

## О ПОВЫШЕНИИ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ КОСВЕННО-ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ВОЗДУХА

---

Владимир Павлович Шацкий  
Вячеслав Анатольевич Гулевский

Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I

Для охлаждения помещений сельскохозяйственного назначения всё чаще применяют охладители водоиспарительного принципа действия. Снижение температуры обрабатываемого ими воздуха происходит за счёт затрат энергии на испарение воды со стенок каналов охладителя. Охладители могут быть сконструированы с использованием как прямого, так косвенного принципа действия. Вторые в ряде случаев более удобны, так как охлаждают воздух без увеличения его относительной влажности. Рассматриваются вопросы повышения эффективности работы водоиспарительных охладителей косвенного принципа действия за счёт оптимального по холодопроизводительности выбора геометрических параметров испарительных насадок. Выводятся балансовые уравнения энергии, позволяющие определить эффективность работы указанных устройств. В связи с тем что в работе охладителей участвуют два потока воздуха («сухой» и «мокрый»), с помощью балансовых уравнений определяется наиболее рациональное соотношение этих потоков, называемое коэффициентом перераспределения. Этот коэффициент зависит от температурно-влажностных характеристик обрабатываемого воздуха. Далее ставится задача достижения необходимого перераспределения потоков воздуха без добавления в конструкцию дополнительного вентиляторного блока. Строится математическая модель аэродинамических сопротивлений воздуховодного тракта «сухих» и «мокрых» каналов, включающая в себя транспортные и местные сопротивления. Из условия равенства потерь давления в каналах, а также заданного значения перераспределения потоков формируется система уравнений, позволяющая определить необходимые соотношения сечений «сухих» и «мокрых» каналов для достижения максимальной холодопроизводительности. Данный подход позволяет подобрать наиболее рациональные геометрические параметры испарительных насадок косвенно-испарительных охладителей без значительного увеличения их стоимости и усложнения конструкции.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** водоиспарительное охлаждение, косвенный охладитель, тепловой баланс, холодопроизводительность, соотношение потоков.

## CONCERNING WAYS FOR INCREASING EFFICIENCY OF INDIRECT EVAPORATIVE AIR COOLERS

Vladimir P. Shatsky  
Vyacheslav A. Gulevsky

Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great

Water-evaporative coolers are increasingly used for air cooling in different agricultural buildings. The decrease in the temperature of the air treated is due to the energy consumption for the evaporation of water from the walls of the cooler channels. Coolers can be designed using both direct and indirect operating principles. The latter are in some cases more convenient, since they cool the air without increasing its relative humidity. The paper discusses the issues of improving the efficiency of water-evaporative coolers of indirect principle of operation due to the optimal cooling capacity of the choice of geometric parameters of evaporative nozzles. Energy balance equations are derived to determine the efficiency of these devices. Due to the fact that two air streams are involved in the operation of the coolers, i.e. «dry» and «wet», using balance equations the most rational ratio of these flows is determined, called coefficient of redistribution. This coefficient depends on the temperature and humidity characteristics of the treated air. The next task is to achieve the necessary redistribution of air flows without supplying the design with additional fan unit. For this purpose a mathematical model of the aerodynamic resistances of the air duct of «dry» and «wet» channels is developed, including transport and local resistances. From the condition of equality of pressure losses in the channels, as well as the given value of flow redistribution, a system of equations is formed that allows determining the necessary ratio of the cross sections of «dry» and «wet» channels to achieve maximum cooling capacity. This approach allows choosing the most rational geometric parameters of evaporative nozzles of indirect evaporative coolers without significantly increasing their cost and design complexity of manufacturing.

