



УДК 532.527  
ББК 30.124

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ЗАКРУТКИ НА ГИДРОДИНАМИКУ ТУРБУЛЕНТНЫХ ПОТОКОВ В ГАЗОПРОМЫВАТЕЛЕ

**Усманова Регина Равильевна**

Кандидат технических наук, доцент кафедры сопротивления материалов  
Уфимского государственного авиационного технического университета  
usmanovarr@mail.ru  
ул. К. Маркса, 12, 450000 Уфа, Российская Федерация

**Зайков Геннадий Ефремович**

Доктор химических наук, профессор,  
заведующий отделом биологической и химической физики полимеров  
Федерального государственного бюджетного учреждения науки  
Институт биохимической физики им. Н.М. Эмануэля РАН  
chembio@sky.chph.ras.ru  
ул. Косыгина, 4, 119334 г. Москва, Российская Федерация

**Аннотация.** Выполнены экспериментальные исследования разработанной конструкции газопромывателя. Получены зависимости для расчета гидравлического сопротивления аппарата. Расчет вращающегося завихрителя предложено проводить, основываясь на теории центробежных вентиляторов, с учетом количества и направления вращения лопастей. Разработана методика расчета гидравлических потерь в аппарате, позволяющая учитывать влияние каждого фактора в отдельности и производить выбор оптимальных технологических и конструктивных параметров. Проверка адекватности предложенной методики показала ее корректность.

**Ключевые слова:** гидравлическое сопротивление, газопромыватель, удельное орошение, вращающийся завихритель, лопасти.

### Введение

Проблема снижения газовых выбросов с целью обеспечения допустимых концентраций пыли в воздушном бассейне может быть решена, если для каждого конкретного случая обоснованно выбрать экономичный и достаточно эффективный пылеуловитель. Распространенная в настоящее время циклонная очистка промышленных выбросов от взвесей имеет стоимость на порядок ниже их мокрой очистки, а также очистки в рукавных фильтрах и электрофильтрах. Од-

нако, используемые в производственных условиях циклоны, не всегда обеспечивают требуемое качество очистки и имеют другие недостатки [2, с. 4]. К перспективным методам повышения эффективности пылеулавливания мелкодисперсных частиц можно отнести мокрую очистку газа. Для этого метода характерны сложные массообменные процессы в ходе взаимодействия газодисперсного потока с каплями орошающей жидкости, в результате чего изменяются скорость и концентрация фаз, определяющие газоочистку.

Имеющиеся исследования в данной области показывают сильную чувствительность выходных характеристик к режиму и конструкции аппарата, что свидетельствует о качественно различной гидродинамике потоков при разных значениях режимно-конструктивных параметров. Сложный характер распределения скоростей, наличие градиента давления по радиусу в закрученном газовом потоке значительно усложняет аналитическое решение задачи о гидравлическом сопротивлении аппаратов с закрученным газовым потоком. В связи с этим, в настоящее время следует отдать предпочтение экспериментальным методам исследования. В данной работе ставилась задача определения гидравлического сопротивления орошаемого аппарата при изменении нагрузок по фазам, а также, при принудительной закрутке потока, с учетом угловой скорости вращения ротора и изменении направления вращения лопастей завихрителя. Исследование этих факторов и создание методики расчета гидравлического сопротивления является важной задачей в снижении металлоемкости аппаратов и энергозатрат на очистку газа.

## 1. Экспериментальные исследования динамического газопромывателя

На основании анализа конструкций современных аппаратов для очистки газа разработана и запатентована конструкция динамического газопромывателя. Аппарат снабжен вращающимся лопастным завихрителем и центральной трубой для подачи орошающей жидкости. Центробежные силы, возникающие при вращении ротора, обеспечивают дробление жидкости на мелкие капли, что обуславливает интенсивный контакт газов и улавливаемых частиц с жидкостью. Благодаря действию центробежных сил, интенсивному перемешиванию газа и жидкости и наличию большой межфазовой поверхности контакта, происходит эффективная очистка газа в пенном слое [4, с. 2].

