

11. Антуфьев, В. М. Теплоотдача и аэродинамические сопротивления трубчатых поверхностей в поперечном потоку/ конвективных поверхностей нагрева [Текст] / В. М. Антуфьев, Г. С. Белецкий. – М. – Л.: Машгиз, 1948. – 119 с.
12. Brauer, H. Mitt. Verein Grosskesselbesitzer [Text] / H Brauer – 1961. – Vol. 73. – P. 260–276.
13. Письменный, Е. Н. Конвективный теплообмен поперечно-омываемых шахматных пакетов плоскоовальных труб [Текст] / Е. Н. Письменный, В. А. Кондратюк, Ю. В. Жукова, А. М. Терех // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – № 2/8 (50). – С. 4–8. – Режим доступа: <http://journals.urau.ua/eejet/article/view/1829/1725>.
14. Письменный, Е. Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребрённых труб [Текст] / Е. Н. Письменный. – Киев: Альтерпрес, 2004. – 244 с.
15. Письменный, Е. Н. CFD-моделирование процессов теплообмена труб удобообтекаемой формы с неполным поперечным оребрением [Текст] / Е. Н. Письменный, В. А. Рогачов, А. В. Баранюк, А. В. Семеняко, М. М. Вознюк // Международный научно-исследовательский журнал. – 2014. – № 1 (20). – С. 30–36.

*У роботі викладена сутність процесу охолодження теплого повітря більшою холодною крапельною водою в спеціальному пристрої на основі ежектора з дифузорними та конфузорними проточними частинами. Розроблено фізико-математичну модель та обґрунтовані параметри пристрою для ефективного охолодження повітря в процесі теплообміну, як в ежекторі, так і в профільованому двофазному повітряно-крапельному потоці*

*Ключові слова: охолодження повітря, краплі води, ежектор, дифузор, конфузор, повітряно-крапельний потік*

*В работе изложена сущность процесса охлаждения теплого воздуха более холодной капельной водой в специальном устройстве на основе эжектора с диффузорными и конфузорными проточными частями. Разработана физико-математическая модель и обоснованы параметры устройства для эффективного охлаждения воздуха в процессе теплообмена, как в эжекторе, так и профилированном двухфазном воздушно-капельном потоке*

*Ключевые слова: охлаждение воздуха, капли воды, эжектор, диффузор, конфузор, воздушно-капельный поток*

УДК 622.8.7:502

DOI: 10.15587/1729-4061.2015.36472

## РАЗРАБОТКА ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА КАПЕЛЬНОЙ ВОДОЙ

Р. А. Тишин

Аспирант

Макеевский НИИ по безопасности работ в горной промышленности  
ул. Лихачева, 60, г. Макеевка, Украина, 86108  
E-mail: tishin311210@bigmir.net

И. А. Толкунов

Кандидат технических наук,  
начальник кафедры

Кафедра пиротехнической и специальной подготовки факультета гражданской защиты  
Харьковский национальный университет гражданской защиты Украины  
ул. Чернышевская, 94, г. Харьков, Украина, 61023  
E-mail: tolkunov\_ia@mail.ru; psp@nuczu.edu.ua

### 1. Введение

Для обеспечения нормативных условий труда по факторам качества воздуха во многих отраслях промышленности Украины (металлургической, горной, химической и т. д.) актуальной проблемой является устранение негативных влияний высоких температур (более 26 °С) на рабочих местах, что связано с угрозой заболеваний от перегрева органов дыхания, обезвоживания организма, влияний на сердечнососудистую систему и др. Как показывает практика, в частности в угольной промышленности, для местного охлаждения воздуха без применения специальных кондиционеров наибольший

эффект достигается в процессах гидродинамического орошения теплого воздуха (температурой более 26 °С) капельной водой (температурой порядка 20 °С) [1]. Например, в комплексах мероприятий, направленных на снижение температуры воздуха в рабочих зонах горных выработок, охлаждение рудничного воздуха происходит при диспергировании воды (орошении) в забоях при механическом разрушении горных пород, которые нагреты недрами Земли до температуры (30–40) °С. Для повышения эффекта охлаждения рудничного воздуха на основе воздействия капель воды, актуальным является решение научной задачи повышения энергетической эффективности процесса, что требует разработки фи-

зико-математической модели, раскрывающей механизм воздействия на воздух диспергированной на капли воды и интенсификации происходящего между компонентами теплообмена за счет профилирования потока смеси.

Научная задача исследования, излагаемого в статье, является теоретико-практической частью проблемы, которая состоит в раскрытии механизма охлаждения воздуха каплями воды на основе разработки модели процесса смесеобразования, аналитического описания теплообмена, определения термодинамических характеристик, влияющих на эффективность теплообмена, а также обоснования средств, необходимых для реализации процесса.

