угла закрутки лопатки по её высоте

$$\frac{tg \varphi}{tg \varphi_H} = \left(\frac{R}{r} \right)^n \quad (4)$$

В опытах использовались завихрители со следующими параметрами: $\varphi_H = 45^\circ$ ($n = -1,0, 1,3$) и $\varphi_H = 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ ($n = 3$). Один завихритель имел непрофилированные лопатки, установленные под углом 45° . Средний диаметр центрального тела завихрителей составлял 37 мм.

В процессе экспериментов измерялись следующие величины: расход воздуха, поля скоростей (w_x, w_y, w_z) и давлений (p, p^*) по радиусу канала в 10 сечениях по его длине. Измерения скоростей проводились с помощью комплекта термоанемометрической аппаратуры (термоанемометр Т-7Н) измерение давлений - миниатюрными пневмометрическими трубками. Перемещение приемных элементов осуществлялось координатным устройством, имеющим точность перемещения 0,01 мм. Доводочные эксперименты, проведенные при осевом течении, показали, что канал удовлетворяет условиям технической гладкости.

При движении закрученного потока общее гидравлическое сопротивление является суммой гидравлических сопротивлений завихрителя, цилиндрического канала и потерь выхода

$$\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3$$

Численные значения ζ и ζ_1, ζ_3 вычислялись по уравнению (3), при этом в качестве характерной кинетической энергии использовалось значение $\frac{\rho w^3 F}{2}$ для осевого течения при тех же условиях, что удобно для практических расчетов.

В результате обобщения результатов эксперимента были получены следующие зависимости

$$\zeta = M Re_d^{-m}; \quad (5)$$

$$\zeta_2 + \zeta_3 = N Re_d^{-m} \quad (6)$$

Численные значения констант, входящих в уравнения (5) и (6), приведены в табл. На рис. I приведены результаты исследований величины ζ для отдельных завихрителей.

Т а б л и ц а

Завихритель	M	m	N	κ	A	δ
$\gamma_n = 60, n = 3$	23,82	0,057	18,07	0,0148	0,8452	0,193
$\gamma_n = 45, n = 3$	22,86	0,078	17,95	0,0129	0,7318	0,172
$\gamma_n = 30, n = 3$	23,66	0,118	20,56	0,0102	0,6628	0,132
$\gamma_n = 15, n = 3$	26,06	0,142	23,82	0,0906	0,6821	0,108
$\gamma_n = 45, n = 1$	21,88	0,110	20,28	0,0106	0,6794	0,14
$\gamma_n = 45, n = 0$	22,59	0,120	21,73	0,0104	0,7143	0,13
$\gamma_n = 45, n = -1$	25,64	0,146	25,18	0,0091	0,7258	0,104
$\gamma_n = 45$ прямые лопатки	29,5	0,076	21,98	0,0146	0,014	0,174

Интересно отметить, что величина γ_2 составляет 50-75%, а гидравлическое сопротивление завихрителя 5-25% (от суммарных потерь). Потери на выходе для исследованных условий составляют 5-25% и близки к аналогичной величине, полученной при течении осевых потоков [1]. Это обусловлено тем, что на выходе из трубы течение близко к осевому.

С ростом начальной интенсивности закрутки (γ_n, n) соотношение отдельных составляющих суммарных потерь меняется. Соответствующий анализ можно провести с использованием данных, приведенных в таблице.

Изменение энергии закрученного потока E определялось на основе измерения профилей w_x, w_y, p в отдельных сечениях канала. Анализ опытных данных показал, что относительное изменение этой величины является автомодельным по числу Re_d и удовлетворительно описывается экспоненциальной зависимостью (рис.2,а)

$$\frac{E}{E_0} = \exp(-\kappa \bar{x}) \quad (7)$$

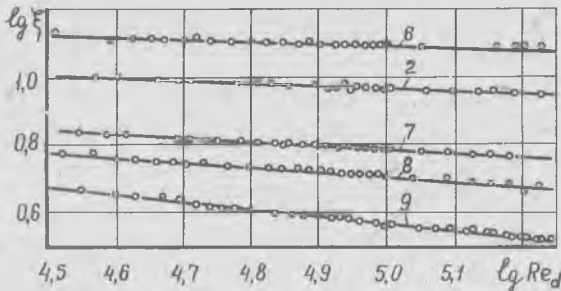
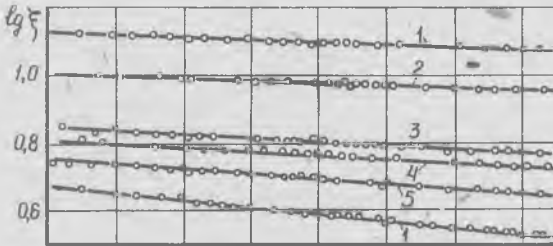
(численные значения параметра κ приводятся в таблице).