### 1.1. Методика проведения эксперимента

Исследования гидравлического сопротивления газопромывателя с завихрителем высотой 0,25м проводились на экспериментальной установке, изображенной на (Рис. 1). Величина гидравлических потерь определялась по разнице статического давления газового потока до и после ротора.



Рис. 1. Экспериментальная установка

В процессе исследования менялись следующие параметры:

скорость газа на входе в завихритель  $v = 1 \div 20$  м/с;

угловая скорость вращения ротора  $\omega = 0 \div 100$  с<sup>-1</sup>;

направление вращения  $\alpha < 90^\circ$  или  $\alpha > 90^\circ$ , где  $\alpha$  – угол между вектором относительной скорости  $w$  и вектором окружной скорости  $v$ ;

угол установки лопаток  $\alpha = 0 \div 65^\circ$

В первой серии опытов были проведены испытания по определению зависимости сопротивления аппарата от скорости газа в аппарате при отсутствии подачи жидкости. Расход воздуха выбирался таким, чтобы обеспечить диапазон скоростей, рассчитанных на сечение контактного канала от 0 до 20 м/с. Для этого с помощью поворотной заслонки устанавливали расход воздуха и измеряли его значение с помощью газового счётчика и при этом фиксировали сопротивление аппарата. Измерения проводились с помощью манометра. Таким образом, было получено порядка 20 точек.

Следующая серия опытов проводилась с орошением аппарата в системе вода – воздух. Расход воздуха выбирался таким образом, чтобы обеспечить диапазон скоростей, рассчитанных на сечение контактного канала от 5 до 25 м/с. Нижнее значение диапазона определялось по минимальной допустимой скорости газа, которая в свою очередь, зависела от нагрузки по жидкости. Удельное орошение варьировалось в пределах  $L/G = 0 \div 1,5$ . Каждая серия опытов проводилась при переменной скорости воздуха и постоянном орошении. По истечении 5 минут устанавливался стационарный режим, при котором производились следующие замеры:

1) гидравлическое сопротивление аппарата (Па);

2) расход жидкости (л/ч), при пересчете на удельную плотность орошения в контактном канале ( $\text{м}^3/\text{м}^3$ );

3) расход газа ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ), при пересчете на скорость газа в контактном канале (м/с).

Замеры давления производились в газопроводе до аппарата. Для определения зависимости гидравлического сопротивления от скорости газа в контактном канале при фиксирован-

ном значении удельного орошения, эксперименты проводились в следующем порядке.

Первоначально устанавливали значение удельного орошения, равное  $L/G = 0,2$ . Значение нагрузки по жидкости измеряли мерным цилиндром. Величину скорости газа в контактном канале изменяли с помощью поворотной заслонки. Расход воздуха измеряли газовым счётчиком. Устанавливали такое значение расхода воздуха, при котором прекращался провал жидкости. При этом манометром измерялось гидравлическое сопротивление аппарата. Величина гидравлического сопротивления и значение расхода газа, пересчитанное на скорость газа в контактном канале, записывались в таблицу при фиксированном значении удельного орошения. Далее, при увеличении расхода газа, снова определялось гидравлическое сопротивление.

Аналогичные опыты были проведены при фиксированной величине удельного орошения равной  $L/G = 0,3 \div 1,5$ . Таким образом, получено порядка 20 точек для каждой из величин удельного орошения.

Следующая серия опытов проводилась с целью изучения зависимости гидравлического сопротивления от нагрузки по жидкости, пересчитанной в удельную плотность орошения при постоянном значении скорости газа в контактном канале. Для этого первоначально устанавливалось значение расхода газа  $50 \text{ м}^3/\text{ч}$  (пересчёт на скорость газа в контактном канале составил  $5,5$  м/с) с помощью диафрагмы и замерялось с помощью газового счётчика. Сначала манометром делались замеры сопротивления в сухом варианте работы аппарата, а затем замерялось гидравлическое сопротивление при установленном значении скорости газа для различных величин удельного орошения жидкости. Таким образом, было получено пять точек для одной скорости газа. Аналогичным образом была исследована зависимость для расходов газа  $80,5 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $100,4 \text{ м}^3/\text{ч}$ , при пересчёте на скорость газа в контактном канале, она составила  $12,8$  м/с и  $18,4$  м/с соответственно.

