

к увеличению частоты генерируемого звука. Оба отмеченных экспериментальных факта объясняются увеличением скорости вращения вихревого ядра, а, следовательно, и угловой скорости прецессии его вокруг геометрической оси камеры закручивания.

Анализ зависимостей амплитуды звукового давления акустических колебаний от геометрических параметров S и \bar{L}_k показывает (рис. 2), что при возрастании степени закрутки потока для получения наибольших значений уровня излучаемого звука требуется увеличение длины камеры закручивания. Сочетание высокой степени закрутки потока с большой длиной камеры закручивания одновременно является необходимым условием для интенсивного энергообмена между периферийным и центральным потоками, величина которого, по-видимому, и определяет амплитуду генерируемых колебаний.

Л и т е р а т у р а

1. Beer J.M., Chigier N.A. *Combustion aerodynamics Applied Science Publishers, London, 1972.*
2. Крашенинников С.Ю. Исследование затопленной воздушной струи при высокой интенсивности закрутки. - Изв. АН СССР. Механика жидкости и газа, 1971, № 6, с. 23-28.
3. Кныш Ю.А., Лукачев С.В. О механизме неустойчивого течения закрученных потоков жидкости и газа в элементах ГТД. - Труды КуАИ, Куйбышев, 1974, вып. 67, с.205-208.

УДК 536.244+532.517.4

Ю.И.Осипенко

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ РАСЧЕТА ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА
ПРИ ВЫНУЖДЕННОЙ КОНВЕКЦИИ
В ТРУБАХ СО ШНЕКОВЫМИ ЗАВИХРИТЕЛЯМИ

Цель настоящей работы - разработка инженерного метода расчета гидравлического сопротивления и теплообмена для шнека с пере-

меньшим шагом, с учетом предварительной закрутки потока с помощью тангенциального закручивателя.

Следуя работам [1, 2], выполним расчет гидравлического сопротивления шнека с учетом предварительной закрутки потока. Расчет по каждому шагу шнека производится отдельно.

Средняя скорость на внешней границе пограничного слоя в трубе, ограниченного внутренней стенкой трубы и поверхностью ленты шнека, определяется в соответствии с долями этих поверхностей:

$$\omega = \frac{\pi U}{\pi/2+1} \left[\frac{\sqrt{1+4\pi(R/H_i)^2}}{2} + \frac{R}{H_i} \left[\sqrt{\left(\frac{H_i}{R}\right)^2 \frac{1}{4\pi^2} + 1} + \left(\frac{H_i}{R}\right)^2 \frac{1}{4\pi^2} \right] \times \right. \\ \left. \times \ln \left(R/H_i \cdot 2\pi \pm \sqrt{1+4\pi^2(R/H_i)^2} \right) \right] = cU. \quad (1)$$

В связи с неравномерным полем скоростей в ядре потока для эквивалентного осевого потока

$$\omega_i = cU. \quad (2)$$

Основываясь на известном факте эквивалентности профилей полных обобщенных скоростей для закрученных и незакрученных потоков, полагаем, что сопротивление трения в закрученном потоке эквивалентно сопротивлению трения в прямолинейном потоке, если в качестве характерной скорости принять среднюю скорость закрученного потока по выражению (2), а среднюю длину эквивалентного канала определить как спрямленную линию по средней длине тока на внешней границе слоя:

$$L = \ell C_1, \quad (3)$$

где C_1 - коэффициент, учитывающий изменение кривизны траектории. Для коэффициента сопротивления трения будем иметь уравнение

$$\lambda_{\text{тр}} \frac{\ell}{D_3} \frac{\rho \omega^2}{2} = 0,184 Re^{-0,2} C_1^{-0,2} C_2^2 \frac{\rho \omega^2}{2} C_1 \frac{\ell}{D_3} \quad (4)$$

или

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,184 Re^{-0,2} C_1^{2,8} = \lambda_0 C_1^{2,8}, \quad (5)$$

где $\lambda_0 = 0,184 Re^{-0,2}$.

Согласно работе [3] принимаем

$$D_3 = \frac{H(D-d_0)}{H \sin \varphi + \frac{D-d_0}{2}}, \quad (6)$$

где d_0 - диаметр внутреннего сердечника шнека.

Для шнека без внутреннего сердечника (ленточная вставка) формула (6) принимает следующий вид:

$$D_3 = \frac{H(D-d_0') \sin \varphi}{H \sin \varphi + \frac{D-d_0'}{2}} + d_0', \quad (7)$$

где d_0' - диаметр внутреннего центрального отверстия в шнеке.

Формула (5) легко обобщается на случай шероховатых труб со шнеком:

$$\lambda_{\text{тр. шн}} = \frac{C_1^{2,8}}{\sqrt{-2 \lg \left[\frac{K}{3,7 D_3} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right]}}. \quad (8)$$

Потери на начальное создание вынужденного вихревого течения определяем согласно работе Смитберга и Ландиса:

$$\lambda_{\text{сб}} = \frac{D_3}{\ell} \left[\frac{\pi}{2} \left(\frac{D_3}{H} \right)^2 \right], \quad (9)$$

где $\pi D_3 / H = \text{tg } \varphi$.

Обобщая уравнение (9) на случай предварительной закрутки потока с помощью тангенциального закручивателя, получаем:

$$\lambda_{\text{сб}} = \frac{D_3}{2\ell} [\text{tg}^2 \varphi_2 - \text{tg}^2 \varphi_1]. \quad (10)$$

В случае осевого потока $\varphi_1 = 0$ и $\text{tg } \varphi_1 = 0$, т.е. второй член уравнения (10) выпадает и оно приводится к виду (9).