**KEYWORDS:** water-evaporative cooling, indirect cooler, heat balance, cooling capacity, flow ratio.

## Введение

При охлаждении воздуха в птицеводческих и животноводческих помещениях наряду с обеспечением в них установленной температуры воздушной среды и соблюдением кратности обмена воздуха необходимо выдерживать установленные санитарными правилами и нормами значения относительной влажности. Для указанных помещений она должна составлять 60–75% [7, 10, 12]. Применяемые в последние десятилетия водоиспарительные охладители прямого принципа действия хорошо справляются с задачей снижения температуры обрабатываемого потока воздуха, достигая глубины охлаждения до 12–15°C. Однако при этом влажность такого воздуха близка к 100%, что вызывает значительный рост этого показателя внутри помещения. В этой связи наиболее перспективным представляется использование охладителей косвенного принципа действия [2, 8, 13]. Они позволяют не только охлаждать проходящий через них поток воздуха, но и регулировать значения относительной влажности внутри помещения.

Важным вопросом конструирования косвенных охладителей является соотношение распределения потоков воздуха, проходящего по «сухим» и «мокрым» каналам. В ряде работ отечественных [1, 3, 5, 9, 11] и иностранных [14, 15, 16, 17, 18] авторов показано, что от этого распределения зависит холодопроизводительность указанных охладителей. Определим наиболее рациональные соотношения и найдем конструктивные решения для их обеспечения.

## Материалы и методы

Рассмотрим уравнение баланса энергии для охладителей косвенного принципа действия.

Для определения энергии, требуемой на то, чтобы испарить воду массой  $M$  в  $1 \text{ м}^3$  воздуха, воспользуемся следующей формулой:

$$E = R\varepsilon M, \quad (1)$$

где  $R = (2500,6 - 2,372 \cdot t) \cdot 10^3$ , Дж/кг;

$t$  – температура жидкости, °C;

$\varepsilon$  – коэффициент пористости поверхности испарения.

Известно, что  $M$  можно рассматривать как изменение плотности пара, определяемое формулой

$$M = \Delta w_{\text{п}} = (w_{\text{кон}} - w_{\text{нач}}) = \varphi_{\text{кон}} w_{\text{н}}(t_{\text{кон}}) - \varphi_{\text{нач}} w_{\text{н}}(t_{\text{нач}}), \quad (2)$$

где  $\varphi$  – относительная влажность охлаждаемого потока воздуха;

$w_{\text{н}}(t)$  – плотность насыщенного пара, кг/м<sup>3</sup>;

$w_{\text{н}}(t_{\text{нач}})$  и  $w_{\text{н}}(t_{\text{кон}})$  – плотность насыщенного пара соответственно в начале и конце каналов охладительной установки.

Учитывая выражение (2), определить  $M$  можно по формуле (3), полученной на основе аппроксимации табличных данных [4]:

$$w_{\text{н}}(t) = (0,0004212 t^3 + 0,001831 t^2 + 0,4195 t + 4,727) \cdot 10^{-3}. \quad (3)$$

Испарение жидкости происходит за счёт энергии, поступающей из «сухого» и «мокрого» потоков воздуха, температуры которых обозначим соответственно как  $T$  и  $t$ :

$$C_{\text{с}} G_{\text{с}} \rho_{\text{с}} (T_{\text{нач}} - T_{\text{кон}}) \quad \text{и} \quad C_{\text{м}} G_{\text{м}} \rho_{\text{м}} (t_{\text{нач}} - t_{\text{кон}}), \quad (4)$$

где  $C$  – теплоёмкость воздуха, Дж/(кг·град);

$G$  – расход воздуха, м<sup>3</sup>/с;

$\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

Параметры воздуха в «сухих» каналах обозначим индексом «с», в «мокрых» – «м».

Таким образом, уравнение баланса энергии в косвенном охладителе имеет вид

$$C_{\text{с}} G_{\text{с}} \rho_{\text{с}} (T_{\text{нач}} - T_{\text{кон}}) + C_{\text{м}} G_{\text{м}} \rho_{\text{м}} (t_{\text{нач}} - t_{\text{кон}}) = G_{\text{м}} \varepsilon R \cdot [\varphi_{\text{кон}} w_{\text{н}}(t_{\text{кон}}) - \varphi_{\text{нач}} w_{\text{н}}(t_{\text{нач}})]. \quad (5)$$

Принимая за  $k$  отношение воздушных потоков  $-\frac{G_c}{G_M}$ , преобразуем балансовое уравнение к следующему виду:

$$C_c k \rho_c (T_{\text{нач}} - T_{\text{кон}}) + C_M \rho (t_{\text{нач}} - t_{\text{кон}}) = \varepsilon R \cdot [\varphi_{\text{кон}} w_n(t_{\text{кон}}) - \varphi_{\text{нач}} w_n(t_{\text{нач}})]. \quad (6)$$

Очевидно, что глубина охлаждения потока воздуха в сухом канале в значительной степени определяется отношением воздушных потоков.