Рассмотрим выражение для коэффициента гидравлического сопротивления на единицу длины трубы при движении закрученного потока. Поскольку по определению

$$\lambda_3 = \frac{\frac{\gamma_2}{\Delta \bar{x}}}{\frac{\rho w^3 F}{2}} = \frac{\frac{\Delta E}{\Delta \bar{x}}}{\frac{\rho w^3 F}{2}}$$

то при $\Delta \bar{x} \rightarrow 0$ это выражение можно записать так

$$\lambda_3 = \frac{\frac{dE}{d\bar{x}}}{\frac{\rho w^3 F}{2}} = \frac{E_0}{\frac{\rho w^3 F}{2}} \frac{d\left(\frac{E}{E_0}\right)}{d\bar{x}}$$



Р и с.1. Суммарное гидравлическое сопротивление закрученных потоков:

1 - $\varphi_H = 45^\circ$, прямые лопатки; 2 - $\varphi_H = 45^\circ$, $n = 3$;

3 - $\varphi_H = 45^\circ$, $n = 1$; 4 - $\varphi_H = 45^\circ$, $n = 0$,

5 - $\varphi_H = 45^\circ$, $n = -1$; 6 - $\varphi_H = 60^\circ$, $n = 3$;

7 - $\varphi_H = 30^\circ$, $n = 3$; 8 - $\varphi_H = 15^\circ$, $n = 3$; 9 - осевое течение

Используя соотношение (7), последнее равенство можно представить следующим образом

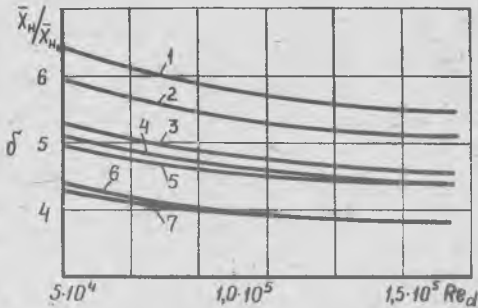
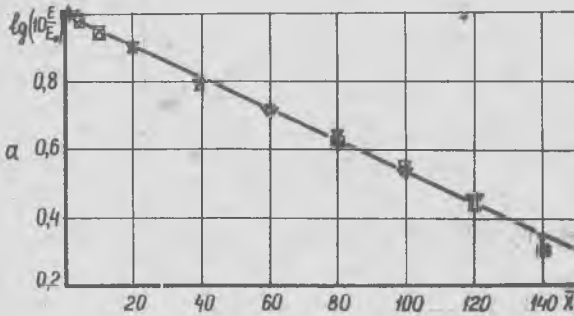
$$\lambda_3 = \frac{E_0}{\frac{\rho w^3 F}{2}} k \exp(-kx), \quad (8)$$

где $\frac{E_0}{\frac{\rho w^3 F}{2}}$ составляет величину потерь выхода и в экспериментальном канале ($\gamma_2 + \gamma_3$). Поэтому уравнение (8) приобретает следующий вид

$$\lambda_3 = N \kappa Re_d^{-m} \exp(-\kappa \bar{x}),$$

(9)

Анализ этого соотношения показывает, что гидравлическое со-



Р и с.2. а) относительное изменение энергии^а закрученного потока по длине трубы, завихри-
тель $\varphi_n = 45^\circ$, $n = \bar{1}$.

$\circ - Re_d = 0,5 \cdot 10^5$; $\Delta - Re_d = 0,7 \cdot 10^5$;

$\nabla - Re_d = 10^5$; $\square - Re_d = 1,5 \cdot 10^5$;

б) Относительное изменение длины участка гидродинамической стабилизации закрученного потока

1 - $\varphi_n = 60^\circ$, $n = 3$; $\varphi_n = 45^\circ$, прямые лопатки;

2 - $\varphi_n = 45^\circ$, $n = 3$; 3 - $\varphi_n = 45^\circ$, $n = 1$;

4 - $\varphi_n = 45^\circ$, $n = 0$; 5 - $\varphi_n = 30^\circ$, $n = 3$;

6 - $\varphi_n = 45^\circ$, $n = -1$; 7 - $\varphi_n = 15^\circ$, $n = 3$

противление на единицу длины трубы при движении закрученного по-

тока является функцией Re_d , - относительной длины \bar{x} и начальной интенсивности закрутки (N, m) .

Во многих случаях представляет интерес определение длины канала, на которой полностью исчезнут эффекты, обусловленные начальной закруткой потока. Эту длину можно определить из закономерности изменения величины λ_z . Поскольку при осевом стабилизированном течении $\lambda_0 = 0,3164 Re_d^{-0,25}$, то относительное изменение коэффициента гидравлического сопротивления на единицу длины будет иметь вид

$$\frac{\lambda_z}{\lambda_0} = \frac{N\kappa}{0,3164} Re_d^{0,25-m} \exp(-\kappa\bar{x}). \quad (10)$$

Обозначая $\frac{N\kappa}{0,3164} = A$, $0,25-m = b$ и приравнявая отношение $\frac{\lambda_z}{\lambda_0}$ единице, получим выражение для определения длины участка гидродинамической стабилизации для закрученного потока

$$\bar{x}_H = \frac{1}{\kappa} \ln(A Re_d^b). \quad (11)$$

Из этого уравнения следует, что относительная длина \bar{x}_H определяется начальной интенсивностью закрутки (N, κ, m) , а также режимом течения (Re_d) .

Поскольку для осевого течения в трубах $\bar{x}_H = 1,35 Re_d^{0,25}$ [3], то относительное изменение будет определяться равенством

$$\frac{\bar{x}_H}{\bar{x}_{H0}} = \frac{\ln(A Re_d^b)}{1,35\kappa Re_d^{0,25}}. \quad (12)$$

На рис. 26 приводятся результаты расчёта по уравнению (12), откуда видно, что в условиях начальной закрутки потока длина участка гидродинамической стабилизации потока для изученных завихрителей увеличивается в 4 - 7 раз.

Л и т е р а т у р а

1. И д е л ь ч и к И.Е. Гидравлическое сопротивление (физико-механические основы). М - Л., ГЭИ, 1954.

2. *Liepe F. Maschinenbau-technik, Bd 12, 1963, N3.*

3: К у т а т е л а д з е С.С., Л е о н т ь е в А.В. Тепло-массообмен и трение в турбулентном пограничном слое. М., "Энергия", 1972.