1.2. Анализ результатов эксперимента

Результаты исследования орошаемого аппарата, представленные на (Рис. 2) и (Рис. 3) показали, что зависимость  $\xi = f(L/G)$  имеет возрастающий характер и в заданном диа-

пазоне имеет однозначную связь, за исключением небольшой области при скоростях газа до  $5 \div 7$  м/с.

Анализ полученных результатов позволил установить, что рост величины удельного орошения в аппарате за счет увеличения высоты факела распыляемой жидкости не оказывает значительного влияния на гидравлическое сопротивление. Это объясняется тем, что на потери напора оказывает существенное влияние скорость газового потока и степень перекрытия жидкостью контактной зоны аппарата, при этом сформировавшаяся в зоне завихрителя структура потока, не претерпевает изменения при его течении вдоль угловой координаты. Влияние жидкой фазы на гидравлическое сопротивление газопромывателя исследовалось при скорости газа в закручивающем устройстве  $5 \div 20$  м/с, отношений массовых расходов воды и газа  $L/G=0,1 \div 1,5$ . Высота факела распыла жидко-

сти равна  $0,15$  м. Существенный вклад в суммарные потери напора, возникающие при увеличении высоты факела распыла орошающей жидкости вносят потери, связанные с затратами энергии газового потока на транспорт жидкости в зоне вращающихся лопастей. При этом, с ростом области орошения эти потери будут увеличиваться. Анализ результатов эксперимента, представленный на (рис. 3), показал, что гидравлическое сопротивление орошаемого аппарата при невысоких относительных нагрузках  $L/G$  падает по сравнению с гидравлическим сопротивлением сухого аппарата. Уменьшение гидравлического сопротивления объясняется уменьшением тангенциальной составляющей скорости газа. При максимальных относительных нагрузках  $L/G$  наблюдается рост гидравлического сопротивления, что связано с возникающими в процессе работы затратами на транспорт жидкой фазы.

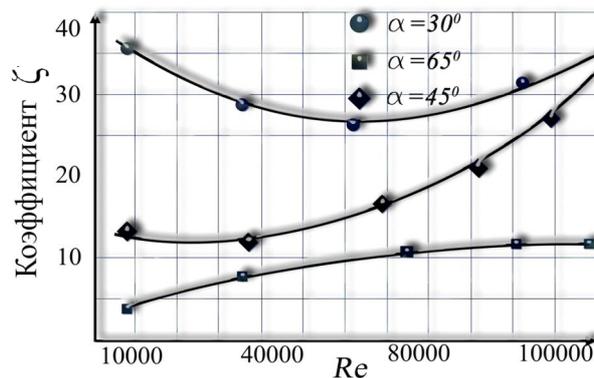


Рис. 2. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от скорости газа и угла установки лопаток завихрителя

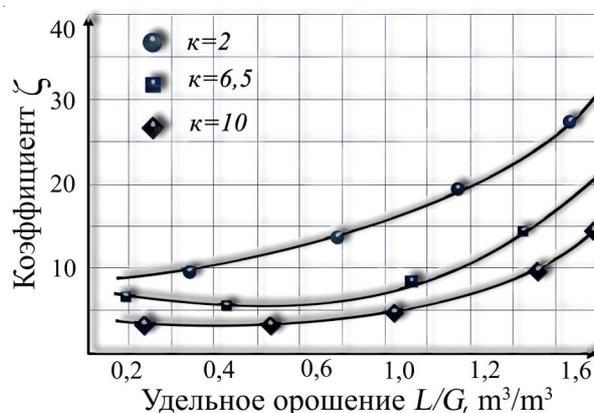


Рис. 3. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от величины удельного орошения

В ходе экспериментов установлено, что при прекращении подачи орошающей жидкости гидравлическое сопротивление не сразу приобретает значение сухого аппарата, а принимает значение  $0,8 \times \Delta P$ , и только при просыхании внутренней стенки аппарата и лопастей завихрителя, гидравлическое сопротивление принимает значения сухого аппарата. Снижение гидравлического сопротивления можно обосновать благотворным воздействием капельного слоя на поверхности лопастей завихрителя, уменьшением трения о стенки аппарата, а также подавлением турбулентных пульсаций газового потока каплями жидкости [1, с. 166].