Оптимальной конструкцией водоиспарительного охладителя косвенного принципа действия должно обеспечиваться равенство температур на выходе из «сухих» и «мокрых» каналов, а также полное насыщение вспомогательного «мокрого» потока паром:

$$T_{\text{кон}} = t_{\text{кон}}, \varphi_{\text{кон}} = 1. \quad (7)$$

Учитывая, что температуры воздуха на входе в «сухие» и «мокрые» каналы равны, и принимая во внимание дифференциально малую разницу теплоёмкости воздушных потоков в этих каналах, приведём балансовое уравнение к виду, соответствующему наиболее рациональной конструкции косвенного охлаждения:

$$(k + 1) C \rho (T_{\text{нач}} - T_{\text{кон}}) = \varepsilon R [w_n(t_{\text{кон}}) - \varphi_{\text{нач}} w_n(t_{\text{нач}})]. \quad (8)$$

Для косвенного принципа водоиспарительного охлаждения справедлива следующая формула определения холодопроизводительности установки:

$$Q = C_c G_c \rho_c (t_{\text{нач, с}} - t_{\text{кон, с}}). \quad (9)$$

Из данных, приведённых на рисунке 1, видно, что с ростом значения  $k$  уменьшается глубина охлаждения. Вместе с этим можно предположить, что при увеличении расхода воздуха в пользу основных «сухих» каналов, несмотря на снижение глубины охлаждения, холодопроизводительность установки будет расти до некоторого момента. Достигнув его, она начнёт снижаться, так как при значительном перераспределении воздушного потока в «сухие» каналы глубина охлаждения, а следовательно, и холодопроизводительность будут стремиться к нулю. Данные рассуждения позволяют сделать вывод о существовании оптимальных соотношений воздушных потоков, обеспечивающих максимальную холодопроизводительность.

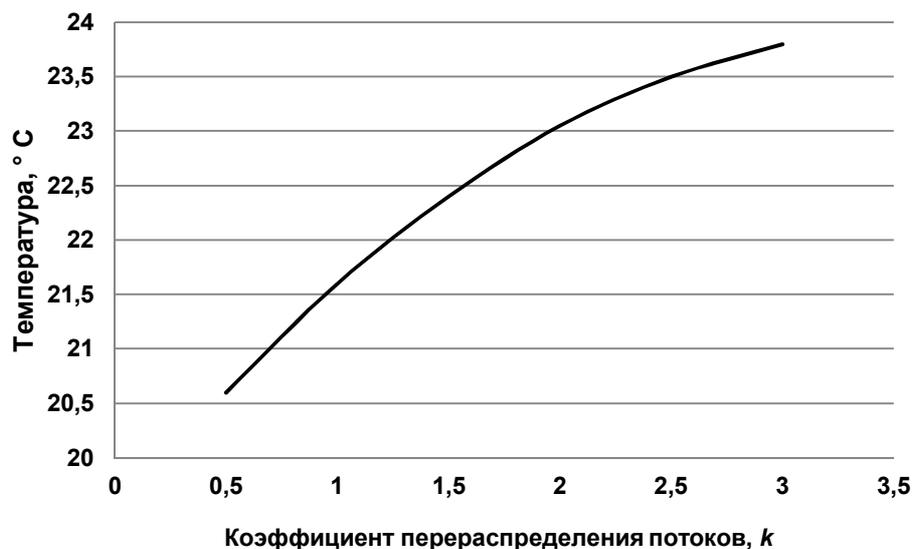


Рис 1. Эффективность охлаждения при различных отношениях потоков:  $T_{\text{нач}} = 30^{\circ}\text{C}$ ,  $\varphi_{\text{нач}} = 40\%$