## 2. Анализ публикаций и постановка проблемы

Анализируя теоретические работы по проблемам охлаждения и обеспыливания воздуха капельной водой при орошении, в частности, приходим к выводу, что в большинстве разработанных моделей воздействие капель на воздух описывается весьма упрощенно, не отражая сущность термодинамического процесса [1, 2]. Поэтому в практических решениях заложены результаты, которые не позволяют аналитически исследовать пути повышения эффективности процесса охлаждения воздуха при его орошении капельной водой в специальных установках. Другие авторы [3–5] предлагают устройства, в которых эффект охлаждения рудничного воздуха достигается за счет увеличения количества одновременно используемых эжекторов, а сами эжекторы имеют одноступенчатую (однофазную) конструкцию, что приводит к увеличению энергозатрат и снижает эффективность разработанных устройств. Приведенные же в работах экспериментальные исследования показывают [6], что, с учетом достижения позитивного эффекта от применения эжекционной установки (понижение температуры воздуха на 8–10 °С), их использование в то же время приводит к возрастанию относительной влажности воздуха (до 20 %), что в свою очередь снижает комфортность и условия труда на рабочих местах в горных выработках.

Таким образом, возникает необходимость в теоретическом обосновании процесса изменения параметров потока – температуры и давления двухфазной гидродинамической водовоздушной смеси и разработке устройства для гидродинамического охлаждения воздуха капельной водой на основе диффузор-конфузорной трубы.

## 3. Цель и задачи исследования

Исходя из вышеизложенного, принимая во внимание актуальность рассматриваемых проблем охраны труда персонала в горнодобывающей промышленности, цель исследования состоит в необходимости смоделировать и описать комплексный процесс движения и теплообмена компонентов смеси – «холодных» капель воды и «теплого» воздуха. В ходе исследования должно быть учтено, что капли воды находятся в сложном движении, создаваемом в рабочем пространстве двухфазного потока при изменениях режимов течения в сечениях, разработанных конфигураций с диффузорным и конфузорным профилированием потока.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнить следующие задачи:

1. Построить физико-математическую и термодинамическую модель потока смеси равномерно распределенных капель воды в воздухе.

2. Провести аналитическое исследование указанной модели процесса изменения параметров потока – температуры и давления двухфазной гидродинамической смеси при переходах из диффузора в конфузор и наоборот.

3. Получить функциональные зависимости для определения конечных температур компонентов и конструктивных соотношений элементов исполнительного устройства.

4. Разработать устройство для гидродинамического охлаждения воздуха капельной водой на основе диффузор-конфузорной трубы.

## 4. Построение физико-математической модели процесса для разработки устройства для гидродинамического охлаждения воздуха капельной водой, его теоретическое и экспериментальное исследование

Сущность научной идеи охлаждения теплого и влажного воздуха, имеющего температуру более санитарных норм (26 °С), с относительной влажностью (80–90) % [7–9], хладагентом водой, температура которой ниже 20 °С, состоит в том, что в гидродинамическую установку, содержащую водяной эжектор, поступает воздух как результат процесса эжекции, т. е. подсосывания воздуха струей воды, истекающей из форсунки. Воздух и вода в этом процессе являются компонентами, имеющими разные фазы состояния – газ и жидкость. Расширение компонентов образовавшейся воздушно-капельной смеси происходит при интенсивном дроблении воды на капли, которые отбирают тепло у воздуха, т. е. его охлаждают. При этом на каплях конденсируются пары воды, содержащиеся в самом влажном воздухе из-за снижения его температуры. Охлажденный таким образом воздух выбрасывается из установки, например, в рудничную атмосферу локальной зоны горной выработки, а вода, которая незначительно нагрелась (на (1–3) °С по результатам экспериментов) поступает для повторного использования в гидродинамическую установку, или в систему трубопроводов участкового и общего шахтного пожаротушения.

Важно подчеркнуть, что в такой гидродинамической установке происходит комплексный процесс охлаждения и досушивания воздуха каплями воды. Это происходит как результат интенсивного снижения температуры воздуха (по экспериментам на (4–8) °С), что и вызывает снижение его относительной влажности при конденсации водяных паров, содержащихся в нем [10, 11]. Этот процесс охлаждения будет превалировать потому, что теплоемкость воздуха почти в 800 раз ниже, чем у воды. Это также позитивно влияет на необходимое качество рудничного воздуха в горной выработке по нормам охраны труда, т. к. снижает его относительную влажность.

Для реализации этой идеи проведем теоретическое исследование, чтобы аналитически описать процесс теплообмена между компонентами – например, газом

(рудничным воздухом) и жидкостью (капельной водой) известных температур.

