

Х. НУРСТЕ

## О СОПРОТИВЛЕНИИ ЗАКРУЧИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

### Введение

Закручивание потока является эффективным средством интенсификации и управления процессами тепло-массопередачи и горения в топках котельных агрегатов, в камерах сгорания газотурбинных установок, а также в химических реакторах некоторых типов. Для закручивания потока надо тратить определенное количество энергии, которое в зависимости от типа закручивателя и интенсивности крутки может достигать значительных величин. Поэтому определение требуемой степени закрутки потока, выбор конструкции закручивателя и его аэродинамическое сопротивление имеют важное значение как с технологической, так и с экономической точек зрения.

Основные применяемые конструкции закручивателей можно классифицировать [1] на

простые тангенциальные сопла (Т); улитки (У); тангенциальные лопатки (ТЛ); аксиальные лопатки (АЛ).

Используются также комбинированные конструкции, например, улитка вместе с тангенциальными лопатками, аксиально-тангенциальные лопатки и т. д.

Начальный напор расходуется на закручивание потока, а также на преодоление сопротивления обтекаемых поверхностей и углов закручивателя и вихревой камеры. Так как в вихревых установках трудно отделить полезно расходуемую часть напора от потерь, то под сопротивлением обычно подразумевается разность между полным давлением потока перед закручивателем и давлением в объеме, куда вытекает закрученный поток. В качестве масштабной величины лучше всего использовать среднерасходный скоростной напор в сечении вихревой камеры [2], поскольку он характерен для разных типов вихревых устройств и дает возможность сравнивать их между собой. Безразмерное сопротивление вихревой установки

$$\bar{P}_1 = \frac{2P_1}{\rho v_{cp}^2} \quad (1)$$

зависит от ряда параметров закручивателей: для типа Т — от относительной площади сопел  $F_1/F$ , их числа  $n$  и отношения размеров  $h/R$  [3]; для типа ТЛ — от угла установки лопаток  $\beta$ , числа лопаток  $n$ , толщины  $\delta$  и длины лопаток  $b$  [4]; для типа АЛ — от значения величин  $a$ ,  $n$ ,  $\delta$  и от втулочного отношения  $r_1/R$  [1]; для типа У — от параметров  $hb/R^2$  и  $h/R$  [1]. На общее сопротивление вихревой установки влияют также

втулочное отношение камеры  $r/R$ , шероховатость камеры  $\Delta/R$ , диафрагмирование выхода из камеры  $r_2/R$  и длина камеры  $L/R$  [1, 3]. Интересно отметить, что увеличение шероховатости вихревой камеры приводит к снижению общего сопротивления установки [5], поскольку это связано с уменьшением уровня закрутки потока к камере. Большинство вихревых камер работает в автономной области, т. е. величина безразмерного сопротивления не зависит от критерия  $Re$ .

В данной работе представлены результаты проведенных в сопоставимых условиях экспериментов по определению сопротивлений разных типов закручивателей и сделана попытка обобщения этих результатов.

### Постановка экспериментов

Эксперименты проводились при разных конструктивных параметрах закручивателей.

Вихревая камера представляла собой трубу с шероховатостью  $\Delta/R$  порядка 0,15% и полностью открытым (недиафрагмированным) выходом. Воздух подавался при помощи вентилятора, причем перед закручивателем для выравнивания поля скоростей он пропусклся через конфузорный участок трубы.

Влияние разных конструктивных параметров на гидравлическое сопротивление исследовалось у закручивателей всех основных типов (Т, У, ТЛ, АЛ). Причем конструктивные параметры разных закручивателей менялись следующим образом:

для Т-закручивателей:  $F/F_1 = 1,26; 2,60; 3,4; 5,4; 8; 10,4; 15,5; 30,2$ ;  
 $h/R = 0,4; 0,8; n = 1$  и 2;

для У-закручивателей:  $\pi R^2/hb = 0,86; 1,7; 2,55; 5,1; h/R = 0,8; 1,6$ ;

для ТЛ-закручивателей:  $\beta = 45^\circ; 60^\circ; 75^\circ; b/R = 1,4; 1,0; 0,6$ ;

для АЛ-закручивателей: а)  $\alpha = 0^\circ; 10^\circ; 20^\circ; 30^\circ; 40^\circ; 50^\circ; 60^\circ; r_1/R = 0,25; n = 16$ ;

б)  $\alpha = 30^\circ; 45^\circ; 60^\circ; 75^\circ; r_1/R = 0; n = 24$ .