Общий воздушный поток складывается из

$$G_{\text{общ}} = G_c + G_m = G_c + G_c / k. \quad (10)$$

Следовательно,

$$G_c = \frac{k}{k+1} G_{\text{общ}}. \quad (11)$$

Принимая во внимание последнее соотношение, представим формулу для определения условной холодопроизводительности в следующем виде:

$$Q_{\text{усл}} = \frac{Q}{C_c G_{\text{общ}} \rho_c} = \frac{k}{k+1} (T_{\text{нач}} - T_{\text{кон}}). \quad (12)$$

Расчёты, проведённые на основании формул (8) и (12), позволяют сделать вывод о том, что оптимальные значения соотношений воздушных потоков в «сухих» и «мокрых» каналах должны определяться в зависимости от температурно-влажностных параметров входного воздуха. Наиболее рациональные значения  $k$  приведены в таблице 1.

Таблица 1. Отношение воздушных потоков при разных температурно-влажностных значениях входного воздуха

Значение коэффициента $k$	Температура входного воздуха, °C	Относительная влажность входного воздуха, %
1,95	25–30	60–70
2,05	30–35	45–60
2,2	35–40	30–45
2,4	40–45	20–30

На рисунке 2 представлены значения коэффициентов распределения воздушных потоков при различных температурно-влажностных параметрах воздуха. Отметим, что при одной и той же температуре большее значение коэффициента соответствует большему показателю влажности воздуха – соответственно 30, 40 и 50%. Линейную зависимость указанного коэффициента можно представить аппроксимацией графических данных

$$k = 0,0315T_{\text{нач}} + 1,04.$$

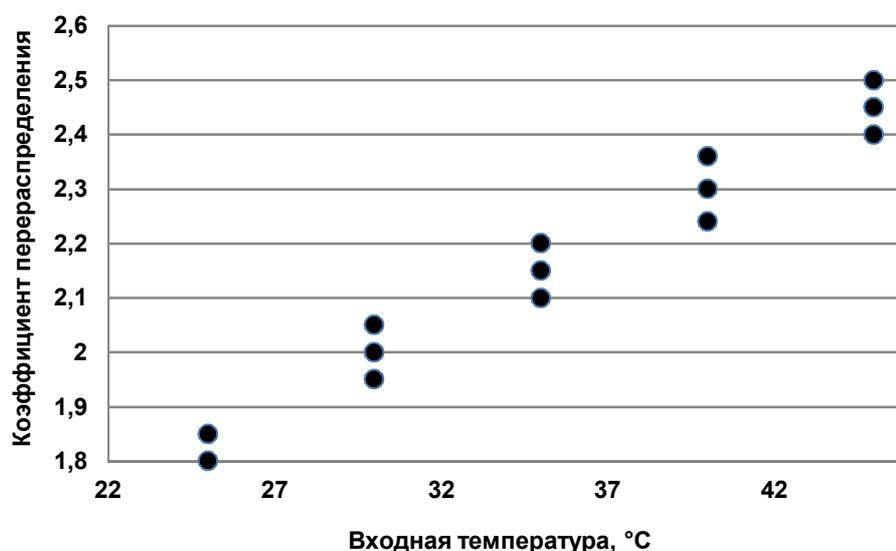


Рис. 2. Зависимость отношения потоков от температурно-влажностных параметров воздуха

Проведённые исследования показывают, что расходы воздуха по «сухим» и «мокрым» каналам должны быть различными. Это можно осуществить двумя вентиляторами различной мощности. Однако такой подход значительно увеличит стоимость охладительной установки. Предлагается при использовании одного вентилятора изменить геометрические параметры испарительной насадки охладителя, которые создадут требуемое перераспределение потоков [19, 20]. Так как длины «сухих» и «мокрых» каналов должны быть равными, определим, как подобрать сечения каналов и, как следствие, скорости потоков воздуха в них для решения данной задачи.

