

## Вентиляционные течения в турбулизированной среде производственных помещений

**Самсонов Владимир Тихонович,**

кандидат технических наук, доцент. Независимый исследователь, г. Москва, Россия  
ORCID 0000-0002-8745-8748  
e-mail: vt-sam@bk.ru

Сфера интересов: аэродинамика зданий и их комплексов на промышленных площадках; теоретические исследования процесса сепарации пыли и разработка эффективные технические средства контроля и очистки вентиляционных пылевоздушных выбросов. Автор более 130 опубликованных работ, в том числе трех монографий.

Vladimir Samsonov, candidate of technical Sciences, associate Professor . Independent researcher, Moscow, Russia  
Areas of interest: aerodynamics of buildings and their complexes on industrial sites; theoretical studies of the dust separation process and development of effective technical means for controlling and cleaning ventilation dust and air emissions . Author of more than 130 published works , including three monographs.

**Аннотация.** Непокойная воздушная среда в производственных помещениях интенсивно влияет на характеристики воздушных и теплогазовых струй и тем самым на эффективность действия различных устройств промышленной вентиляции. Это влияние проявляется в ускоренном расширении основных участков струй и в уменьшении дальности их действия. Вследствие этого, например, при воздушном душировании рабочих мест необходимый эффект может не достигаться, эффективность локализующих устройств может быть существенно ниже проектной величины, высота подъёма факельного выброса может быть меньше рассчитанного значения, что приведёт к попаданию загрязнений в места забора приточного воздуха.

До последнего времени влияние интенсивности турбулентности воздушной среды в соответствующих методиках расчета и проектирования не учитывалось. В статье предлагаются методы расчёта воздушных струй и эффективности открытых местных отсосов, учитывающие влияние турбулизированной воздушной среды.

**Ключевые слова:** воздушная струя, теплогазовая струя, открытый местный отсос, турбулентность воздушной среды, производственные помещения, диссипация энергии.

### Введение

Многие аэродинамические задачи промышленной вентиляции, такие, например, как создание методов расчёта эффективности конкретных локализирующих устройств, расчёт характеристик приточных и теплогазовых струй и др., решают преимущественно путём исследования системы дифференциальных уравнений, выражающих законы сохранения массы, энергии, количества движения, момента количества движения при заданных граничных условиях [1]. При этом принимают различные допущения и упрощения задач.

Аналитические решения дают представление о качественной картине течений, но в силу ряда объективных причин рассчитанные характеристики устройств практически никогда не совпадают с данными натурных измерений, выполненных в производственных помещениях, и большей частью оказываются завышенными.

Повысить точность расчётных методов можно было бы путём выполнения лабораторных исследований конкретных процессов на физических моделях. Но подобные исследования выполняются редко, причём условия подобия выполняются не в полной мере. Как отмечают авторы учебника по

**Ventilation currents in the turbulent environment of industrial premises Samsonov Vladimir.**

**Abstract.** The turbulent air environment in industrial premises intensively affects the characteristics of air and heat and gas jets and thereby the effectiveness of various industrial ventilation devices. This effect manifests itself in the accelerated expansion of the main sections of the jets and in the reduction of their range of action. Until

recently, the influence of the intensity of air turbulence was not taken into account in the corresponding calculation and design methods. The article proposes methods for calculating air jets and the efficiency of open local suction, taking into account the influence of a turbulized air environment.

**Keywords:** air jet, heat and gas jet, open local suction, air turbulence, industrial premises

вентиляции [2], «...набор эмпирических характеристик для разных конструкций местных отсосов был бы решением проблемы. Трудно, однако, представить, чтобы подобная работа была проведена для громадного множества конструкций местных отсосов, работающих в разных условиях (меняющиеся внешние факторы, интенсивности источников и т.д.)».

Таким образом, зачастую расчётные методы рекомендуются без необходимой экспериментальной проверки. Например, в статье [3] предложены расчётные зависимости, полученные с рядом допущений и упрощений, но экспериментального подтверждения справедливости предложенного метода расчёта не приводится.

Основной причиной отклонений расчётов от натурных измерений является не полный учёт состояния воздушной среды в производственных помещениях. Автор работы [4] так характеризует вентиляционные потоки: «Осреднённые по всему цеху скорости вентиляционных потоков всегда незначительны, но степень их турбулентности высока. Завихрённость вентиляционных потоков создается не только при обтекании различных препятствий (машин, строительных конструкции и т. п.), но вызывается также действием производственного оборудования, которое является как бы «искусственным турбулизатором» потоков. Для цеха в целом токи воздуха, возбуждаемые работой механизмов и другими движениями, связанными с производственной деятельностью, являются неупорядоченными. Следовательно, степень турбулентности вентиляционных потоков и интенсивность распространения различных субстанций в разных цехах будут различны».

В работе [5] перечисляются причины возникновения высокой интенсивности турбулентности воздушной среды: в производственном помещении, вентилируемом естественно или искусственно, происходят взаимодействие приточных струй и конвективных потоков от оборудования, движение индуцируемых ими воздушных масс, а также инфильтрация — неорганизованный воздухообмен через неплотности наружных ограждений и периодически открывающиеся проемы.

В этой же работе указаны отличительные особенности течений в вентилируемых помещениях: «Для обеспечения требуемого санитарными нормами состояния воздушной среды на рабочих местах необходимо не только прогнозировать микроклимат производственных помещений, но и управлять механиз-

мом турбулентного обмена путем изменения структуры турбулентности воздушной среды. Однако общее решение этой задачи наталкивается на непреодолимые трудности. Основной причиной этого является существенное отличие физической природы возникновения турбулентности внутри вентилируемых помещений от свободной турбулентности атмосферы и русловых потоков, рассматриваемых в классической гидродинамике».

В работе [4] приведён наглядный пример получения неверных результатов при изучении на модели характера распространения теплоты в прядильном цехе. При моделировании подачи воздуха в нижнюю зону было получено значение параметра

$I_p I_0 I_b I_0 = 0,83$ , а при проведении такого же рода опытов непосредственно в цехе значение получилось равным 0,95, что указывает на более высокую интенсивность турбулентности в натуре, вызванную работой машин. (Здесь  $I_p$  — среднее тепло-содержание воздуха в рабочей зоне, ккал/кг;

$I_b$  — то же, воздуха, удаляемого из верхней зоны;  $I_0$  — то же, приточного воздуха).

Большое влияние турбулентности воздушной среды на распространение примесей, а также на эффективность местных вытяжных устройств отмечается в ряде других публикаций, например, в [6]. В.В. Батурин и В.И. Ханжонков поставили специальные эксперименты в плоских и объёмных воздушных и водяных каналах [7]. Авторы указывают на большую роль приточных струй в общей картине движения воздуха в помещениях. В.М. Эльтерман, рассматривая поведение воздушных струй в турбулизированной среде, предположил, что параметры струи зависят от соотношения удельной диссипируемой энергии в струе и окружающей среде [8].