## 2. Разработка методики расчета гидравлического сопротивления

### 2.1. Учет влияния жидкой фазы

Гидравлическое сопротивление с учетом влияния жидкой фазы может быть выражено суммой перепада давлений. Такие перепады будут складываться из сопротивления, возникающего при движении газа в сухом аппарате и напором, который необходимо сообщить газовому потоку, чтобы компенсировать сопротивление на транспорт жидкостного потока, то есть:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{сух}} + \Delta P_{\text{оп}} \quad (1)$$

или по уравнению Дарси:

$$\Delta P = \Sigma \xi \cdot \frac{\rho v^2}{2}$$

$$\Sigma \xi = \xi_{\text{сух}} + \xi_{\text{оп}}$$

$\xi_{\text{сух}}$  – коэффициент сопротивления неорошаемого аппарата;  $\xi_{\text{оп}}$  – коэффициент сопротивления, с учетом изменений, вносимых орошением.

Была сделана попытка теоретического определения зависимости потери напора неорошаемого аппарата от скорости воздуха по известной методике [7, с. 334] с определением суммы коэффициентов местного сопротивления конструктивных элементов аппарата. Во внимание были приняты: потери напора на входе при повороте на  $90^\circ$ , потери по длине с учетом движения потока по спирали

и потери на выходе из аппарата. Однако сравнение значений гидравлического сопротивления, полученных вышеуказанным методом, значительно выше экспериментальных значений. Это побудило провести более широкие исследования гидравлического сопротивления «сухого» аппарата [6, с. 48]. Установлено, что гидравлическое сопротивление «сухого» аппарата подчиняется квадратичной зависимости от скорости газа. С увеличением коэффициента закрутки  $\xi$  снижается, что связано с уменьшением уровня тангенциальной составляющей скорости газа в завихрителе. При вводе жидкой фазы для некоторого значения  $K$ , коэффициент гидравлического сопротивления практически не зависит от расхода орошающей жидкости, что объясняется воздействием двух факторов, связанных с подачей орошающей жидкости в динамический газопромыватель. С одной стороны – увеличение  $\xi$  связано с ростом потерь напора газового потока на транспорт жидкости; со второй стороны – снижение  $\xi$  из-за уменьшения тангенциальной скорости газа за счет тормозящего действия жидкости.

Обобщение экспериментальных данных позволило получить уравнения для определения гидравлического сопротивления в виде:

$$\xi_{\text{сух}} = \frac{1}{n} \left( \left( \frac{R}{r} \right)^{2n} - 1 \right) + \frac{1}{k^2} \cdot \left( \frac{\vartheta_2}{\vartheta_1} \right)^2, \quad (2)$$

$$\xi_{\text{оп}} = 4 \cdot \left( \frac{L}{G} \right)^{0.6} \cdot \sqrt{1 + \frac{1}{k^2}}, \quad (3)$$

где  $R$  – радиус аппарата, м;  $r$  – радиус вихря, м;  $L$ ,  $G$  – объемные расходы жидкости и газа,  $\text{м}^3/\text{ч}$ .;  $\vartheta_1$ ,  $\vartheta_2$  – скорость газа на входе и выходе из аппарата, м/с;  $\varepsilon$  – коэффициент потери закрутки потока;  $K$  – коэффициент закрутки завихрителя;  $n$  – показатель вихревого движения.

Полученные выражения для определения гидравлических потерь сухого аппарата и потерь на транспорт жидкой фазы позволяют рассчитать гидравлическое сопротивление в исследуемом диапазоне нагрузок по фазам.

### 2.2. Учет влияния вращения ротора

При вращении ротора исследуемый завихритель представляет не что иное, как рабочее колесо центробежного вентилятора.