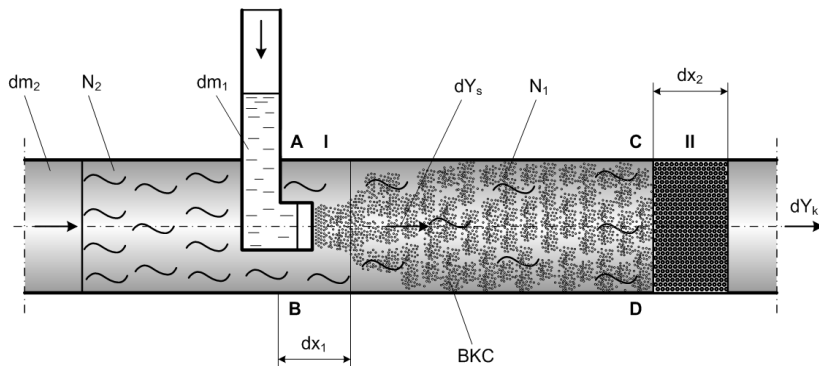


Рис. 1. Схема теплообмена между компонентами в воздушно-капельном потоке гидродинамической установки

Построим физико-математическую и термодинамическую модель потока смеси в виде равномерного распределения в воздухе каплей воды. Принимаем следующие допущения:

- 1) поток воздушно-капельной смеси движется с постоянной скоростью, что обеспечивает постоянный расход смеси;
- 2) смесь является как бы газообразной (т. е. схожей по свойствам с газом);
- 3) состояние термодинамического взаимодействия компонентов – двух фаз потока смеси (газовой и капельной) описывается как для однородной газовой среды энергетическим уравнением состояния в форме первого закона термодинамики, а уравнением состояния в форме Менделеева-Клапейрона, в котором газовая постоянная будет приведенной для смеси подобной газовой.

Принятые допущения правомерны, так как объемная и массовая концентрации жидкости (капель воды) в воздухе весьма незначительны. Считаем также, что процесс адиабатический, так как он совершается быстро (время пребывания потока в установке не превышает 0,1 с). Это позволяет не принимать во внимание внешний теплообмен между потоком и стенками установки (проточными частями ее конструкции).

Графическое представление и интерпретация предложенной модели показана на рис. 1 [12, 13].

На рис. 1: I и II – рассматриваемые сечения потока; ВКС – воздушно-капельная смесь;  $N_1$  и  $N_2$  – характеристики окружающей среды;  $dm_1$  – первый компонент (вода);  $dm_2$  – второй компонент (тепло содержащий воздух);  $dY_s$  – элемент потока, смешивающийся с рабочим телом, причем  $dY_s = dm_1 + dm_2$ ; АВ – участок поверхности рабочего тела, по которому происходит ввод смешивающихся компонентов в пределах тела;  $dx_1$  и  $dx_2$  – зоны ввода (смешения тепло содержащего воздуха и мелкодисперсной воды – компонентов и вывода);  $dY_k$  – отделяемый элемент потока; CD – участок поверхности рабочего тела, по которому происходит вывод компонентов потока из процесса (из установки).

Исследуем процесс изменения влажности воздуха при охлаждении его каплями более холодной воды, т. е. процесса конденсации водяных паров, содержащихся в его составе. На диаграмме (рис. 2) показана принципиальная сущность термодинамического баланса компонентов потока – капельной воды и охлаждаемого воздуха (другие явления и процессы не учитываем). В процессе одновременно происходят энергетические трансформации компонентов смеси (потока) как однородной структуры воздуха и капель воды по всему исследуемому объему. Считаем, что теплообмен между воздухом и водой происходит до состояния достижения температуры равновесия  $\theta$ , т. е. равенства температур капель и воздуха [14, 15].

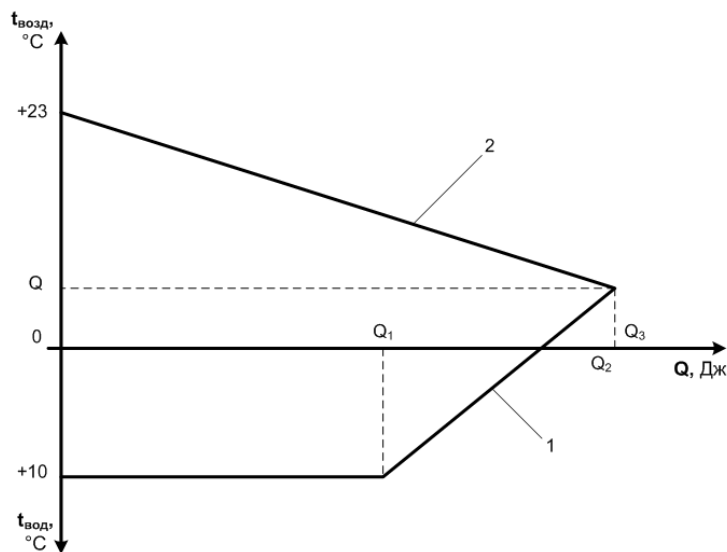


Рис. 2. Диаграмма теплового баланса системы «капли воды – теплый воздух» при конденсации паров воды из воздуха: 1 – пары воды; 2 – воздух