Можно заключить, что проблема влияния турбулизированной среды производственных помещений на характеристики вентиляционных течений в литературе обозначена, но конкретные решения не приводятся.

#### **Оценка состояния воздушной среды в производственных помещениях**

Для оценки состояния турбулизации воздушной среды в производственных помещениях необходима соответствующая расчётная методика. Рассмотрим некоторые выводы статистической гидромеханики, которые могут быть использованы при создании упомянутой методики.

Хинце [9] дал следующее определение турбулентности: «Турбулентное движение жидкости предпо-

лагают наличие неупорядоченности течения, в котором различные величины претерпевают хаотическое изменение по времени и пространственным координатам и при этом могут быть выделены статистически точные их осреднённые значения». Осреднёнными значениями характеристик турбулентных течений можно оперировать при решении конкретных задач.

Наиболее изученной теоретически и экспериментально является однородная и изотропная турбулентность (однородной называют турбулентность, имеющую во всех областях поля течения количественно одну и ту же структуру; турбулентность считается изотропной, если ее статистические характерные особенности не зависят от направления, так что имеется совершенная неупорядоченность). Сама по себе модель однородной и изотропной турбулентности непригодна для описания каких-либо реальных турбулентных течений, поскольку для таких течений предположения об однородности и изотропности не выполняются. Однако установлено, что совокупность достаточно мелкомасштабных возмущений (с числом Рейнольдса, намного превосходящим критическое значение) в небольших пространственно-временных областях всегда будет практически однородной и изотропной [10]. Поэтому реальную турбулентность, часто можно считать обладающей определенными свойствами, родственными изотропии.

По мнению Хинце [9], даже если имеем дело с неізотропной микроструктурой реальной турбулентности или если эта турбулентность неізотропна в большей части своего спектра, то для отыскания первого приближения зачастую оказывается возможным рассматривать эту турбулентность так, как если бы она являлась изотропной. Расхождение между результатами, полученными в предположении об изотропности, и результатами измерений зачастую настолько мало, что им в первом приближении можно пренебречь, а иногда оно меньше разброса опытных точек.

Наибольшие возмущения в развитом турбулентном потоке имеют масштаб  $l$ , сравнимый по порядку величины с  $L$  – характерным масштабом всего течения в целом (масштаб  $l$  можно считать совпадающим с длиной пути перемешивания в полуэмпирической теории турбулентности Прандтля). Масштаб  $l$  в несколько раз меньше

$L$ . Пульсации наибольшего масштаба обладают и наибольшими амплитудами их характерная ско-

рость  $v$  близка к величине. Во всех случаях турбулентного перемешивания, создаваемого вихрями с масштабами, ограниченными каким-то типичным масштабом  $l$ , коэффициент турбулентного обмена  $K$ , характеризующий интенсивность перемешивания, будет определяться лишь параметрами  $l$  и  $v$ :

$$K = a \bar{\varepsilon}^{1/3} l^{4/3}, \text{ м}^2/\text{с}. \quad (1)$$

Для инерционного интервала турбулентного спектра частот справедливо соотношение:

$$\sqrt{\overline{(v')^2}} \approx (\bar{\varepsilon} l)^{1/3}, \quad (2)$$

Тогда число Кранна можно представить в виде:

$$Ka \approx \bar{\varepsilon} l / v_0, \quad (3)$$

В приведённых формулах приняты обозначения:  $a$  – безразмерная постоянная, значение которой зависит от способа определения коэффициента  $K$  и масштаба  $l$  и может быть разной для перемешивания различных субстанций; по оценке автора работы [11] коэффициент;  $a = 0,25$ ;  $v$  – пульсационная скорость; средняя удельная диссипация кинетической энергии;  $l$  – характерный масштаб вихрей.

Ряд авторов считают, что характеристики турбулентности логично сопоставить с характеристиками источника возмущения потока. Так, Бэтчелор и Таунсенд [9] сопоставили характеристики турбулентности с характеристиками турбулизирующей решётки, включающими в себя геометрические размеры и коэффициент гидравлического сопротивления, так как энергия турбулентности возникает за счёт работы, совершаемой потоком при преодолении сопротивления. Спроу [12] связал величину  $K$  с числом оборотов и диаметром мешалки. Тольцман и Поляков [13] нашли зависимость между турбулентными пульсациями средней скорости потока и потерями напора в трубе круглого сечения.

На основании этих и других работ можно сделать вывод о возможности расчётного определения величины диссипируемой энергии и воздействии через нее на характеристики турбулентности и внутреннюю структуру потока.

Предлагаемая методика оценки состояния воздушной среды в производственных помещениях цехов заключается в следующем. Вычисляется общее количество диссипируемой кинетической энергии  $\dot{E}_k$ , вносимой в воздушную среду производственного

помещения всеми источниками возмущений, и затем определяются средние по помещению характеристики турбулентности воздушной среды. Эта энергия слгается из энергии приточных и тепловых струй, энергии движущихся в помещении механизмов, транспортных средств и т.п.

Энергия приточных струй, отнесённая к единице массы воздуха помещения и к единице времени, равна:

$$\varepsilon_{n.c} = \frac{M\alpha v^2}{2M_n}$$

где  $M$  – масса воздуха, подаваемого в помещение в 1 с;

$v$  – средняя скорость выхода воздуха из приточных отверстий;

$M_n$  – масса воздуха в объёме помещения;

$\alpha$  – поправочный коэффициент на скоростное давление.

В работе [6] эта зависимость преобразована к виду:

$$\varepsilon_{n.c} = K_p \frac{\alpha v^2}{2}$$

где  $K_p$  кратность воздухообмена в помещении.

Количество механической энергии, вносимой в воздух помещения тепловыми струями, может быть определено по формуле из [6]:

$$\varepsilon_{m.c} = 3 \cdot 10^{-6} \frac{z \dot{Q}}{\rho}$$

где  $Q$  теплонпряжённость  $Q = QV$ , ккал/(м<sup>3</sup>ч).

Энергия, вносимая в помещение движущимися механизмами, равна

$$\varepsilon_{d.m} = \frac{acfv^3}{2V}$$

где  $c$  коэффициент аэродинамического сопротивления механизма;

$f$  – площадь миделева сечения движущегося механизма;

$v$  – ось движения механизма;

$a$  – опытный коэффициент.

Если движение осуществляется периодически, надо учесть время действия механизма в течение часа.

Далее можно вычислить осреднённый по объёму помещения коэффициент турбулентной диффузии

$$K = 0,25 \bar{\varepsilon}_2^{-1/3} l^{4/3}, \text{ м}^2/\text{сек},$$

и среднеквадратическую пульсацию скорости

$$\bar{v}' \approx (\bar{\varepsilon}_2 l)^{1/3}, \text{ м/с},$$

где  $l$  – масштаб турбулентности;

$v$  – общее количество диссипируемой в помещении кинетической энергии.