Лопаточные аппараты имели непрофилированные прямые лопатки, тангенциальный и улиточный — прямоугольное сечение подвода.

Сопротивление закручивателей определялось по формуле (1), где значение  $P_1$  измерялось перед закручивателем трубкой полного напора, а значение  $v_{cp}$  — расходомером диафрагменного типа на подводящем трубопроводе.

Опыты показали, что длина недиафрагмированной трубы ( $L/R = 0 \div 20$ ) оказывает незначительное влияние на общее сопротивление вихревой установки, за исключением случая очень сильной закрутки ( $F/F_1 = 30,2$ ) при очень короткой трубе ( $L/R < 1$  от кромки сопел), когда «стационарный» закрученный поток не успевает сформироваться. Для Т-закручивателей изменение числа сопел ( $n = 1$  или 2) при постоянных  $F/F_1$  и  $h/R$  оказалось незначительным.

В диапазоне измерений не наблюдалось также сколько-нибудь заметного влияния числа  $Re$  на безразмерное сопротивление вихревой установки.

### Обсуждение результатов

Результаты измерения сопротивлений закручивателей разных типов в зависимости от основного конструктивного параметра — отношения площадей  $F/F_1$  — представлены на рис. 1. Причем поперечная площадь

$F_1$  выхода потока из разных закручивателей, вычислялась по следующим формулам:

$$\text{для Т: } F_1 = nhb, \quad (2)$$

$$\text{для У: } F_1 = hb, \quad (3)$$

$$\text{для ТЛ: } F_1 = \pi Db \cos \beta - nb\delta, \quad (4)$$

$$\text{для АЛ: } F_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_1^2) \cos \alpha - \frac{1}{2} (D - d_1) n\delta, \quad (5)$$

где  $\alpha$  — угол установки аксиальных лопаток, считая от осевого направления, а  $\beta$  — угол установки тангенциальных лопаток, считая от радиального направления. Формула (4) является приближенной.

В результате сопоставления приведенных на рис. 1 данных можно сказать что,

во-первых, при одном и том же значении  $F/F_1$  сопротивление закручивателя тем больше, чем больше средний радиус вводимого им в камеру потока и чем больше углы установки лопаток  $\alpha$  и  $\beta$  (в АЛ- и ТЛ-закручивателях);

во-вторых, сопротивление двух испытанных конструкций АЛ-закручивателей при одном и том же значении  $F/F_1$  несколько различаются, что связано с тем, что углы установки лопаток различные, конструкция (а) имела худшую обтекаемость межлопаточных каналов из-за неудачного крепления лопаток, средний радиус ввода конструкций (а) больше, чем у (б).

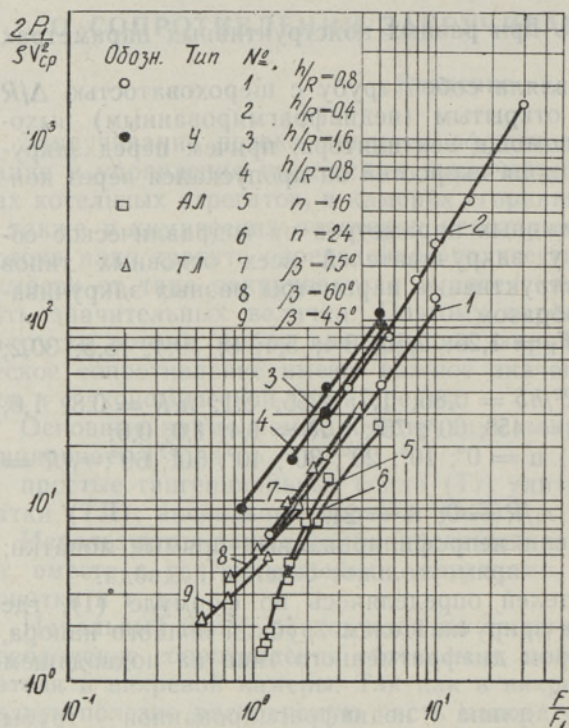


Рис. 1. Зависимость сопротивлений разного типа закручивателей от относительной площади  $F/F_1$ .