Для указанной модели термодинамической системы смеси капель воды и воздуха на основе закона сохранения энергии составим уравнение теплового баланса в виде, Дж [16]:

$$Q_1 + Q_2 = Q_3, \tag{1}$$

где  $Q_1$  – количество теплоты процесса конденсации водяных паров из воздуха при смешении с каплями, Дж:

$$Q_1 = r \cdot m_1, \tag{2}$$

где  $r$  – удельная теплота конденсации паров воды, Дж/кг;  $m_1$  – масса сконденсировавшейся из воздуха воды, кг;  $Q_2$  – количество теплоты, отбираемое капельной водой из воздуха при ее нагреве до температуры равновесия, Дж:

$$Q_2 = c_1 m_1 (\theta - t_1^0), \tag{3}$$

где  $c_1$  – удельная массовая теплоёмкость воды, Дж/(кг·К);  $\theta$  – температура воздуха в конце теплообмена, °С;  $t_1^0$  – температура воды в начале теплообмена, °С;  $Q_3$  – количество теплоты, отданное воздухом воде при охлаждении, Дж:

$$Q_3 = c_2 m_2 (\theta - t_2^0), \quad (4)$$

где  $c_2$  – удельная массовая теплоёмкость воздуха, Дж/(кг·К);  $m_2$  – масса охлаждаемого воздуха, кг;  $t_2^0$  – температура воздуха в начале теплообмена, °С.

Исходя из уравнения теплового баланса, получаем зависимость для определения температуры окончания процесса теплообмена ( $\theta$ ) между мелкодисперсной капельной водой и воздухом, которые позволяют найти массу необходимой воды ( $m_1$ ) для процесса эжекции при ее известной начальной температуре, чтобы обеспечить процесс охлаждения воздуха, приводящий к конденсации его водяных паров, т. е. к осушению:

$$\theta = \frac{c_1 m_1 t_1^0 - r m_1 - c_2 m_2 t_2^0}{c_1 m_1 - c_2 m_2}, \quad (5)$$

$$m_1 = \frac{c_2 m_2 \theta - c_2 m_2 t_2^0}{r + c_1 \theta - c_1 t_1^0}. \quad (6)$$

Заметим, что в полученных аналитических зависимостях неизвестными являются температура равновесия  $\theta$ , т. е. конечная температура охлаждения воздуха, и масса необходимой для процесса воды, поэтому надо провести термодинамическое исследование изменения энергетического состояния смеси потока на основе закона сохранения энергии в форме первого закона термодинамики с целью найти конечную температуру охлаждения воздуха.

В реальном процессе охлаждения рудничного воздуха мелкодисперсной (капельной) водой, получаемой в установках гидродинамическими способами, происходит естественная конденсация водяных паров, содержащихся в воздухе, с отбором теплоты из воздуха, находящегося, например, в локальной зоне горной выработки при высокой температуре и относительной влажности. Из проведённых натурных исследований в шахтах, нам стало известно, что температура рудничного воздуха в горных выработках глубоких шахт более 35 °С, а относительная влажность более 85 %. Также известны значения плотности насыщающих паров воды при данных температурах воздуха и требуемая температура охлаждения воздуха (окончания теплообмена) – не выше 26 °С. Это позволяет определить массу воды, которая будет сконденсирована, т. е. удалена из 1 м<sup>3</sup> рудничного воздуха, а по ней будет определена степень снижения его относительной влажности:

$$\Delta m = \varphi \left[ \rho_H(t_2^0) - \rho_H(\theta) \right], \quad (7)$$

где  $\varphi$  – относительная влажность рудничного воздуха при температуре  $t_2^0$ , %;  $\rho_H(t_2^0)$  – плотность насыщающих паров воды при температуре  $t_2^0$ , кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_H(\theta)$  – плотность насыщающих паров воды при температуре  $\theta$ , кг/м<sup>3</sup>.

Следовательно, при охлаждении воздуха в гидродинамической установке в локальной зоне горной выработки еще решается вопрос понижения его влажности, что важно для обеспечения охраны труда шахтеров по температурному фактору и качеству – от-

носительной влажности рудничного воздуха, что особенно актуально на больших глубинах угольных шахт.

Для решения задачи о гидродинамическом воздействии капель диспергированной воды на воздух и теплообмене в потоке при известных физических параметрах компонентов – начальной температуре и давлении, принимаем, что степень подобия в сечениях газожидкостного потока определяется факторами – амплитудой и частотой пульсаций давления смеси при известной конфигурации потока диффузор-конфузорного типа [17, 18].

Исследуем поток, принимая его как модель, состоящую из однородной смеси воздуха и капель воды, при пульсирующем воздействии капель на воздух в заданной области потока. Полагаем, что гидродинамические эффекты и теплообмен будут различные при различных соотношениях между собственной частотой пульсаций потока воздуха и частотой вынуждающих колебаний капель при пульсациях давлений в сечениях потока, задаваемых конфигурацией установки.