Затем можно вычислить интенсивность турбулентности воздушной среды в помещении, если рассчитать среднюю скорость движения воздуха на основании характеристик воздухообмена.

Заметим, если бы при моделировании воздухообмена в цехе, результаты которого рассмотрены в [4], авторы подсчитали энергию, вносимую в воздушную среду цеха механизмами, и ввели недостающее её количество в модель, могли получить результаты, близкие к измеренным в действующем цехе.

Автором выполнены экспериментальные исследования в модели процесса образования и распространения пыли апатитового концентрата, выгружаемого из вагонов в разгрузочной галерее [14]. В этой работе использована изложенная выше методика оценки турбулентных характеристик воздушной среды. Сопоставление полученных в модели результатов с натурными измерениями показало их удовлетворительное соответствие. Методика моделирования и полученные результаты изложены в работах [14, 15, 16].

### Струйные течения

В производственных помещениях струйные течения создают главным образом системы раздачи приточного воздуха.

Исследованиями установлено, что турбулизованная среда в производственных помещениях существенно влияет на развитие воздушных и тепловых струй. Крупные вихри изгибают струи в разные стороны, мелкие вихри размывают основную часть, способствуя расширению поперечного сечения и уменьшению длины струи.

В работе [17] показано, как расширяется факел в турбулентном потоке: «Если будем наблюдать за примесью, распространяющейся от стационарного источника, то увидим, что частицы примеси, испущенные за конечное время, образуют струю, вытянутую вдоль направления средней скорости течения, но содержащую ряд не правильных изгибов, созданных длиннопериодными колебаниями скорости (границы струи на схематическом рис. 1 обозначены пунктиром) ... Если осредним результаты наблюдений за большой промежуток времени, то в результате наложения отдельных изгибающихся струй получим (изображённый на рис. 1 сплошной линией) широкий правильный конус ...».

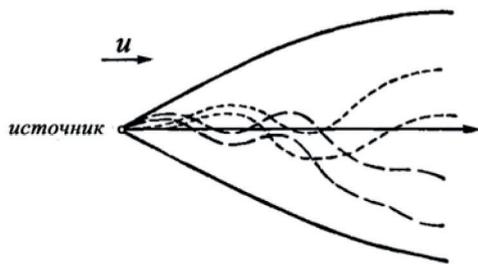


Рис. 1. Схематическое изображение струи примеси в турбулентном потоке

В работе [18] показано, что осевая концентрация в струе определяется суммарным эффектом диффузии под действием турбулентности внешнего потока и турбулентности, сносимой потоком из начального участка струи.

В турбулентной струе выделяют начальный и основной участок, а также переходную зону между ними. При построении границ струи вычисляют полюсное расстояние, равное отрезку от начального сечения до точки пересечения границ, проходящих через кромки приточного отверстия. Единственной экспериментальной константой теории струй является коэффициент  $s$ , зависящий от структуры струи. От этой константы зависит угол расширения струи, который будет тем больше, чем интенсивнее начальная турбулентность в струе [19]. В некоторых работах этот коэффициент считается постоянным для всех условий истечения потока из приточных отверстий и для тепловых струй.

Например, автор работы [20] считает, что  $s=0,082$ , но одновременно вводит коэффициент, учитывающий неравномерность скоростного поля в начальном сечении, вследствие чего произведение двух коэффициентов оказывается переменным. В работе [21] приведены следующие значения: в опытах Трюпеля  $s=0,066$ , у Цимма —  $0,07$ , у Туркуса и Сыркина —  $0,076$ . Путём искусственной турбулизации Сыркин получил  $s=0,089$ , после установки направляющего аппарата этот коэффициент достиг значения  $0,26$ .

От интенсивности турбулентности потока в начальном сечении струи зависит длина начального участка. Например, если интенсивность турбулентности возрастёт до  $10\%$ , это приведёт к сокращению длины начального участка затопленной струи примерно в два раза [18]. В некоторых работах зарегистрировано еще более существен-

ное сокращение длины начального участка.

В работе [22] показано, что течение в струе в значительной мере определяется начальными условиями. К этим начальным условиям авторы относят исходную турбулентность и начальную неравномерность параметров.

Вулис Л.А. и Ярин Л.П. [23] исследовали влияние интенсивности турбулентности потока в подводящем трубопроводе на характеристики осесимметричной затопленной струи. Опыты выполняли на специальном стенде, интенсивность турбулентности изменяли с помощью механического турбулизатора в пределах от  $0,3\%$  до  $20\%$ . При этом распределение скорости в начальном сечении струи оставалось равномерным. Из приведённых в этой работе графиков следует, что с увеличением начальной турбулентности потока интенсивность падения осевой скорости увеличивается и длина струи сокращается максимумально на  $22\%$ .

Установлено, что осевая скорость осесимметричной струи обратно пропорциональна расстоянию  $x$  от начала основного участка. В работе [20] дана зависимость для расчёта осевой скорости:

$$u_x = 6,88u_0\sqrt{F_0}/x;$$

где  $u_0$  — средняя скорость струи в начальном сечении;

$F_0$  — площадь приточного отверстия.

Длину полюсного отрезка  $x_p$  можно определить из соотношения [21]:

$$sx_p/r = 0.29,$$

где  $r$  — радиус приточного отверстия.

Как справедливо отмечается в работе [22], экспериментальные исследования лежат в основе всех теоретических моделей и методов расчёта, используемых для анализа струйных течений, и всегда являются основным критерием правильности теоретических построений. Круглая свободная струя являлась объектом многочисленных экспериментальных исследований. В качестве примера приведём профили скорости в струе, полученные Трюпелем [24] (рис. 2).

Начальная скорость струи равнялась  $87$  м/с, радиус начального сечения струи равен  $0,045$  м. На основе этих данных рассмотрим основные характеристики воздушной струи.

Вычислим полюсное расстояние:

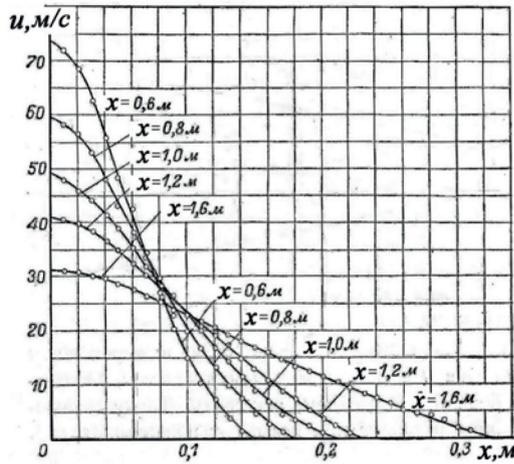


Рис. 2. Профили скорости в различных сечениях осесимметричной затопленной струи по опытным данным Трюпеля.

$$x_n = 0,29r/s = 0,29 \cdot 0,045 / 0,066 = 0,198 \text{ м.}$$

Скорость на оси струи равна:

$$v_x = v_0 r / (Xs), \tag{4}$$

где  $X = x + x_p = x + 0,198$ .

