

УДК 66.011

ЗАКРУТКА ПОТОКА В ВИХРЕВЫХ АППАРАТАХ

А.С. БЕЛОУСОВ, Б.С. САЖИН

(Московский государственный текстильный университет им. А.Н.Косыгина)

Закрутка потока широко используется в технологических аппаратах и технических устройствах текстильной и химической промышленности для организации и интенсификации различных процессов. Закрученные течения составляют основу процесса улавливания волокнистых материалов в пылеуловителях со встречными закрученными потоками (ВЗП) [1]. Закрутка потока используется также в пылеулавливающих и энерготехнологических аппаратах циклонного типа и различных аэродинамических процессах текстильной технологии [2], [3]. В смесительных тепло-массообменных аппаратах закрученные потоки применяются для утилизации теплоты паровоздушных смесей от теплотехнологического оборудования текстильной промышленности [2].

Многообразие способов закрутки – лопаточными завихрителями, тангенциальным или улиточным подводом и т.п. – существенно осложняет исследования, поскольку обычно применяются конкретные геометрические характеристики завихрителей или потоков на входе (угол наклона лопаток, средняя скорость на входе, средняя угловая скорость). Уравнения, использующие эти характеристики, не являются достаточно универсальными.

Для обобщения данных по течениям с закруткой целесообразно применять интегральные характеристики, описывающие суммарное воздействие завихрителей на поток.

Рассмотрим применение формулы Гаусса-Остроградского для невязкого вихревого течения в трубе. При ограниченном объеме это приводит к интегралам сохранения импульса K и момента импульса M [4]:

$$K = 2\pi \int_0^R (\rho/\rho + V_z^2) r dr, \quad (1)$$

$$M = 2\pi \int_0^R V_z V_\varphi r^2 dr, \quad (2)$$

где V_z и V_φ – осевая и тангенциальная составляющие скорости; ρ – разность давлений в рассматриваемом сечении и на выходе из трубы; ρ – плотность среды; r – текущий радиус; R – радиус трубы.

Для невязкого течения M и K не изменяются по длине трубы. Для вязкого течения отношение M/K характеризует структуру и свойства закрученной струи.

Безразмерное отношение этих интегралов называется параметром крутки S :

$$S = M/(K^* R), \quad (3)$$

где K^* – рассчитывается при $\rho/\rho=0$.

В [5] параметры крутки применены для обобщения данных по течениям в трубах, в [6] предложено применение S для расчета вихревых аппаратов.

Поскольку для расчета действительных значений S необходимы достаточно сложные измерения полей скоростей, то представляет значительный интерес применение для определения S имеющихся экспериментальных исследований в трубах. При

этом очевидно, что расчетные уравнения для определения S по геометрическим характеристикам завихрителей должны давать значения параметра, достаточно близкие к действительной величине S на срезе завихрителей.

Для вихревых пылеуловителей надо также учитывать затухание крутки при движении потока вдоль оси вращения. Рассматривая поток как полую струю с постоянным коэффициентом трения, для момента импульса M получаем:

$$M = M_i / (1 + kM_i X / R), \quad (4)$$

где X – координата вдоль оси; M_i – момент импульса в начальном сечении; коэффициент трения $k=0,0102$ [7].

Рассмотрим течение вблизи завихрителей. Для лопаточного завихрителя при допущениях о равномерном распределении осевых скоростей, пренебрежимо малой потери импульса в пределах сопла и задании профиля V_φ в виде $V_\varphi r^n = \text{const}$ получаем:

$$S_c = 2 \text{tg} \varphi_0 N, \quad (5)$$

где S_c – расчетный параметр крутки; φ_0 – угол закрутки при $r=R$; R – радиус канала; для $n=3$: $N = \ln(1/d_0) / (1 - (d_0)^2)^2$; для $n \neq 3$: $N = (1 - (d_0)^{3-n}) / [(3-n)(1 - (d_0)^2)]$; d_0 – относительный диаметр втулки завихрителя.

При тех же допущениях расчетные уравнения для тангенциального и улиточного завихрителей имеют вид:

$$S_c = \pi(R^2 - r_0^2) / (F_{in}) R_{in} / R \sin \beta, \quad (6)$$

где F_{in} – площадь входа; R_{in} – радиус центра тяжести площади входа до оси аппарата; β – угол между осями входного патрубка и аппарата.