Согласно теории центробежных вентиляторов, [3, с. 89] величина теоретического давления, создаваемого вращающимся ротором, в предположении бесконечно большого числа лопаток, определяется по формуле

$$H_{T\infty} = \rho u \left( u - \frac{v_r}{\operatorname{tg}\beta_2} \right), \quad (4)$$

где  $v_r$  – радиальная составляющая абсолютной скорости газа на выходе из ротора, м/с;  $\beta$  – угол выхода газового потока из ротора.

Из треугольника скоростей на выходе из ротора, согласно (Рис. 4),

$$v_r = W_2 \sin\beta_2, \quad (5)$$

где  $W_2$  – относительная скорость газа на выходе, м/с.

Формула теоретического давления (4), с учетом (5), запишется как

$$H_{T\infty} = \rho u (u - W_2 \cos\beta_2), \quad (6)$$

Однако, как следует из специальных экспериментальных исследований рабочих колес центробежных вентиляторов [5, с. 242], теоретическое давление по формуле (6) дос-

точно надежно можно рассчитывать только для колес с большой плотностью решетки ( $\tau_p > 3$ ). Плотность решетки колес центробежных вентиляторов определяется по формуле

$$\alpha_y > 0 \quad \tau_p = \frac{2l_1 z}{\pi D_1 + l_1 z \sin\alpha_y}$$

$$\alpha_y = 0 \quad \tau_p = \frac{l_1 z}{\pi(D_1 + 2l_1)}$$

и находится, как правило, в пределах  $\tau_p = 0,82,5$  [5, с. 243]. Поэтому при расчете теоретического давления вводится поправочный коэффициент  $\mu$ , учитывающий конечное число лопаток. Для колес с углами  $\beta_2 = 20 + 170^\circ$  коэффициент  $\mu$  можно рассчитывать по формуле [8, с. 459]

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1,5 + 1,1\beta_2 / 90}{z(1 - \bar{d}_1)}} \quad (7)$$

$$\alpha_y > 0 \quad \bar{d}_1 = \frac{d_1}{D_1} = \frac{l_1 z \sin\alpha_y}{\pi D_1} \quad (8)$$

$$\alpha_y = 0 \quad \bar{d}_1 = 1 - \frac{2l_1}{D_1} \quad (9)$$

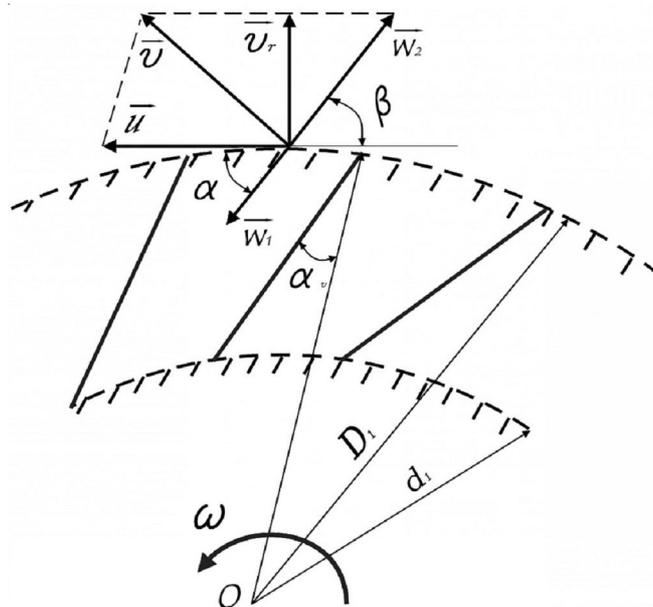


Рис. 4. Профилирование лопастей завихрителя. Направление вращения:  $\alpha \geq 0$

Учитывая (7), формула (6) примет вид

$$H_T = \rho u(u - W_2 \cos \beta_2) \frac{1}{1 + \frac{1,5 + 1,1\beta_2/90^\circ}{z(1 - d_1^2)}}$$

При движении газа во вращающемся роторе от центра к периферии, теоретическое давление, создаваемое ротором, вычисляется по формуле

$$H_T = \frac{\rho u(u - W_2 \cos \beta_2)}{1 + \frac{1,5 + 1,1\beta_2/90^\circ}{z(1 - d_1^2)}} \quad (10)$$