Результаты расчётов приведены в таблице 1. Из таблицы следует, что расчёты по формуле, предложенной в работе [20], существенно отличаются от опытных значений; расчёты по формуле из хорошо совпадают с опытом. Можно заключить, что в расчётах осевой скорости струи следует учитывать полюсное расстояние и соответствующее данной конструкции насадка значение коэффициента  $s$ .

Таблица 1

**Опытные и рассчитанные значения осевой скорости в сечениях струи**

x, м	0	0,6	0,8	1,0	1,2	1,6
u, м/с, опытные значения	87	74	60	49	41	31
u, м/с, расчёт по формуле (4)	-	74,3	59,4	49,5	42,4	32,9
u, м/с, расчёт по формуле из [20]	-	79,8	59,8	47,9	39,9	29,9

Для определения коэффициента  $s$  достаточно измерить профиль скорости хотя бы в одном се-

чении струи (в лабораторных или эксплуатационных условиях) и по нему вычислить этот коэффициент.

Для описания профилей скорости в сечениях струи предлагались разные формулы, но чаще других используется формула нормального распределения Гаусса. Как отмечает автор работы [9], гауссова кривая ошибок весьма точно согласуется с опытными данными практически во всем поперечном сечении струи, хотя вблизи вершины кривой она даёт слегка завышенные, а в приграничной зоне - несколько заниженные значения.

Запишем эту формулу в следующем виде:

$$u_{x,y} = u_m \exp \left[ -y^2 / (2\sigma^2) \right], \tag{5}$$

где  $u_m$  - максимальная скорость в сечении струи;

- дисперсия.

Представленные на графике рис. 2 опытные точки с помощью специальной компьютерной программы оцифровали и полученные массивы данных обработали в математическом пакете Excel. Результаты расчётов представлены на графике рис. 3 и в таблице 2. На врезке рис. 3 показаны графики зависимости осевой скорости струи от расстояния до начального сечения (кривая 1) и до полюса (кривая 2). Обратная пропорциональность скорости от расстояния до рассматриваемых сечений получена во втором случае, когда учитывалось полюсное расстояние.

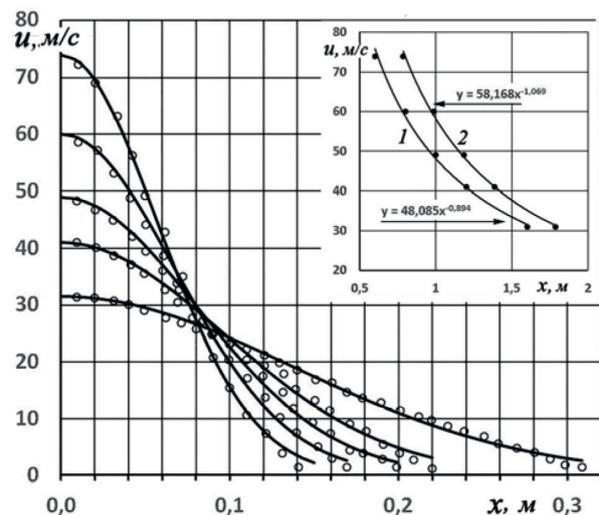


Рис. 3. Профили скорости в сечениях струи, построенные по формуле (5)

Таблица 2

$x$	$X x xn$	$um$		$S X$
0,6	0,798	74	0,0567	0,0711
0,8	0,998	60	0,0674	0,0675
1,0	1,198	49	0,080	0,0672
1,2	1,398	41	0,0968	0,0693
1,6	1,798	31	0,1380	0,0769
			среднее	0,0704

Рассмотрим возможность учёта влияния турбулизированной среды на характеристики свободных затопленных осесимметричных воздушных струй.

В работе [18] показана принципиальная возможность удовлетворительного описания струйных течений на основе обычных представлений о диффузионном характере переноса субстанции в турбулентном потоке. Об этом свидетельствует и весь опыт полуэмпирических теорий турбулентности. На основании этого вывода представляется целесообразным применить модель Сэттона [25].

Тогда зависимость (.5) можно представить в виде:

$$u_{x,y} = u_m \exp\left(-y^2 / \left(S^2 X^2\right)\right), \quad (6)$$

или

$$u_{x,y} = u_m \exp\left(-y^2 / \left(2E^2 X^2\right)\right) \quad (7)$$

где  $X$  – расстояние от полюса струи до рассматриваемого сечения;

$S = \sqrt{2\bar{u}'/\bar{u}}$  – обобщённый коэффициент диффузии,

$E = \bar{u}'/\bar{u}$  – интенсивность турбулентности.

Пульсационная скорость воздушной среды обычно распределена по нормальному закону с нулевым средним значением.

Учесть влияние турбулизированной воздушной среды помещения на развитие свободной струи можно следующим образом. Поскольку между турбулентностью струи и турбулентностью окружающей среды нет корреляции, можно расчётную зависимость представить в виде:

$$u_{x,y} = \frac{u_0 r}{X \sqrt{E_{st}^2 + E_{sr}^2}} \exp\left(-\frac{y^2}{2(E_{st}^2 + E_{sr}^2)X^2}\right), \quad (8)$$

где  $E_{st}$ ,  $E_{sr}$  – интенсивность турбулентности воздушной струи и окружающей среды.

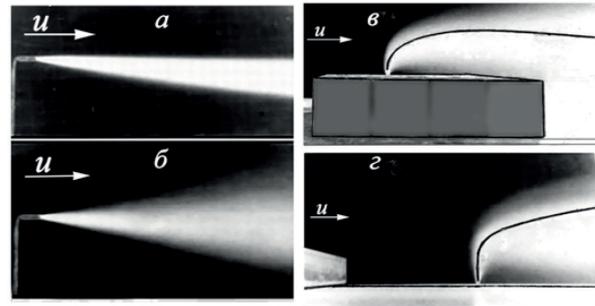


Рис. 4. Воздушно-дымовая струя в спутном (а, б) и сносящем (в, г) потоках

Многочисленные опыты показывают, что профили избыточных значений скорости, температуры и концентрации примеси в турбулентной струе, распространяющейся в спутном потоке жидкости, имеют такой же характер, как и в затопленной струе [18]. С учётом этого факта представим расчётную зависимость струи в спутном потоке в следующем виде:

$$u_{x,y} = \left[ \frac{u_0 r}{X \sqrt{E_{st}^2 + E_{sp}^2}} - u_{sp} \right] \exp\left(-\frac{y^2}{2X^2(E_{st}^2 + E_{sp}^2)}\right) + u_{sp}, \quad (9)$$

где индексы  $st$  и  $sp$  относятся к струе и спутному потоку.