Рассмотрим аэродинамические сопротивления, которые встречает воздушный поток, проходящий через каналы охладителя. Во-первых, при входе в канал поток встречает  $\Delta P_c$  – аэродинамическое сопротивление при резком сужении потока. Далее, двигаясь по каналу, воздушный поток преодолевает  $\Delta P_{тр}$  – транспортное сопротивление. Достигая конца канала охладителя, воздушный поток выходит из него, преодолевая  $\Delta P_c$  – аэродинамическое сопротивление при резком расширении потока.

Для прямоугольных каналов с постоянным значением поперечного сечения аэродинамическое сопротивление можно определить по следующей формуле [6]:

$$\Delta P_{тр} = \lambda_{тр} \cdot \frac{L \cdot \rho \cdot V^2}{2 \cdot d_3}, \quad (13)$$

где  $\lambda_{тр}$  – коэффициент гидравлического трения, учитывающий форму поперечного сечения канала;

$L$  – длина канала, м,

$V$  – скорость движения воздуха, м/с;

$d_3 = 2h$  – эквивалентный диаметр, м;

$h$  – поперечное сечение канала, м.

Известно [6], что при ламинарном течении воздушного потока аэродинамические сопротивления возникают вследствие взаимного трения различных слоёв движущегося газа. Их численное значение определяется коэффициентом Рейнольдса ( $Re < 3000$ ) с учётом геометрической формы поперечного сечения воздушного канала охладителя:

$$\lambda_{тр} = \delta \cdot 64 / Re, \quad (14)$$

где  $\delta$  – коэффициент, зависящий от геометрии канала (в случае плоского канала  $\delta = 1,5$ );

$$Re = \frac{V d_3}{\nu},$$

где  $\nu = 16 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с – кинематическая вязкость воздуха.

С учётом плотности воздушного потока  $\rho = 1,13$  кг/м<sup>3</sup> формула (13) примет вид

$$\Delta P_{тр} = 217 \cdot \frac{L \cdot V}{h^2} \cdot 10^{-6}. \quad (15)$$

Для определения местных аэродинамических сопротивлений принято использовать следующую зависимость [6]:

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (16)$$

где  $\xi$  – коэффициент местных сопротивлений.

На входе воздушного потока в канал при резком сужении указанная зависимость приобретает следующий вид:

$$\Delta P_{суж} = \xi_{суж} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (17)$$

где  $\xi_{суж}$  – коэффициент местных сопротивлений при внезапном сужении.

Потери при внезапном расширении потока определяются по формуле

$$\Delta P_{\text{рас}} = \xi_{\text{рас}} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (18)$$

где  $\xi_{\text{рас}}$  – коэффициент местных сопротивлений при расширении.

Так как скорости в двух последних формулах относятся к более узкому участку, формулы потери давления при внезапном сужении и внезапном расширении можно объединить в одну формулу местной потери давления:

$$\Delta P_{\text{рс}} = \Delta P_{\text{суж}} + \Delta P_{\text{рас}} = (\xi_{\text{суж}} + \xi_{\text{рас}}) \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} = \xi_{\text{рс}} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (19)$$

где  $\xi_{\text{рс}} = \xi_{\text{суж}} + \xi_{\text{рас}}$  назовём коэффициентом «р – с», значения которого приведены в таблице 2, здесь  $F_0/F_1$  – степень сужения.

Так как при косвенном испарении «сухие» каналы сечения  $h_c$  и «мокрые» каналы сечения  $h_m$ , разделённые пластинами сечения  $h_{\text{пл}}$ , чередуются, то степень сужения «сухих» и «мокрых» каналов определяется по формулам

$$\frac{F_0^c}{F_1} = \frac{h_c}{h_c + h_m + 2h_{\text{пл}}} \quad \text{и} \quad \frac{F_0^m}{F_1} = \frac{h_m}{h_c + h_m + 2h_{\text{пл}}}. \quad (20)$$