Для получения расчетной зависимости сопротивления закручивателей от их конструктивных параметров воспользуемся уравнением баланса энергии потока в сечениях  $F_1$  и  $F$

$$P_1 = \varepsilon (P + \Delta P), \quad (6)$$

где  $P_1 = p_{1\text{ст}} + \frac{\rho v_1^2}{2}$ ;  $P = p_{\text{ст}} + \frac{\rho v_{\tau}^2}{2} + \frac{\rho v_x^2}{2}$ ;  $\Delta P$  — потеря давления

от расширения;  $\varepsilon$  — коэффициент пропорциональности.

Здесь используются средние по сечениям значения  $P_1$  и  $P$ . Измерения величины  $P$ , произведенные в трубе после закручивателя, показывают, что среднее значение полного давления закрученного потока в

сечении трубы близко к его максимальному значению в данном сечении. Это обстоятельство связано с тем, что основная масса потока движется в области максимума полного давления и та часть потока, которая имеет меньшее полное давление, компенсируется рециркуляционным течением вдоль трубы. Таким образом, закрученный поток в трубе характеризуется приблизительно постоянным значением полного давления в поперечном сечении трубы.

Используя методику, изложенную в работе [6], заменим действительный закрученный поток его моделью — полый вращающейся струей с внутренним радиусом  $r_c$ . Тогда коэффициент живого сечения закрученной струи в трубе

$$\varphi = \frac{F_c}{F} = 1 - \left( \frac{r_c}{R} \right)^2. \quad (7)$$

Принимая статическое давление на внутренней границе вращающейся струи равным давлению в объеме, куда вытекает закрученный поток, преобразуем уравнение (6) к виду

$$\bar{P}_1 = \varepsilon \mu^{-2}, \quad (8)$$

где коэффициент истечения

$$\mu = \left[ \left( \frac{F}{F_1} - 1 \right)^2 \cos^2 \alpha + \frac{1}{\varphi^2} + \left( \frac{F}{F_1} \frac{R_{\text{вх}}}{R} \sin \alpha \sin \beta \right)^2 \frac{1}{1 - \varphi} \right]^{-0,5}. \quad (9)$$

Связь между параметром закручивателя  $(F/F_1)(R_{\text{вх}}/R) \sin \alpha \sin \beta$  и коэффициентом  $\varphi$  устанавливается из условия максимального расхода

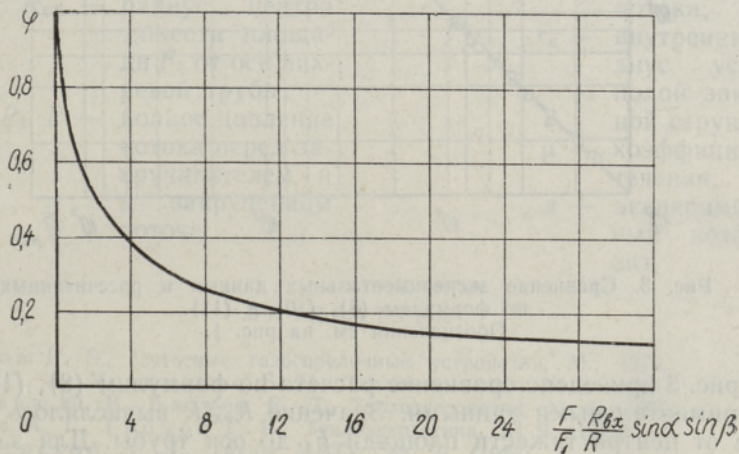


Рис. 2.