В качестве иллюстрации на рис. 4 приведены фотографии задымлённых воздушных струй в спутном (а, б) и сносящем (в, г) потоках. На фотографиях видно, насколько интенсивно происходит размывание турбулентным потоком задымлённых воздушных струй. Фотографии получены в аэродинамической трубе с открытой рабочей частью. Выдержка при фотографировании была равна 1 с. Условия распространения струй следующие. Диаметр начального сечения струй во всех опытах был равен 4 мм. На рис. 4, а – высота устья струи над уровнем рабочего стола  $h=100$  мм, толщина вытеснения пограничного слоя  $\delta_2=4,25$  мм; на рис. 4, б –  $h=100$  мм,  $\delta_4=35,2$  мм.

На рис. 4, в – начальная скорость струи равна 13,3 м/с, скорость невозмущённого сносящего потока – 4,1 м/с. На рис. 4, г – начальная скорость равна 20 м/с, скорость невозмущённого сносящего потока – 4,7 м/с. Размеры модели здания равны: высота 50 мм, длина (поперек потока) – 500 мм, ширина – 250 мм, расстояние от модели до устья струи равно 215 мм. Кривые линии на рис. 4, в, г – осевые линии струй, рассчитанные по приведённой в разделе 4.4 методике.

Интенсивность турбулентности воздушного потока в аэродинамической трубе на высоте 100

мм (рис. 4, а) равна 4%, то же, рис. 4, б – около 20%.

**Местные отсосы «открытого» типа**

Конструкция местных отсосов определяется конфигурацией технологического оборудования и технологическими операциями, осуществляемыми на этом оборудовании. Из-за технологических требований полностью укрыть источник выделения вредных веществ во многих случаях не удаётся, остаются незащищённые технологические проёмы и пространства, через которые часть вредных веществ проникают в рабочую зону производственных помещений. В ряде случаев приходится применять «открытые» местные отсосы, когда между источником выделений и плоскостью всасывания отсоса остаётся свободное от ограждений пространство. К таким отсосам относятся в основном зонты разной конфигурации над диффузионными или тепловыми источниками вредных выделений.

Примеси выделяются из источников обычно в виде факелов (струй) различного происхождения. Зависимость, описывающую распределение концентрации вещества в факеле над источником, можно получить на основе модели турбулентной диффузии Сэттона [25]. Уравнение турбулентной диффузии Сэттон получил из предположения, что каждая индивидуальная диффундирующая частица движется случайно, причём её координаты меняются со временем по закону марковского случайного процесса. В соответствии с этим оно является уравнением Колмогорова для этого случайного процесса. Такой вывод приводит к статистической интерпретации коэффициентов турбулентной диффузии:

$$K_x = d\sigma_x^2(t)/(2dt); \sigma_x^2(t) = [X(t) - X(0)]^2,$$

где  $\sigma^2(t)$  - дисперсия координаты диффундирующей частицы;

$X(t)$  – абсцисса диффундирующей частицы в текущий момент времени (черта над выражением в квадратных скобках означает операцию осреднения). Аналогичные зависимости получаются для  $K_y$  и  $K_z$ .

Отсюда следует, что первичным понятием при таком подходе является не коэффициент турбулентной диффузии, а дисперсия координаты диффундирующей частицы (зависящей от времени диффузии).

Перенос вещества поперёк потока характеризуется дисперсией жет быть выражена уравнением Тейлора

$$\sigma_x^2(t) = 2v^2 \int_0^t \int_0^\tau R(|\tau_1 - \tau_2|) d\tau_1 d\tau_2.$$

Сэттон [25] предложил аппроксимировать функцию  $R(\tau)$  формулой

$$R(\tau) = (1 + \tau/T)^n,$$

где  $T$  - некоторое характерное время;  
 $n$  - показатель степени, изменяющийся в пределах от 0 до 1.

При больших временах диффузии Сэттон получил зависимость для дисперсии  $\sigma^2(t)$

$$\sigma_x^2(t) \cong S^2 x^{2-n} / 2,$$

где  $S$  - обобщённый коэффициент диффузии. При  $n=0$

$$S = \sqrt{2\bar{u}'/\bar{u}}. \tag{11}$$

С учётом изложенного можно записать:

$$C_{x,y} = C_m \exp\left(-y \sqrt{S^2 X^2}\right), \tag{12}$$

или

$$C = C_m \exp\left(-y^2 / (2E^2 X^2)\right), \tag{11}$$

где  $X$  – расстояние от полюса струи до рассматриваемого сечения;

$E = \bar{u}'/\bar{u}$  – интенсивность турбулентности.

В ряде публикаций указывается на сильное влияние воздушной среды помещений на характеристики факелов выделений из разных источников. Например, в работе [4] влияние среды на тепловую струю характеризуется следующим образом: при сравнительно невысоком уровне турбулентности нарушение формы тепловой струи может носить периодический характер. Но по мере дальнейшего увеличения турбулентных образований наступает такой момент, когда благодаря возросшей турбулентности среды тепловой поток становится уже полностью беспорядочным.

Расчётную зависимость, учитывающую влияние турбулизированной воздушной среды помещения на развитие факела примесей, можно представить в следующем виде:

$$C_{x,y} = C_m \exp\left\{-\frac{1}{2} \left[ \frac{x^2}{H^2(E^2 + E^2)} + \frac{y^2}{H^2(E^2 + E^2)} \right]\right\}, \tag{14}$$

где  $H_{x,y} = z + h_n$  – сумма расстояний от источника до рассматриваемого сечения и полюсного расстояния (полюсное расстояние в общем случае не одинаково по осям  $OX$  и  $OY$ );

$E_{\Gamma} \dot{E}_{sr}$  - интенсивность турбулентности факела выделений и среды помещения соответственно.

Длину полюсного отрезка  $h_p$  можно определить из соотношения [21]:

$$sx_n / l = 0.29,$$

где  $l$  – характерный размер источника.

На рис. 5, а приведена расчётная схема относительно расположенных открытого местного отсоса и источника примеси; на рис. 5, б изображена поверхность распределения субстанций в поперечном сечении факела.

В литературе предлагаются разные зависимости для расчёта эффективности «открытых» местных отсосов (как правило, являющиеся более или менее удачными эмпирическими приближениями). Чаще других используются зависимости, основанные на функции распределения Вейбулла-Гнеденко. Например, в работах [26, 27] используется следующее выражение:

$$\eta = 1 - \exp \left[ - (av_0)^n \right],$$

где  $a$  (с/м) и  $n$  - множитель и показатель степени, согласующие экспериментальные данные испытаний местного отсоса с гипотетической экспоненциальной зависимостью от скорости [26].

При  $n=1$  распределение Вейбулла-Гнеденко превращается в экспоненциальное, а при  $n=2$  – в распределение Рэля. Функция распределения Вейбулла-Гнеденко в теоретических исследова-

ниях имеет весьма ограниченную область применения и используется главным образом в теории надёжности. Плотность распределения имеет сложный вид, среднее значение и дисперсия выражаются через Гамма-функцию.