**Таблица 2. Коэффициенты местных сопротивлений для различных степеней сужения воздушных каналов**

$\frac{F_0}{F_1}$	Число Рейнольдса, Re											
	$5 \cdot 10^2$			$10^3$			$2 \cdot 10^3$			$3 \cdot 10^3$		
	$\xi_{\text{суж}}$	$\xi_{\text{рас}}$	$\xi_{\text{рс}}$	$\xi_{\text{суж}}$	$\xi_{\text{рас}}$	$\xi_{\text{рс}}$	$\xi_{\text{суж}}$	$\xi_{\text{рас}}$	$\xi_{\text{рс}}$	$\xi_{\text{суж}}$	$\xi_{\text{рас}}$	$\xi_{\text{рс}}$
0,1	0,82	1,70	2,52	0,64	2,00	2,64	0,50	1,60	2,10	0,65	1,00	1,65
0,2	0,70	1,30	2,00	0,50	1,60	2,10	0,40	1,25	1,65	0,50	0,70	1,20
0,3	0,60	1,10	1,70	0,44	1,30	1,74	0,30	0,95	1,25	0,42	0,60	1,02
0,4	0,50	0,85	1,35	0,35	1,05	1,40	0,25	0,80	1,05	0,35	0,40	0,75
0,5	0,42	0,65	1,07	0,30	0,90	1,20	0,20	0,65	0,85	0,30	0,30	0,60
0,6	0,35	0,40	0,75	0,24	0,60	0,84	0,15	0,50	0,65	0,25	0,20	0,45

При использовании в формулах реальных значений сечения каналов и пластин, а также скоростей потоков воздуха, получаем, что критерий Рейнольдса находится в диапазоне (500; 3000), степень сужения – в диапазоне (0,2; 0,3). Эти диапазоны выделены в таблице 2. Значения коэффициентов «р – с» можно аппроксимировать, используя следующую формулу:

$$\xi_{\text{рс}} = \left( 0.9435 \cdot 10^{-10} Re^3 - 0.5335 \cdot 10^{-6} Re^2 + 0.0007 Re + 0.694 \right) / \left( \frac{F_0}{F_1} \right)^{0.5}. \quad (21)$$

Подставляя значение  $Re = \frac{V2h}{\nu}$ , получаем

$$\xi_{\text{рс}} = \left( 265893h^3V^3 - 10644h^2V^2 + 98.875hV + 0.694 \right) / \left( \frac{F_0}{F_1} \right)^{0.5}. \quad (22)$$

Представленные выше формулы позволяют определить общие потери давления в «сухих» каналах

$$\Delta P_c = 217 \cdot \frac{L \cdot V_c}{h_c^2} \cdot 10^{-6} + \left( 265893h_c^3V_c^3 - 10644h_c^2V_c^2 + 98.875h_cV_c + 0.694 \right) / \left( \frac{h_c}{h_c + h_m + 2h_{\text{пл}}} \right)^{0.5} \cdot \frac{\rho V_c^2}{2}. \quad (23)$$

В «мокрых» каналах к указанным сопротивлениям добавляется сопротивление при повороте потока на  $90^\circ$  при выходе из охладителя

$$\Delta P_{\text{пов}} = \xi_{\text{пов}} \cdot \frac{\rho \cdot V_M^2}{2}, \quad (24)$$

где  $\xi_{\text{пов}}$  определяется по формуле  $\xi_{\text{пов}} = 0.95 \sin^2 \frac{\pi}{4} + 2.05 \cos^2 \frac{\pi}{4} = 1$ .

Таким образом, общие потери давления в «мокрых» каналах принимают вид

$$\Delta P_M = 217 \cdot \frac{L \cdot V_M}{h_M^2} \cdot 10^{-6} + (265893 h_M^3 V_M^3 - 10644 h_M^2 V_M^2 + 98.875 h_M V_M + 0.694) / \left( \frac{h_M}{h_c + h_M + 2h_{\text{пл}}} \right)^{0.5} \cdot \frac{\rho V_M^2}{2} + \frac{\rho V_M^2}{2}. \quad (25)$$

Эти потери давления можно приравнять, тогда

$$\Delta P_c = \Delta P_M. \quad (26)$$

Выведенное выше оптимальное по холодопроизводительности перераспределение потоков  $k = \frac{G_c}{G_M} = \frac{V_c h_c}{V_M h_M}$  даёт возможность получения уравнения

$$V_c h_c = k V_M h_M. \quad (27)$$

На рисунке 3 представлен график зависимости значений сечения «мокрых» каналов от коэффициента перераспределения потоков.