при данном давлении  $\bar{P}_1$ :  $d\mu/d\varphi = 0$ . После соответствующих расчетов получим

$$\frac{F}{F_1} \frac{R_{\text{вх}}}{R} \sin \alpha \sin \beta = \frac{1 - \varphi}{\sqrt{\frac{\varphi^3}{2}}}. \quad (10)$$

Зависимость (10) показана на рис. 2

Подставляя (10) в (9), получим окончательную формулу для расчета  $\mu$

$$\mu = \left[ \left( \frac{F}{F_1} - 1 \right)^2 \cos^2 \alpha + \frac{2 - \varphi}{\varphi^3} \right]^{0,5}. \quad (11)$$

Согласно полученным формулам (8), (10) и (11) безразмерное сопротивление закручивателей зависит от относительной площади выхода закручивателя  $F/F_1$  и от ориентации площади  $F_1$  относительно  $F$ , т. е. от параметров  $R_{вх}/R$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ . Комплекс параметров  $(F/F_1)(R_{вх}/R) \sin \alpha \sin \beta$  определяет часть сопротивления, обусловленную круткой. Формула (8) содержит также коэффициент  $\epsilon$ , учитывающий отклонение действительного течения в закручивателе от идеального. При  $\alpha = \beta = \pi/2$  формула (11) совпадает с приведенной в [6] зависимостью.

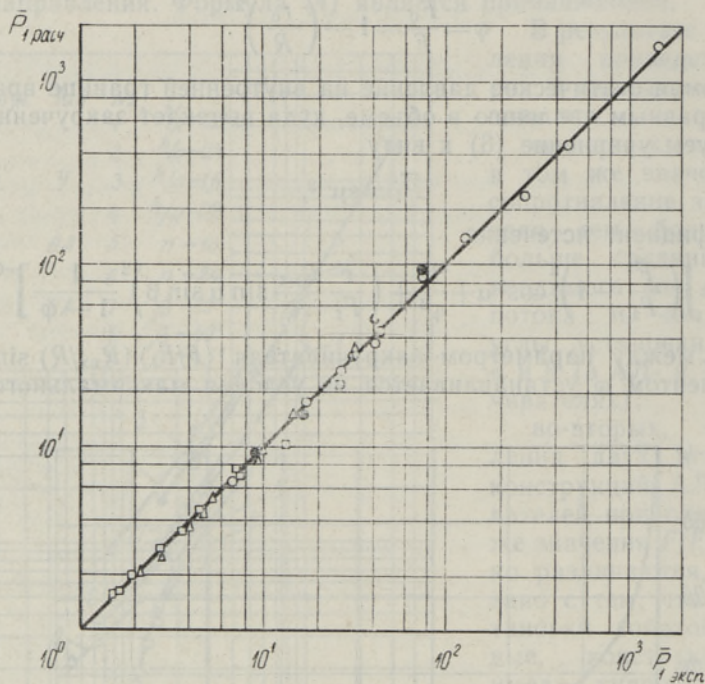


Рис. 3. Сравнение экспериментальных данных и рассчитанных по формулам (8), (10) и (11).  
Обозначения см. на рис. 1.

На рис. 3 приведено сравнение расчета по формулам (8), (10) и (11) с экспериментальными данными. Значение  $R_{вх}/R$  вычислялось как расстояние от центра тяжести площади  $F_1$  до оси трубы. Для закручивателей типа Т, У и ТЛ  $\alpha = \pi/2$ ; для Т, У, АЛ  $\beta = \pi/2$ . Чтобы согласовать экспериментальные и расчетные данные коэффициенту  $\epsilon$  пришлось придать следующие значения: для Т  $\epsilon = 2,02$ ; для У  $\epsilon = 1,15$ ; для ТЛ  $\epsilon = 1,1$ ; для АЛ  $\epsilon = 1,1$ .

Таким образом, большие потери имеют Т-закручиватели ( $\epsilon = 2,02$ ), закручиватели остальных типов приблизительно равноценны. В остальных формулы (8), (10) и (11) хорошо учитывают влияние конструктивных параметров  $F/F_1$ ;  $R_{вх}/R$ ;  $\alpha$ ;  $\beta$ . Следует отметить, что по существу углы  $\alpha$  и  $\beta$  характеризуют направление потока, выходящего из закручивателя. Поэтому перекрытия лопаток в лопаточных закручивателях должны быть достаточно большими, чтобы обеспечить расчетное направление потока.

Таким образом, для расчета сопротивлений разного типа закручивателей формулы (8), (10) и (11) могут быть успешно применены. При этом практические значения коэффициента  $\varepsilon$ , по-видимому, могут быть несколько более высокими вследствие неравномерного подвода потока к закручивателям.