Авторы работы [26] считают, что необходимо аналитически связать эффективность улавливания вредности с типом местного отсоса, его конструкцией, геометрическими размерами, характером распространения вредности (теплота, диффузия), скоростью всасывания, а для перемещаемых конструкций – с расстоянием от источника до всасывающего сечения. Но предложенная авторами методика расчёта не отвечает сформулированным требованиям. О влиянии окружающей среды на распространение вредных выделений здесь не упоминается.

Эффективность местных отсосов целесообразно изучать с позиций теории вероятностей. Рассмотрим процесс улавливания местным отсосом выделений из источника (рис. 5, а). Предположим, что выделённая из источника индивидуальная частица  $p$  движется в сторону отсоса, случайным образом отклоняясь в стороны. Случайные движения частицы описываются зависимостью (12). Вероятность попадания частицы в плоскость  $F$  всасывающего отверстия отсоса равна:

$$\eta = 1 - \exp \left[ - (av_0)^n \right], \quad (15)$$

Если частица достигла плоскости всасывания, она увлекается воздушным потоком удаляемого от отсоса воздуха.

Вентиляционные системы обладают свойством эргодичности: можно рассматривать движение множества независимых частиц или последовательное движение отдельных частиц. Если частицы выпускаются одна за другой, при большом числе испытаний можно подсчитать количество уловленных частиц и (в соответствии с законом больших чисел) найти вероятность попадания частицы во всасывающее отверстие отсоса. Эта вероятность является эффективностью изучаемого отсоса. Таким образом, вероятность  $P$  попадания частиц в плоскость всасывания правомерно рассматривать как эффективность улавливания выделений из источника. Если плоскость  $F$  представляет собой круг, решение уравнения (15) записывается в виде:

$$\eta = 1 - \exp \left[ - R^2 / (2H^2 \sigma^2) \right],$$

где  $R$  – радиус всасывающего отверстия;  $\sigma^2$  - дисперсия.

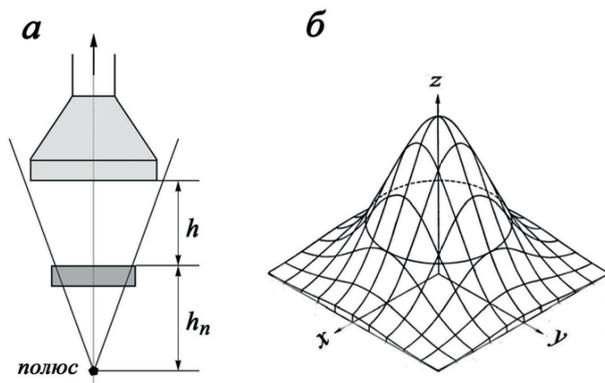


Рис. 5. Расчётная схема расположения открытого местного отсоса над источником выделения скалярных субстанций (а) и поверхность распределения субстанций в поперечных сечениях факелов (б)

Всасывающий факел увеличивает область всасывания, что может быть учтено путём введения некоторой функции от расхода удаляемого воздуха. Тогда полученную зависимость можно представить в виде:

$$\eta = 1 - \exp\left[-\frac{R^2 f^2 (\bar{L})}{H^2 (S_\Gamma^2 + S_{sr}^2)}\right]; \quad (16)$$

где  $H_{x,y} = h + h_n$  – расстояние от полюса до плоскости всасывания местного отсоса;

$\bar{L}$  – относительный расход воздуха, удаляемого местным отсосом;

$S_\Gamma$  – обобщённый коэффициент диффузии для факела субстанций и среды помещения соответственно.

В качестве характерного расхода воздуха, удаляемого местным отсосом, принят расход, при котором улавливается половина выделений из источника.

Если всасывающее отверстие имеет форму прямоугольника, расположенного соосно с источником, зависимость для расчёта эффективности улавливания примет вид:

$$\eta = 4\Phi_0 \left| \frac{-}{H_x \sqrt{S_\Gamma^2 + S_{sr}^2}} \right| \Phi_0 \left| \frac{-}{H_y \sqrt{S_\Gamma^2 + S_{sr}^2}} \right|; \quad (17)$$

где  $\Phi_0(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x \exp\left(-\frac{t^2}{2}\right) dt$  – интеграл Лапласа (или интеграл вероятностей);

$l, b$  – длина (параллельно оси OX) и ширина прямоугольного отверстия отсоса ( $l > b$ ).

Для местного отсоса с квадратным всасывающим отверстием расчётная формула примет вид:

$$\eta = 4\Phi_0 \left( l \cdot f \cdot \frac{(-)}{L} \sqrt{\frac{(-)}{H \sqrt{S_\Gamma^2 + S_{sr}^2}}} \right); \quad (18)$$

где  $l$  – длина стороны всасывающего отверстия отсоса.

Если прямоугольный отсос смещён в плане относительно источника (как показано на рис. 6), эффективность улавливания можно рассчитать по следующей зависимости:

$$\eta = \left| \Phi_0 \left( \frac{x_1 f(L)}{\sigma} \right) - \Phi_0 \left( \frac{x_2 f(L)}{\sigma} \right) \right| \times \left| \Phi_0 \left( \frac{y_1 f(L)}{\sigma} \right) - \Phi_0 \left( \frac{y_2 f(L)}{\sigma} \right) \right|; \quad (19)$$

где  $x_1, x_2, y_1, y_2$  – координаты точек пересечения соответствующих сторон прямоугольника (или

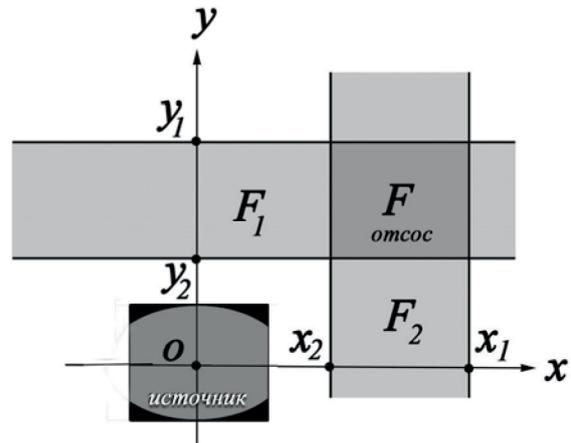


Рис. 6. Расположение источника выделений и местного отсоса в плане

их продолжений) с осями координат, причем  $x_1 > x_2, y_1 > y_2$ ;

$$\frac{\sigma_x}{H_x} = \sqrt{\frac{(-)^2}{S_x + S_{sr}}}, \quad \frac{\sigma_y}{H_y} = \sqrt{\frac{(-)^2}{S_y + S_{sr}}}.$$

Формула (19) справедлива независимо от взаимного расположения отсоса F и источника (при учете знаков координат).

Процесс улавливания вредностей представляется следующим образом. Когда

факел достигает плоскости всасывающего отверстия, удаляемый воздушный поток захватывает ту его часть, которая на поверхности распределения субстанций (рис. 5, б) ограничена размерами области всасывания местного отсоса.