Объектом исследования является термодинамическое состояние компонентов потока – капель, действующих на воздух, относительно неинерциальной системы координат, образуемой в исследуемом объеме диффузор-конфузорного пространства потока в установке, в котором происходит теплообмен между «холодными» каплями и «теплым» воздухом.

Прототипом диффузор-конфузорного пространства газо-жидкостного потока является труба Вентури, исследованная в [19], которая позволяет в процессах воздействия капель на воздух интенсифицировать теплообмен между компонентами потока. Однако увеличение относительной скорости капель более 20 м/с снижает эффективность теплообмена с воздухом, т. е. не обеспечивается достаточное время контакта между каплями и воздухом. Повышение относительной скорости между компонентами потока вызывает «проскальзывание» капель через воздух без теплообмена, т. е. не происходит образования вокруг капель слоя «обволакивания» воздухом, через который на молекулярном уровне осуществляется теплообмен, ведущий к охлаждению воздуха. Этот недостаток «устраняется» в пульсирующем потоке диффузор-конфузорной трубы, где возникают пульсации капель в воздухе, повышающие теплообмен между «холодными» каплями воды и «тёплым» воздухом.

Проведем аналитическое исследование указанной модели процесса изменения параметров потока – температуры и давления двухфазной гидродинамической смеси при переходах из диффузора в конфузор и наоборот. Принимаем, что поток капель в воздухе является одномерным (по потоку), а течение является адиабатным по отношению к окружающей среде. Применим для сечений уравнения энергий и однородности потока в следующих соотношениях параметров:

$$\frac{1}{U} \frac{dU}{dx} = \alpha \frac{1}{S} \frac{dS}{dx}; \quad (8)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dx} = \beta \frac{1}{S} \frac{dS}{dx}; \quad (9)$$

$$\frac{1}{p} \frac{dp}{dx} = \gamma \frac{1}{S} \frac{dS}{dx}; \quad (10)$$

$$pV=RT, \quad (11)$$

где  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  – коэффициенты, зависящие от характера течения;  $U$ ,  $\rho$ ,  $p$ ,  $T$  – соответственно, скорость, плотность, давление и температура потока в данном сечении, м/с, кг/м<sup>3</sup>, Па и °С;  $x$  – координата по оси потока, м;  $S$  – площадь поперечного сечения потока, м<sup>2</sup>;  $V$  – объем потока, м<sup>3</sup>;  $R$  – газовая постоянная.

Анализируя уравнения (8)–(11), приходим к выводу о следующих закономерностях в потоке диффузор-конфузорной формы:

1) в расширяющейся части потока, т. е. в диффузоре происходит торможение потока, т. к.:

$$\frac{dS}{dx} > 0; \quad \frac{dU}{dx} < 0; \quad (12)$$

2) в конфузоре поток ускоряется, что следует из соотношения:

$$\frac{dS}{dx} < 0; \quad \frac{dU}{dx} > 0; \quad (13)$$

3) изменения давления в потоке обратны изменениям скоростей, т. е. давление в диффузоре возрастает, а давление в конфузоре падает, что следует из соотношений:

$$\frac{dS}{dx} > 0; \quad \frac{dp}{dx} > 0; \quad (14)$$

$$\frac{dS}{dx} < 0; \quad \frac{dp}{dx} < 0. \quad (15)$$

Соотношения (8)–(15) дают основания сделать вывод, что в гидродинамическом потоке воздуха и капель в диффузор-конфузорных участках, происходят колебания давления воздуха, что порождает продольную импульсную волну. Учитывая (11), понимаем, что эти колебания обязательно вызывают колебания температуры потока, что активизирует теплообмен между теплым воздухом и холодными каплями. К тому же компоненты газожидкостного потока перемещаются при знакопеременном градиенте давления, что вызывает дополнительные инерционные колебательные движения капель, увеличивающее время контакта с воздухом.

Волновой характер движения компонентов потока создает в диффузоре интенсивные вихри, которые активизируют теплообменные действия между воздухом и каплями во вращении, что увеличивает время их взаимодействия и повышает эффективность передачи теплоты.

Значительный интерес представляет теплообмен в потоке при вертикальном расположении диффузор-конфузорной трубы, когда возвратные движения капель под действием силы тяжести срываются пульсирующими действиями, что возвращают капли в поток, в процесс активного контакта с воздухом для его охлаждения. Особенно интенсивно это происходит в сечениях перехода от конфузорной части трубы к диффузорной. Пульсирующее перемещение потока снижает эффект «проскальзывания» капель охлаждающей воды через воздух, что повышает эффективность теплообмена.

На рис. 3 показана схема разработанного устройства для гидродинамического охлаждения воздуха капельной водой, на основе диффузор-конфузорной трубы 1,

состоящей из ряда ступеней с увеличивающимся по вертикали средним проходным сечением между ступенями. Смесительная часть 2 погружена в «холодную» воду и сообщается с трубой 3 для подачи «теплого» воздуха. Каждая ступень трубы выполнена в виде сопряженных элементов – конфузора 4 и диффузора 5.