Обозначения

$D, R, F = \pi D^2/4$ — диаметр, радиус и поперечная площадь вихревой трубы;	$p_{1ст}, p_{ст}$ — статическое давление перед закручивателем и в закрученном потоке;
$h, b, F_1$ — высота, ширина и поперечная площадь каналов закручивающего аппарата;	$v_1$ — скорость потока в закручивающем аппарате;
$\alpha, \beta$ — углы установки лопаток закручивателей типов АЛ и ТЛ;	$v_{ср}$ — средняя осевая скорость потока в вихревой трубе;
$n$ — число лопаток или сопел;	$v_t, v_x$ — тангенциальная и аксиальная составляющие скорости закрученного потока;
$\delta$ — толщина лопаток;	$\varphi$ — коэффициент живого сечения потока;
$r_1$ — радиус втулки;	$r_c$ — внутренний радиус условной полости закрученной струи;
$\Delta$ — шероховатость;	$\mu$ — коэффициент истечения;
$R_{вх}$ — радиус центра тяжести площади $F_1$ от оси вихревой трубы;	$\varepsilon$ — экспериментальный коэффициент.
$P_1, P$ — полное давление потока перед закручивателем и в закрученном потоке;	

ЛИТЕРАТУРА

1. Ахмедов Р. Б., Дутьевые газогорелочные устройства, М., 1970.
2. Вулис Л. А., Устименко Б. П., Теплоэнергетика, № 9 (1954).
3. Троянкин Ю. В., Балухев Е. Д., Теплоэнергетика, № 6 (1969).
4. Иванов А. Г., Громов Г. В., Теплоэнергетика, № 9 (1970).
5. Калишевский Л. Л., Труды МВТУ, № 59 (1955).
6. Абрамович Г. Н., Прикладная газовая динамика, М., 1953.

Институт термодинамики и электрофизики  
Академии наук Эстонской ССР

Поступила в редакцию  
1/XI 1972

H. NURSTE

PÖÖRISTAJATE TAKISTUSEST

Esitatakse eksperimentaalsed andmed erinevat tüüpi pööristajate (tangentsiaalsed düüsid, tigupööristaja, aksiaalsed ja tangentsiaalsed labidad) hüdraulilise takistuse kohta. Hüdraulilise takistuse all on mõeldud vooluse täisrõhkude vahet enne pööristajat ja ruumis, kuhu pööristatud voolus siseneb. On selgitatud konstruktiivsete parameetrite ( $F/F_1$ ;  $R_{вх}/R$ ;  $\alpha$ ,  $\beta$ ) mõju seadme kogutakistusele ja antud arvutusvalemid.

H. NURSTE

THE RESISTANCE OF SWIRLERS

Experimental data on the hydraulic resistance of various types of swirlers (tangential nozzles, snails, axial and tangential blades) are presented.

The hydraulic resistance is interpreted as a break between the total pressure before the swirler and in the space into which the vortex flow is issued.

The influence of constructive parameters ( $F/F_1$ ;  $R_{вх}/R$ ;  $\alpha$ ,  $\beta$ ) of swirlers on the total resistance of the plant is investigated, and corresponding calculation formulae are obtained.