Для получения действительных значений S_0 на срезе завихрителей данные, полученные в [7] для $x/g \geq 6,5$, экстраполировались с помощью (4) до кромок завихрителей.

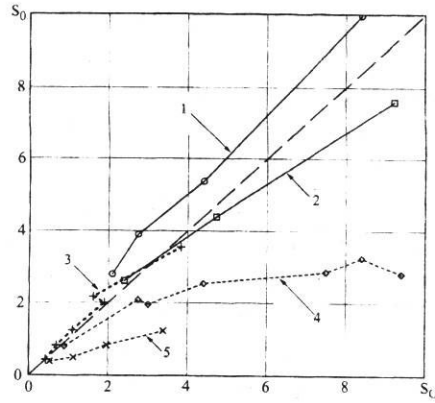


Рис. 1

На рис.1 приведены полученные зависимости экстраполированных (S_0) и расчетных (S_c) параметров крутки для тангенциальных, улиточных и лопаточных (при $n=0$) завихрителей (1 – тангенциальный завихритель, уравнение (6); 2 – улиточный завихритель, уравнение (6); 3 – лопаточный завихритель, $n=0$, уравнение (5), данные работы [5]).

Приведены также данные для профилированных лопаточных завихрителей и для тангенциальных завихрителей из [5] (4 – тангенциальный завихритель, экспериментальные данные и расчетное уравнение [5]; 5 – лопаточный завихритель, $n=3$, экспериментальные данные и расчетное уравнение [5]).

Как видно из рис.1, для лопаточных завихрителей с $n \neq 0$ расчетные параметры сильно отличаются от действительных. Расчет по уравнению (5) в диапазоне $S_c = 0,5-3,4$ дает значения крутки, составляющие 36...72 % от действительных.

Для тангенциальных завихрителей формулы из [5] для диапазона $S_c = 3-9,4$ дают значения крутки, составляющие 30...65 % от действительных. Уравнение (6) дает приемлемые результаты.

Для расчета действительных значений S_0 с использованием экстраполированных S_0 можно применять корректирующую поправку:

$$K(S_c) = 1,28 S_c^{0,25} \exp(-0,075 S_c) S_c, \quad (7)$$

где S_c рассчитывается по уравнению (6).

Применяя уравнения (6) и (7), для циклонов ЦН-24, ЦН-15, ЦН-11 и СКЦН-34 получаем соответственно следующие значения параметров крутки: 2,16; 4,04; 5,59 и 9,18. Эти значения хорошо коррелируют с данными по эффективности и энергозатратам в этих циклонах [1]. Расчет этих же циклонов по данным [5] дает примерно одинаковые значения ($S_0 \approx 3$), из которых следует, что на выходе из завихрителя существуют большие потери крутки.

Оценку потерь крутки непосредственно на выходе из завихрителя можно провести, используя расчет потерь циркуляции для вихревых камер, то есть при небольшом отношении высоты аппарата L к его диаметру D .

Обозначим циркуляцию $\Gamma = V_\varphi r$, где V_φ – тангенциальная скорость потока; r – текущий радиус. Рассмотрим наиболее распространенные тангенциальные завихрители с шириной входа b и высотой a . Пусть n – число тангенциальных входов; α – угол между осью завихрителя и радиусом камеры ($\alpha \leq \pi/2$).

Непосредственно на выходе из тангенциального ввода поток еще не имеет осевой симметрии. Однако эксперименты, проведенные на камере с диаметром $D=0,24$ м, $b=0,024$ м, показали, что кроме небольшой окрестности ввода поток в ос-

тальной части камеры практически осесимметричен.

Выберем радиус r_0 уже в области осевой симметрии. Из интегральной теоремы для момента импульса конечного объема [8] следует

$$M = \int_S V_r V_\varphi r ds, \quad (8)$$

где S – контрольная поверхность между торцами, радиусом r_0 и боковой стенкой камеры; M – момент сил трения по контрольной поверхности.

Интегрирование (8) дает соотношение:

$$\rho H \{ nR [V_{in}^2 b (\sin \alpha - b/D)] - 2\pi r_0 H V_{r0} r_0 V_{\varphi 0} \} = M, \quad (9)$$

где V_{in} – скорость во входном патрубке; V_{r0} и $V_{\varphi 0}$ – радиальная и тангенциальная скорости в области осевой симметрии.