Действие диффузор-конфузорной трубы в процессе охлаждения воздуха капельной водой происходит следующим образом: при подаче теплого воздуха по трубе 3 (по вакуумной или напорной схемам действия гидродинамической установки) в смесительной части 2 образуется смесь теплого воздуха и холодной воды. Смесь за счет энергии воздуха и потенциальной энергии воды перемещается в трубу 1 и далее в диффузор-конфузорные части 5 и 4. Возрастающая скорость потока в конфузоре 4 снижается в диффузоре 5, что соответствует преобразованию кинетической энергии в потенциальную и диспергирование воды на капли.

Перемещение смеси воздуха и капель воды из диффузора в конфузор вызывает искусственную пульсацию потока при переходе из одной части установки в другую, что создает волновой процесс, активизирующий вихреобразование и теплообменное действие капель воды на воздух.

Интенсивные вихреобразования у пристеночных областей диффузора, расширяющиеся по оси потока и в поперечном направлении, сменяются обратными процессами сжатия вихревых зон в конфузорной части трубы, что увеличивает частоту пульсирующих действий капель воды на воздух, а, следовательно, увеличивает интенсивность теплообмена при охлаждении воздуха каплями.

В конфузорной части происходит уплотнение потока и образование пристеночных вихрей, которые сжимаются по течению потока. Сжатие конфузорных вихрей вызывает (в соответствии с законом сохранения момента количества движения) увеличение угловой скорости капель, что увеличивает их кинетическую энергию вращения в вихре и время импульсов действия на воздух. Это повышает общую эффективность процесса теплообмена при вихревом потоке в диффузор-конфузорной трубе гидродинамической установки охлаждения воздуха.

Экспериментальные исследования в лабораторных условиях, проведенных в лаборатории термодинамики Красноармейского индустриального института Донецкого национального технического университета (2012–2014 гг.) позволили определить, что рациональными являются такие геометрические соотношения параметров элементов для гидродинамической установки охлаждения воздуха, которые позволяют, например, снизить его температуру с 35 °С до санитарных норм 26 °С при начальной температуре воды 20 °С. При этом геометрические параметры устройства имели такие показатели:

– у диффузора соотношение диаметра входного сечения  $d_1$ , угла раскрытия  $\alpha$  (5...7)° и длины  $l_2$  имеют такую связь:

$$l_2 = 0,5(d_2 - d_1)(\operatorname{tg}\alpha)^{-1}; \quad (16)$$

– для конфузора – диаметр входного сечения  $d_2$ , а угол сужения  $\beta$  равный (12...15)° при длине  $l_1$ :