Для сопоставления полученных зависимостей с опытными данными использовали результаты экспериментов, приведённые в работе [27]. Эксперименты в этой работе выполнялись в лабораторных условиях, источник и местные отсосы разной конфигурации устанавливались в вытяжном шкафу.

Источник представлял собой металлический короб квадратного сечения в плане с размером стороны 0,15 м. Верхняя стенка перфорирована и затянута марлей в несколько слоёв. В короб подавали аммиак, который выделялся равномерно со всей перфорированной поверхности источника. Газ выделялся с некоторой начальной скоростью вследствие создавшегося внутри короба давления. Местный отсос квадратного сечения в плане имел размеры (0,3 0,3) отсоса и из вытяжного шкафа. м2. Воздух удаляли от местного

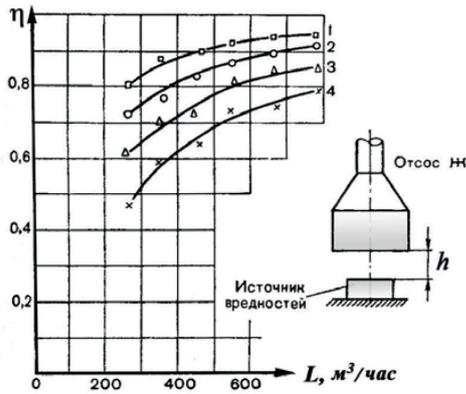


Рис. 7. Эффективность местного отсоса в зависимости от расхода удаляемого воздуха и турбулентности среды [27]

Объём удаляемого из шкафа воздуха составлял 870 м<sup>3</sup>/ч, при этом вносимая в объём шкафа энергия равнялась 0,005 м<sup>2</sup>/с<sup>3</sup>, коэффициент турбулентного обмена был равен 0,0075 м<sup>2</sup>/с. В ряде опытов в лабораторное помещение с помощью рециркуляционного вентилятора вносилась энергия в количестве 1,26 м<sup>2</sup>/с<sup>3</sup>. Концентрацию аммиака в удаляемом воздухе измеряли линейно-колориметрическим методом.

На рис. 7 в графической форме приведены результаты одной из серий опытов, заимствованные из статьи [27]. На рис. 8 опытные точки из рисунка 7 нанесены на вероятностную сетку (на оси ординат отложены квантили t).

Хорошее приближение к опытным точкам показал логарифмический тренд (линии на рис. 8). Из уравнения тренда получили среднее значение расхода удаляемого воздуха  $L_0$ , положив значение квантиля (или эффективности

Поделив опытные значения расхода воздуха на соответствующие средние значения, получили относительный расход воздуха, удаляемого от местного отсоса.

Заметим, что некоторые авторы в качестве масштаба принимают неопределённый расход воздуха, обеспечивающий полное улавливание местным отсосом вредностей. В рассматриваемой методике расход  $L_0$  имеет ясный физический смысл и сравнительно просто вычисляется: это медиана распределения расхода удаляемого от отсоса воздуха при неизменных параметрах  $H, l$ ,

На основании экспериментальных данных можно определить вид зависимости  $f(L)$ . Учитывая то обстоятельство, что в вероятностной сетке уравнение логарифмического тренда хорошо описывает

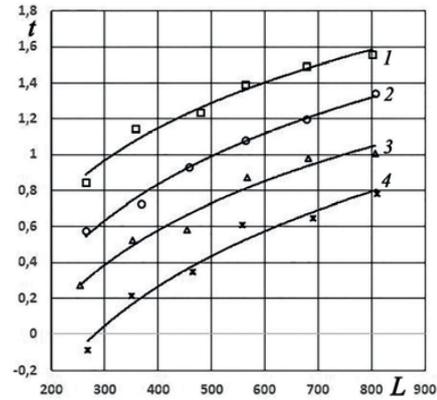


Рис. 8. Линии тренда, проведённые по опытным точкам из рисунка 7

опытные точки, целесообразно принять зависимость  $f(L)$  в следующем виде:

$$f(\bar{L}) = \ln \bar{L} + k.$$

Тогда расчётная зависимость примет вид:

$$\eta = 4\Phi^2 \left( l \cdot (\ln \bar{L} + k_1) / \left( k_2 H \sqrt{S_\Gamma^2 + S_{sr}^2} \right) \right). \quad (20)$$

Здесь  $k_1, k_2$  - опытные коэффициенты.

Примем в соответствии с рекомендациями автора работы [20]  $s=0,082$ . Длина стороны отсоса равна 0,3 м, длина стороны источника равна 0,15 м. Тогда  $h_n=0,265 \times H_1=0,465$  м,  $H_2=0,615$  м. Интенсивность турбулентности потока в вытяжном шкафу была порядка 0,009. Значения расчётных параметров приведены в таблице 3.

На рис. 9 на оси абсцисс нанесены значения относительного расхода воздуха, удаляемого от местного отсоса. Отрезки линий построены по формуле (20). Для сравнения с рисунком 7 на рисунке 10 в равномерных координатах нанесены те же опытные точки, но линии построены по формуле (20).

Таблица 3

**Значения расчётных параметров**

№	$L_0, \text{ м}^3/\text{ч}$	$H$	$S_\Sigma = \sqrt{S_\Gamma^2 + S_{sr}^2}$	$k_1$	$k_2$
1	64,33	0,465	0,116	2	11,5208
2	121,13	0,465	0,138	2	9,2356
3	169,21	0,615	0,116	2	8,3901
4	282,32	0,615	0,138	2	6,7801

Дополнительные возмущения, вносимые вентилятором в воздух лабораторного помещения, частич-

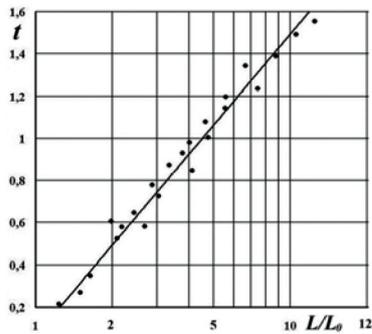


Рис. 9. Опытные точки из рисунка 7 нанесены на вероятностно-логарифмическую сетку

но проникают в лабораторный шкаф и увеличивают в нём подвижность воздуха. По нашим оценкам в этом случае в шкафу  $S_{sr} = 0,076$ . Суммарное значение обобщённого коэффициента диффузии  $S = 0,1382$ , то же без внесения дополнительной энергии  $S = 0,116$ .

Предлагаемая методика оценки эффективности местных отсосов является в достаточной мере общей, поэтому может быть применена к другим вариантам взаимного расположения источников и местных отсосов.

Поскольку получить общее решение для всех конструкций вентиляционных устройств невозможно, в каждом конкретном случае необходимо выполнять экспериментальные исследования на моделях или в натуральных условиях с целью определения значений входящих в расчётные зависимости коэффициентов.