Угол предварительной закрутки потока φ_1 , зависящий от места расположения вторичного завихрителя типа "шнек" по длине трубы, можно определить, пользуясь, например, работой [4].

В работе [5] были исследованы вторичные течения и дополнительная сложная система вихрей, вызванных взаимодействием закрученного потока со шнеком, что приводит к увеличению гидравлических сопротивлений. Эти потери названы потерями на вихревое смешение:

$$\lambda_{\text{вс}} = \frac{0,199}{Re} \frac{D_3}{H_i} \left[1125 \ln \left(\frac{Re \sqrt{\lambda}}{2} - 3170 \right) \right]. \quad (11)$$

Ввиду неявного вида λ определяем ее по формуле, данной в [5]:

$$\lambda = 4 \left[0,046 + 2,1 \left(\frac{H}{D_3} - 0,5 \right)^{-1,2} \right] Re^{-n}, \quad (12)$$

где
$$n = \left[1 + 1,7 \left(\frac{H}{D_3} \right)^{-\frac{1}{2}} \right].$$

Это уравнение аппроксимирует уравнение (12) в пределах Re от $5 \cdot 10^3$ до 10^5 .

Общий коэффициент сопротивления для шнека

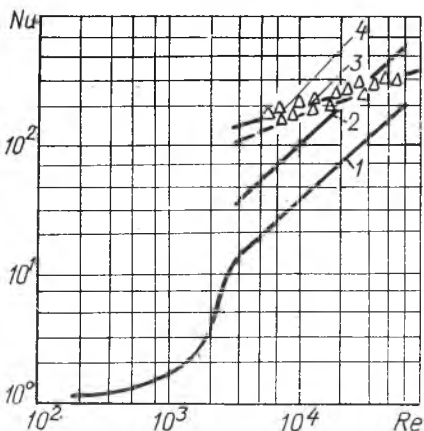
$$\lambda_{\Sigma} = \lambda_{тр. шн} + \lambda_{вс} + \lambda_{св}. \quad (13)$$

Обобщим формулу для теплообмена, полученную в работе [2] для ленточных завихрителей, расположенных вдоль всей длины трубы, на случай местной закрутки потока шнековым закручивателем с учетом предварительной закрутки.

Выражение для числа Nu записываем в следующем виде:

$$Nu = \frac{85 \left(\frac{1 + \frac{1,75}{Pr} + 8}{\sqrt{\lambda_{\Sigma}}} \right) Pr \frac{D_3}{H} + \frac{0,023 Pr Re^{0,8} [1 + 4\pi^2 (R_i/H)^2]^{0,4}}{1 + 2,14 Re^{-0,1} [1 + 4\pi^2 (R_i/H_i)]^{0,05}}}{1 + \frac{D_3^4}{7,5 H Re \lambda_{\Sigma}} (5050 Pr^{0,69} + 0,0000 Pr^3)} \quad (14)$$

В формуле (14) суммарный коэффициент сопротивления определяется по (13), а эквивалентный диаметр D_3 - по формулам (7) и (8).



Р и с. 1. Зависимость

$$Nu = f(Re)$$

для осевого потока $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr$, кривая 2 - зависимость для за-

Конвективный теплообмен в рассматриваемом случае определяется двумя составляющими. Одна из них связана с трением, а вторая - с вихревым смешением. Анализ формулы (14) показывает, что с увеличением числа Re роль вихревого смешения уменьшается, что связано с общей турбулизацией потока.

По вышеописанной методике были выполнены расчеты гидравлического сопротивления и теплообмена. Некоторые результаты расчета представлены на рис. 1 в виде критериальной зависимости. Кривая 1 представляет известную зависимость

крученного потока с $A_T = 1,8$ при течении в пустой трубе [4], кривая 3 пунктиром обозначает расчетную зависимость при наличии в трубе шнековой ленточной вставки с относительной шириной ленты $h/R = 0,43$ по уравнению (14), кривая 4 представляет собой экспериментальную зависимость по работе [6], выполненную для условий, близких к расчетным. Анализ кривых показывает удовлетворительную сходимость расчетных данных с экспериментом в области значений $Re = 10^4 - 5 \cdot 10^4$.

Л и т е р а т у р а

1. С м и т б е р г и Л э н д и с. Трение и характеристики теплообмена при вынужденной конвекции в трубах с завихрителями из скрученной ленты. - Труды *ASME*, Теплопередача, № 1, 1964.
2. М и г а й В.К. Интенсификация теплообмена в трубах и каналах теплообменного оборудования. Автореферат докторской диссертации. - Л.: ЦКТИ, 1974.
3. К о в а л ь н о г о в А.Ф., Щ у к и н В.К. Теплообмен и гидравлическое сопротивление при местной закрутке потока с помощью шнековых завихрителей. - Труды КИАИ, вып. 101, 1968.
4. А л и м о в Р.З. Исследование закономерностей течения и теплообмена в одно- и двухфазном (газожидкостном) закрученном потоке. Автореферат докторской диссертации. - Казань, 1971.
5. Л э н д и с, Т о р с е н. Трение и характеристика теплообмена в турбулентном закрученном потоке при наличии больших градиентов температуры. - Труды *ASME*, Теплопередача, № 1, 1968.
6. О с и п е н к о Ю.И. Некоторые вопросы гидродинамики и тепломассообмена в вихревой трубе с винтовой вставкой. - Труды II Всесоюзной научно-технической конференции "Вихревой эффект и его применение в технике". - Куйбышев: КуАИ, 1976, с. 213-216.