Газовый поток в завихрителе динамического газопромывателя движется от периферии к его центру. Поэтому газовый поток должен преодолеть кроме гидравлического сопротивления неподвижного ввода, еще и давление (напор), создаваемое вращающимся завихрителем в предположении обратного тока газа через него. При таком

предположении, учитывая следующие соотношения, (Рис. 5).

$$u = \omega \frac{D_1}{2}$$

$$\beta_2 = \alpha$$

для расчета третьего слагаемого (1) можно использовать формулу (10) в следующем виде

$$\Delta p_{\omega > 0} = \frac{0,5\rho\omega D_1(0,5\omega D_1 - W_1 \cos \alpha)}{1 + \frac{1,5 + 1,1\alpha/90^\circ}{z(1 - d_1^2)}} \quad (11)$$

где  $d_1$  – относительный внутренний диаметр завихрителя, рассчитывается по формуле (8) или (9).

Учитывая (1) и (11), величина гидравлического сопротивления динамического газопромывателя рассчитывается по полуэмпирической формуле:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{сх}} + \Delta P_{\text{оп}} + \Delta p_{\omega > 0} \quad (12)$$

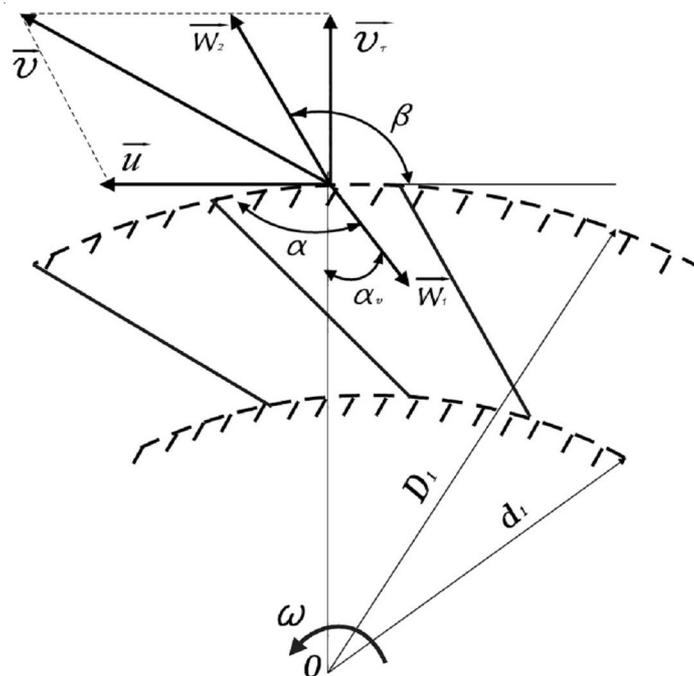


Рис. 5. Профилирование лопастей завихрителя. Направление вращения:  $\alpha \leq 0$

### 3. Проверка адекватности предложенной методики расчета

Результаты экспериментального исследования гидравлического сопротивления сепарационной ступени в зависимости от угловой скорости вращения представлены на (Рис. 6). На рисунке сплошными линиями показаны экспериментальные значения гидравлического сопротивления вращающегося завихрителя, а пунктирными – вычисленные по формуле (12). Расхождение расчетных и экспериментальных значений гидравлического сопротивления ротора не превышает 10 %.

#### Выводы

1. Проведены экспериментальные и теоретические исследования гидродинамики газопромывателя с вращающимся лопастным завихрителем.

2. Задачу исследований составляли определение гидравлического сопротивления орошаемого аппарата при изменении нагрузок по фазам, а также, при принудительной закрутке потока, с учетом угловой скорости вращения ротора и изменении направления вращения лопастей завихрителя.

3. Расчет вращающегося завихрителя предложено проводить, основываясь на теории центробежных вентиляторов, с учетом количества и направления вращения лопастей.

4. Полученные выражения для определения гидравлических потерь сухого аппарата, потерь на транспорт жидкой фазы и потерь при принудительной закрутке потока позволя-

ют рассчитать гидравлическое сопротивление в исследуемом диапазоне нагрузок по фазам.