## Заключение.

В ряде публикаций, например, в работах [30, 31], рассматриваются различные схемы воздухораспределительных и вытяжных устройств в производственных помещениях и предлагаются расчётные зависимости. Но при получении этих зависимостей были

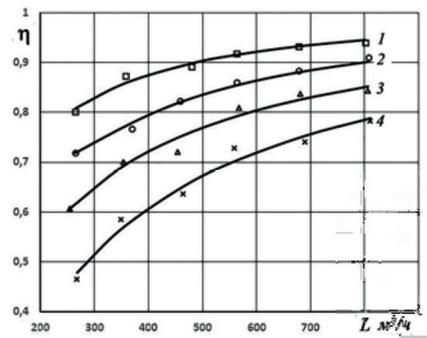


Рис. 10. Графики построены по формуле (2) в аналогичных рисунку 7 координатах

учтены не все условия однозначности, а именно: не учитывалось влияние турбулизирующих воздушную среду факторов, действующих в цехах при осуществлении технологических операций, и аналогичное влияние приточных и тепловых струй, воздушных завес и пр. Вследствие этого результаты расчётов могут отклоняться от реальных параметров воздушных течений (в сторону завышения эффективности) тем больше, чем интенсивнее действие турбулизирующих факторов.

Изложенные в этой статье методики позволяют оценивать и учитывать в расчётах негативное влияние повышенной турбулентности воздушной среды производственных помещений на характеристики локальных вентиляционных потоков и воздухообмен в целом. Использование этих методик при проектировании вентиляционных систем позволит приблизить рассчитываемые параметры к характеристикам реальных течений. В связи с этим представляется целесообразным произвести корректирование существующих или разработать новые методики расчёта характеристик вентиляционных течений и эффективности локализирующих устройств с учётом влияния турбулизованной среды вентилируемых производственных помещений.

## Литература

1. Посохин В.Н. Аэродинамика вентиляции. — М., АВОК, 2008. — 209 с.
2. Посохин В.Н., Сафиуллин Р.Г., Бройда В.А. Вентиляция. — М.: Издательство АСВ, 2015. — 624 с.
3. Посохин В.Н. Влияние турбулентной диффузии на эффективность удаления вредных выделений отсосами открытого типа. // Повышение энергетической эффективности инженерных систем. — М.: Изд-во «Наука», 1984.
4. Андреев П.И. Распространение тепла и влаги в цехах промышленных предприятий. — М.: Стройиздат, 1955. — 160 с.
5. Успенская Л.Б. Математическая статистика в вентиляционной технике. — М.: Стройиздат, 1980. — 108 с.
6. Эльтерман В.М. Вентиляция химических производств. 2-е изд. — М.: Химия, 1971. — 250 с.
7. Батулин В.В., Ханжонков В.И. Циркуляция воздуха в вен-

- тилируемых помещениях // Современные вопросы вентиляции. – М.: Стройиздат, 1941.
8. Эльтерман В.М. Охрана воздушной среды на химических и нефтехимических предприятиях. – М.: Химия, 1985. – 160 с.
  9. Хинце И.О. Турбулентность: ее механизм и теория. – М.: Физматгиз, 1963. – 680 с.
  10. Монин А.С., Яглом А.М. Статистическая гидромеханика: Механика турбулентности: В 2-х т. – М.: Наука, 1965. – Т. 1. – 639 с.
  11. Эльтерман В. М. Экспериментальное определение коэффициента турбулентного обмена в случае однородной изотропной турбулентности, Докл. АН СССР, 1972, том 205, номер 4, 801-804
  12. Sprow F. V. Distribution of drop sizes produced in turbulent liquid-liquid dispersion. // Chem. Eng. Sci., 1967, 22, № 3.
  13. Тольцман В. Ф., Поляков С. И. Зависимость между турбулентными пульсациями средней по диаметру скорости потока и потерями напора в гладкой круглой трубе // Водоснабжение и санитарная техника, 1966, № 1.
  14. Самсонов В.Т. Обеспыливание воздуха в промышленности: Методы и средства. – М.: ИНФРА-М, 2016. – 234 с.
  15. Самсонов В.Т. Изучение на моделях выделения и распространения пыли при перегрузке сыпучих материалов // Совершенствование техники безопасности и производственной санитарии / Сборник научных трудов институтов охраны труда ВЦСПС. – М.: Профиздат, 1980.
  16. Самсонов, В. Т. Аэродинамика промышленных зданий: Аэродинамические расчеты при проектировании вентиляционных выбросов / В.Т. Самсонов. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва : ИНФРА-М, 2019. — 230 с.
  17. Монин А.С., Яглом А.М. Статистическая гидромеханика: Механика турбулентности: В 2-х т. – М.: Наука, 1965. – Т. 1. – 639 с.
  18. Абрамович Г.Н., Гиршович Т.А. и др. Теория турбулентных струй. Изд. 2-е, перераб. и доп. / Под ред. Г.Н. Абрамовича. – М.: Физматгиз, 1984. – 720 с.
  19. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Гостехиздат, 1950. – 676 с.
  20. Шепелев И. А. Аэродинамика воздушных потоков в помещении. – М.: Стройиздат, 1978. – 144 с.
  21. Абрамович Г.Н. Турбулентные свободные струи жидкостей и газов. 2-е изд. – М. - Л.: Гос-энергоиздат, 1948. – 288 с.
  22. Турбулентное смешение газовых струй / Под ред. Г.Н. Абрамовича. – М.: Наука, 1974. – 272 с.
  23. Вулис Л.А., Ярин Л.П. Аэродинамика факела. – Л., Энергия, 1978. – 216 с.
  24. Tr pel T. Uber die Einwirkung eines Luftstrahles auf die umgebende Luft / Zeitschrift f r das gesammte Turbinenwesen, 1915, N 5 – 6
  25. Сэттон О.Г. Микрометеорология. – М.: Гидрометеоздат, 1959. – 355 с.
  26. Сотников А.Г., Боровицкий А.А. Теоретически-экспериментальное обоснование метода оптимизации воздухообменов в системах промышленной вентиляции // Инженерно-строительный журнал, №2, 2012.
  27. Кун М.Ю. Исследование эффективности местных отсосов // Вентиляция и кондиционирование воздуха на полиграфических предприятиях / Труды ГипроНИИполиграф, Вып. 1. – М.: Книга, 1972. – С. 38–47.
  28. Самсонов В.Т. Аэродинамика промышленных зданий: Аэродинамические расчёты при проектировании вентиляционных выбросов. М.: Инфра–М, 2019. – 230 с.
  29. Кузьмина Л. В. и др. Методические указания по проектированию вихревой вентиляции. – М.: ВЦНИИОТ, 1984. – 52 с.
  30. Гримитлин М.И. Распределение воздуха в помещениях. 3-е изд. – С-Петербург: АВОК Северо-Запад, 2004. – 320 с.
  31. Кузьмин М.С., Овчинников П.А. Вытяжные и воздухораспределительные устройства. – М.: Стройиздат, 1987. – 168 с.