Примем допущение, что напряжение трения τ на боковой поверхности такое же, как и на плоской пластине длины L в турбулентном потоке со скоростью $V_{in} \sin \alpha$. Тогда местный коэффициент трения $C_F = C_L (V_{in} \sin \alpha L / \nu)^{-1/7}$ [4].

Используя эту формулу, из уравнения (9) после преобразований получаем уравнение для расчета потерь циркуляции ε :

$$\varepsilon = \frac{\sin \alpha - b/D - C_0 A_L S}{(\bar{R}_{in} a)} \left(\frac{4V_{in} A_L \bar{L} S b}{(\bar{R}_{in} \nu)} \right)^{-1/7}, \quad (10)$$

где $\bar{L} = L/D$ – относительная длина камеры; S – параметр крутки завихрителя; \bar{R}_{in} – относительный радиус центра тяжести входного патрубка; ν – вязкость газа.

Величина C_0 является параметром задачи, аналогичным коэффициенту C_L для пластины, обтекаемой турбулентным потоком. Коэффици-

циент A_L во многих случаях близок к 1 (например, для тангенциальных вводов или для малых значений b/D).

В табл. 1 приведены расчетные ε_{CALC} и экспериментальные ε_{EXP} значения потерь циркуляции для трех вихревых аппаратов при $A_L = 1$.

Таблица 1

№ п/п	D, м	S	V_{in} , м/с	\bar{R}_{in}	ε_{EXP}	ε_{CALC}
1	0,38	26,48	73,0	0,93	0,507	0,584
2	0,38	17,66	56,0	0,93	0,696	0,695
3	0,38	13,24	43,0	0,93	0,860	0,753
4	0,71	32,44	34,6	0,99	0,896	0,904
5	0,64	6,15	110,0	0,83	0,925	0,917
6	0,64	16,61	50,0	0,93	0,750	0,775

Расчетные значения определялись по уравнению (10), где принято $C_0 = 0,0614$, а параметры крутки S определялись по уравнению (6). Экспериментальные значения потерь крутки $\epsilon_{\text{вхр}}$ взяты из работы [9].

Как видно из сравнения результатов расчетов с экспериментами, предложенные уравнения удовлетворительно описывают основные тенденции потерь циркуляции в различных аппаратах. Из этих данных следует, что при значениях S и V_{in} , характерных для центробежных пылеуловителей, потери крутки на входе будут невелики.

Полученные данные подтверждают правомочность применения уравнений в форме (5)...(7) для обобщения исследований по закрученным потокам.

ВЫВОДЫ

1. Выполнен анализ уравнений для расчета закрутки потока в технологических аппаратах. Предложены уравнения, адекватно описывающие крутку на выходе из завихрителей.

2. Показано, что практически значимые потери крутки на выходе из завихрителей возможны лишь при высоких значениях входных скоростей и геометрического параметра закрутки.

1. Сажин Б.С., Гудим Л.И. Вихревые пылеуловители. – М.: Химия, 1995.

2. Сажин Б.С., Тюрин М.П. Энергосберегающие процессы и аппараты текстильных и химических предприятий. – М., 2001.

3. Павлов Г.Г. Аэродинамика технологических процессов и оборудования текстильной промышленности. – М.: Легкая индустрия, 1975.

4. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1987.

5. Щукин В.К., Халатов А.А. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. – М.: Машиностроение, 1982.

6. Сажин Б.С., Белоусов А.С. Турбулентные и вихревые течения в аппаратах со встречными закрученными потоками. – В кн.: Аппараты с активными гидродинамическими режимами для текстильной промышленности и производства химических волокон. – М., 1983. С.17...21.

7. Нурсте Х.О. и др. // Теплоэнергетика. – 1978, №1. С. 37...39.

8. Гольдштик М.А. Вихревые потоки. – Новосибирск: Наука, 1981.

9. Вопросы аэродинамики и теплопередачи в котельно-топочных устройствах. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1958.

Рекомендована кафедрой процессов, аппаратов химической технологии и безопасности жизнедеятельности. Поступила 04.02.05.