$$l_1 = 0,5(d_2 - d_1)(\operatorname{tg}\beta)^{-1}. \quad (17)$$

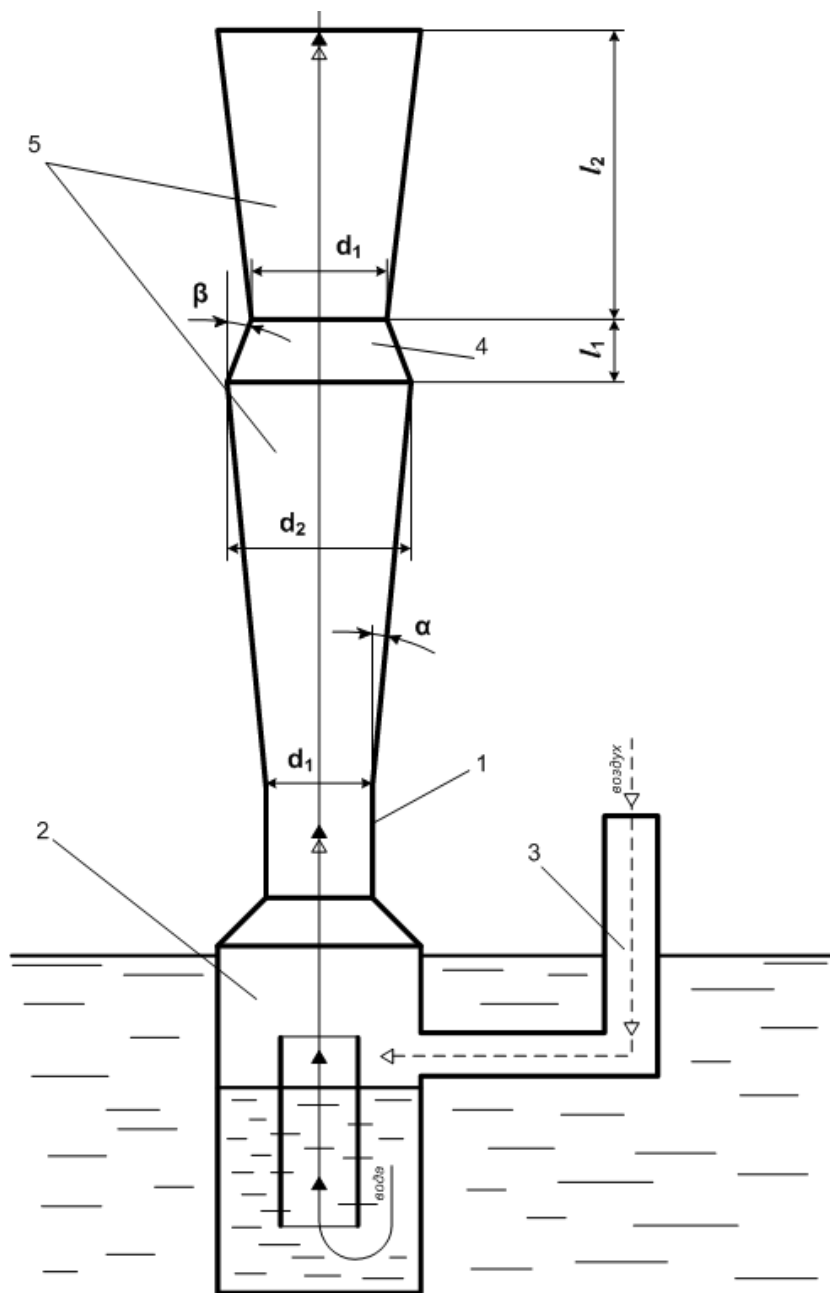


Рис. 3. Схема гидродинамического устройства охлаждения воздуха на основе диффузор-конфузорной трубы: 1 – диффузор-конфузорная труба; 2 – смесительная часть трубы; 3 – труба для подачи «теплого» воздуха; 4 – конфузор; 5 – диффузор

Принимая, что скорость воздуха, поступающего на охлаждение в гидродинамическую установку, не превышает 20 м/с, получаем, что диаметр входного сечения диффузора:

$$d_1 = \sqrt{0,7V_{\text{возд}}}. \quad (18)$$

где  $V_{\text{возд}}$  – объемный расход охлаждаемого воздуха, м<sup>3</sup>/с.

Компоновочную структуру диффузор-конфузорного элемента для гидродинамического охлаждения

рудничного воздуха можно составить в следующей последовательности по направлению потока. При вертикальном течении: смесительная часть, конфузор, цилиндрический участок для выравнивания поля скоростей компонентов потока, диффузор первой ступени, переходящий в конфузор, и т.д. до ловителя капель (на рис. 3 не показан), из которого охлажденный воздух поступает в рудничную атмосферу.

Определенный интерес в данном исследовании диффузор-конфузорной трубы имеет оценка величины её гидравлического сопротивления, т. е.:

$$\Delta p = 0,5\langle V \rangle^2 \langle \rho \rangle (\xi_1 + \xi_2 + \xi_3), \quad (19)$$

где  $\langle V \rangle$  – средняя скорость потока, м/с;  $\langle \rho \rangle$  – средняя плотность потока, кг/м<sup>3</sup>;  $\xi_1$ ,  $\xi_2$  и  $\xi_3$  – коэффициенты гидравлического сопротивления, соответственно, цилиндрических, конфузорных и диффузорных участков.

Для ориентировочного расчета гидравлического сопротивления диффузор-конфузорной трубы по (12) воспользуемся параметрами в средних величинах:  $\xi_1 = 0,18$ ,  $\xi_2 = 0,34$ ,  $\xi_3 = 0,1$ . Применяя величину средней скорости потока 20 м/с, получаем ожидаемое гидравлическое сопротивление 165 Па, что составляет не более 10 % от давления, создаваемого вентиляторами местного проветривания.

Таким образом, указанные параметры диффузор-конфузорной трубы гидродинамического охлаждения воздуха, являются основой разработки гидродинамической установки для конкретных условий рабочих зон.

## 5. Выводы

Как показали исследования, наиболее рациональным вариантом понижения температуры воздуха на рабочих местах в глубоких шахтах или на металлургических предприятиях с целью устранения ее негативных влияний, является процесс гидродинамического охлаждения воздуха капельной водой, который описывается созданной физико-математической и термодинамической моделью потока смеси равномерно распределенных капель воды в воздухе. Построенная модель, с учетом принятых допущений, дает возможность составить уравнение теплового баланса для системы смеси капель воды и воздуха на основе закона сохранения энергии.

Проведенные теоретические исследования предложенной модели позволили получить зависимости, описывающие изменения параметров потока – тем-

пературы и давления двухфазной гидродинамической смеси при переходах из диффузора в конфузор и наоборот, а также получены функциональные соотношения, позволяющие определить параметры диффузор-конфузорной трубы гидродинамического охлаждения воздуха, в частности получить величины конечных температур компонентов и конструктивных соотношений элементов исполнительного устройства.