5. Исследование этих факторов и создание методики расчета гидравлического сопротивления является важной задачей в снижении металлоемкости аппаратов и энергозатрат на очистку газа.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вараксин, А. Ю. Турбулентные течения газа с твердыми частицами / А. Ю. Вараксин. – М. : ФИЗМАТЛИТ, 2003. – 192 с.
2. Ватин, Н. И. Очистка воздуха при помощи аппаратов типа циклон / Н. И. Ватин, К. И. Стрелец. – СПб., 2003. – 65с.
3. Косточкин, В. Н. Центробежные вентиляторы. Основы теории и расчета / В.Н. Косточкин // М. :Машгиз, 1951. – 222 с.
4. Патент 2339435 РФ Динамический газопромыватель / Р. Р. Усманова. – Оpubл. 27.11.2008 ; Бюл. № 33.
5. Степанов, А. И. Центробежные и осевые компрессоры, воздухоудки и вентиляторы. Теория, конструкция и применение / А. И. Степанов. – М. : Машиностроение, 1960. – 347 с.
6. Усманова, Р. Р. Моделирование и оптимизация конструктивных параметров газопромывателя / Р. Р. Усманова, Г. Е. Заиков // Энциклопедия инженера-химика. – 2013. – № 6. – С. 45–50.
7. Швыдкий, В. С. Очистка газов. Справочник / В.С. Швыдкий // М.: Теплоэнергетик, 2002. – 640 с.
8. Экк, Б. Проектирование и эксплуатация центробежных и осевых вентиляторов / Б. Экк // Пер. с нем. М.: Госгортехиздат, 1959. – 566с.

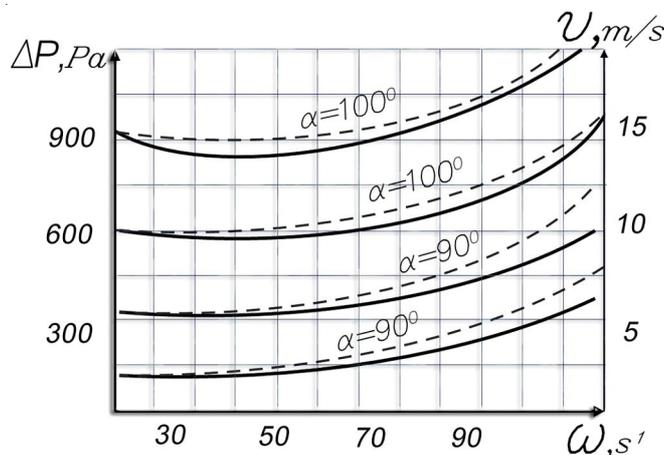


Рис. 6. Зависимость гидравлического сопротивления от скорости и направления вращения завихрителя

**RESEARCH OF EFFECT OF TWIRL ON HYDRODYNAMICS  
OF TURBULENT STREAMS IN A SCRUBBER**

**Usmanova Regina Ravilyevna**

Candidate of Technical Sciences, associate professor of resistance of materials  
Ufa State Aviation Technical University  
usmanovarr@mail.ru  
K. Marksa St., 12, 450000 Ufa, Respublika Bashkortostan

**Zaikov Gennady Efremovich**

Doctor of chemical sciences, Professor, Head of Division of biological and chemical physics of Polymer  
The Federal State Budget Institution of Science N. M. Emanuel Institute of Biochemical Physics  
Chembio@sky.chph.ras.ru  
Kosygina St., 4, 119334 Moscow, Russian Federation

**Abstract.** Experimental researches of the developed design of a scrubber are executed. Dependences for calculation of a hydraulic resistance of the apparatus are gained. The vortex generator is offered to count under the theory of centrifugal fans, considering quantity and a direction of twirl of blades. The design procedure of hydraulic losses in the apparatus is developed, allowing to take into consideration effect of each factor separately and to sample optimum technological and design data. Check of adequacy of the offered technique has shown her reasonableness.

**Key words:** hydraulic resistance, scrubber, specific irrigation, rotary vane, blade.