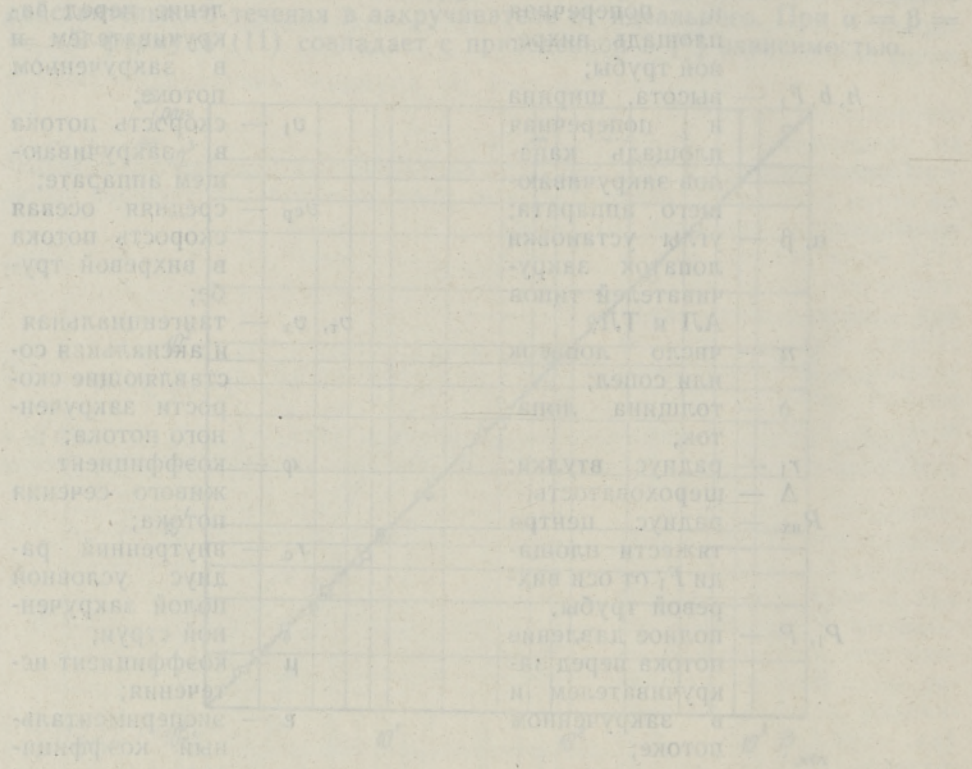


Рис. 3 Сравнение гидравлического сопротивления в насадке с различным устройством вращающегося потока.

На рис. 3 приведены гидравлические сопротивления в насадке с различным устройством вращающегося потока. Кривые 1, 2, 3 и 4 соответствуют различным типам вихревых аппаратов. Видно, что сопротивление увеличивается с увеличением расхода, причем для разных конструкций вихревых аппаратов характерны различные зависимости сопротивления от расхода.

Таблица 1  
 Таблица 2  
 Таблица 3  
 Таблица 4  
 Таблица 5  
 Таблица 6  
 Таблица 7  
 Таблица 8  
 Таблица 9  
 Таблица 10  
 Таблица 11  
 Таблица 12  
 Таблица 13  
 Таблица 14  
 Таблица 15  
 Таблица 16  
 Таблица 17  
 Таблица 18  
 Таблица 19  
 Таблица 20  
 Таблица 21  
 Таблица 22  
 Таблица 23  
 Таблица 24  
 Таблица 25  
 Таблица 26  
 Таблица 27  
 Таблица 28  
 Таблица 29  
 Таблица 30  
 Таблица 31  
 Таблица 32  
 Таблица 33  
 Таблица 34  
 Таблица 35  
 Таблица 36  
 Таблица 37  
 Таблица 38  
 Таблица 39  
 Таблица 40  
 Таблица 41  
 Таблица 42  
 Таблица 43  
 Таблица 44  
 Таблица 45  
 Таблица 46  
 Таблица 47  
 Таблица 48  
 Таблица 49  
 Таблица 50  
 Таблица 51  
 Таблица 52  
 Таблица 53  
 Таблица 54  
 Таблица 55  
 Таблица 56  
 Таблица 57  
 Таблица 58  
 Таблица 59  
 Таблица 60  
 Таблица 61  
 Таблица 62  
 Таблица 63  
 Таблица 64  
 Таблица 65  
 Таблица 66  
 Таблица 67  
 Таблица 68  
 Таблица 69  
 Таблица 70  
 Таблица 71  
 Таблица 72  
 Таблица 73  
 Таблица 74  
 Таблица 75  
 Таблица 76  
 Таблица 77  
 Таблица 78  
 Таблица 79  
 Таблица 80  
 Таблица 81  
 Таблица 82  
 Таблица 83  
 Таблица 84  
 Таблица 85  
 Таблица 86  
 Таблица 87  
 Таблица 88  
 Таблица 89  
 Таблица 90  
 Таблица 91  
 Таблица 92  
 Таблица 93  
 Таблица 94  
 Таблица 95  
 Таблица 96  
 Таблица 97  
 Таблица 98  
 Таблица 99  
 Таблица 100