Разработано и экспериментально исследовано устройство для гидродинамического охлаждения воздуха капельной водой на основе диффузор-конфузорной

трубы, использование которого на производствах с высокими температурами на рабочих местах обеспечит реализацию требований охраны труда по факторам качества воздуха рабочих зон, а также высокую эффективность мероприятий по охлаждению воздуха, что обусловлено возможностью применения полученных соотношений на этапе разработки и внедрения предложенных устройств для аналитического определения термодинамических характеристик потока, которые влияют на эффективность теплообмена, а также обосновать средства, необходимые для реализации этого процесса.

### Литература

1. Кулак, А. П. Уточнение уравнения характеристик струйных аппаратов [Текст] / А. П. Кулак, А. Б. Шестозуб // Прикладная гидромеханика. – 2007. – № 4. – С. 73–76.
2. Когут, В. Е. Охлаждающая система для конденсации углеводородов в потоке [Текст] / В. Е. Когут, Е. Д. Бутовский, М. Г. Хмельнюк // Холодильная техника и технология. – 2013. – № 5. – С. 123–129.
3. Лапшин, О. Є. Поліпшення умов праці в глибоких залізрудних шахтах [Текст] / О. Є. Лапшин, І. Б. Ошмянський, О. О. Лапшин // Вісник НТУУ «КПІ». Серія «Гірництво». – 2008. – Вип.17. – С. 144–150.
4. Пивняк, Г. Г. Пути решения проблемы нормализации тепловых условий в горных выработках глубоких шахт Донбасса [Текст] / Г. Г. Пивняк, В. А. Бойко // Горный журнал. – 2012. – № 8. – С. 15–18.
5. Когут, В. Е. Проектирование термоконденсатора эжектора [Текст] / В. Е. Когут, Е. Д. Бутовский, Н. Г. Носенко. – Одесса: Национальная академия пищевых технологий, 2013. – С. 45–48.
6. Лапшин, А. А. Использование шахтных вод для форсуночного охлаждения рудничного воздуха [Текст] / А. А. Лапшин. – Кривой Рог: ГВУЗ «Криворожский национальный университет», 2013. – С. 32–36.
7. Verma, Y. Control of mine climat [Text] / Y. Verma // Mining Eng. – 1984. – 186 с.
8. Studensky, R. Temperatura powietrza a wypadkowosc [Text] / R. Studensky // Przeglad gornicay. – 1980. – Vol. 12. – P. 606–610.
9. Vocs, J. Neue Forschungsergebnisse aur dem Gebiet «Grabenklima» [Text] / J. Vocs // Glückauf-Forschungshefte. – 1981. – Vol. 6. – P. 241–249.
10. Поздняков, Г. А. Теория и практика борьбы с пылью в механизированных подготовительных забоях [Текст] / Г. А. Поздняков, Г. К. Мартынюк. – М.: Наука, 1983. – 126 с.
11. Yshida, M. Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Enoironmental Aspects of Energy System [Text] / M. Yshida // Proc. of Cont. Ekos'99. – Tokyo: Japan, 1999. – P. 145–146.
12. Le Goff, P. Optimizations exergetique, economique on ecologique des thermofrigopompes [Text] / P. Le Goff // Proc. of Seminare «EUROTHERM». – Nancy: France, 1998. – P. 3–10.
13. Shapiro, V. E. Systems near a critical point under multiplicative noise and the concept of effective potential [Text] / V. E. Shapiro // Physical Review E. – 1993. – Vol. 48, Issue 1. – P. 109–120. doi: 10.1103/physreve.48.109.
14. Ван Кампен, Н. Г. Стохастические процессы в физике и химии [Текст] / Н. Г. Ван Кампен. – М.: ВШ, 1990. – 231 с.
15. Волькенштейн, М. В. Энтропия и информация [Текст] / М. В. Волькенштейн. – М.: Наука, 1986. – 192 с.
16. Altena, H. Kritische Fragen der Strebklimatisierung [Text] / H. Altena // Glückauf. – 1984. – Vol. 12. – P. 760–763.
17. Ищук, И. Г. Прогнозирование запыленности рудничной атмосферы и обоснование комплекса эффективных способов и средств обеспыливания очистных забоев угольных шахт: дис... докт. техн. наук: 05.15.11 и 05.26.01 [Текст] / И. Г. Ищук. – М.: 1989. – 421 с.
18. Журавлев, В. П. Методы борьбы с угольной пылью [Текст] / В. П. Журавлёв, Е. Ф. Демичева, Л. А. Спирин. – Ростов: Изд. Ростовского университета, 1988. – 144 с.
19. Гого, В. Б. Выбор параметров диффузор-конфузорной подъемной трубы газлифта [Текст] / В. Б. Гого // Гірничя електромеханіка та автоматика. – 1999. – № 2(61). – С. 177–180.