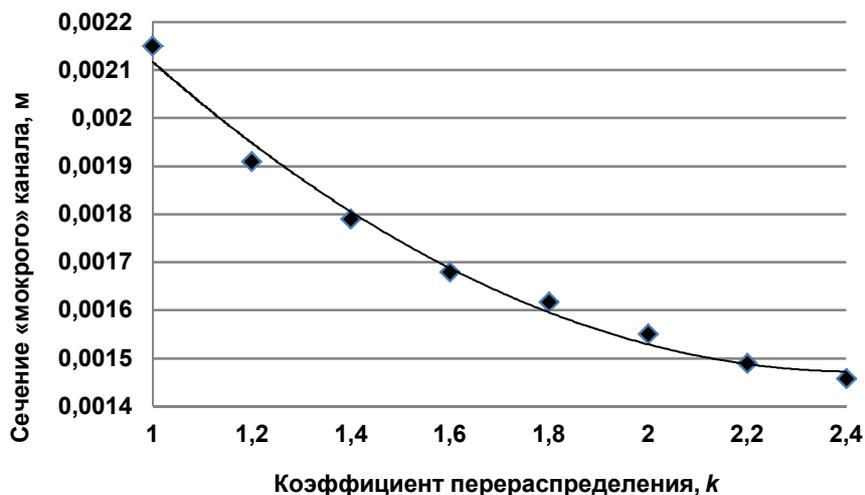


Рис. 3. Зависимость сечения «мокрого» канала от коэффициента распределения воздушных потоков

При заданных значениях сечения «сухих» каналов и скорости в них численное решение системы уравнений, представленной формулами (26) и (27), позволяет при фиксированной величине перераспределения потоков определить необходимое сечение «мокрых» каналов.

К примеру, при значении коэффициента перераспределения потоков  $k = 2$ , длине каналов  $L = 0,4$  м, скорости  $V_c = 4$  м/с, сечения «сухих» каналов  $h_c = 0,0002$  м сечения «мокрых» каналов должны быть равными  $h_M = 0,000155$  м.

Таким образом, приведённый выше подход позволяет подобрать наиболее рациональные геометрические параметры испарительных насадок косвенно-испарительных охладителей без значительного увеличения их стоимости и усложнения конструкции.

## Библиографический список

1. Анисимов С.М. Влияние параметров наружного воздуха на эффективность работы перекрестно-точного теплообменника косвенно-испарительного типа / С.М. Анисимов, Д. Панделидис, В.И. Полушкин // Вестник гражданских инженеров. – 2012. – № 4 (33). – С. 179–187.
2. Архипцев А.В. Эффективная система вентиляции / А.В. Архипцев, И.Ю. Игнаткин, М.Г. Курячий // Вестник НГИЭИ. – 2013. – № 8 (27). – С. 10–15.
3. Водоиспарительное и комбинированное охлаждение воздуха / С.А. Гаранов, А.А. Жаров, Д.А. Пантеев, А.Н. Соколик // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2013. – № 1 (13). – С. 40.
4. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н.Б. Варгафтик. – Москва : Наука, 1972. – 420 с.
5. Емельянов А.Л. Гибридная испарительно-компрессионная установка кондиционирования воздуха / А.Л. Емельянов, К.М. Горбатов, С.А. Гаранов // Вестник Международной академии холода. – 2013. – № 4. – С. 34–37.
6. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – Москва : Машиностроение, 1992. – 672 с.
7. Игнаткин И.Ю. Универсальная установка обеспечения микроклимата / И.Ю. Игнаткин, В.В. Кирсанов // Вестник НГИЭИ. – 2016. – № 8 (63). – С. 110–116.
8. Игнаткин И.Ю. Математическая модель водоиспарительного охлаждения с орошаемыми поверхностями / И.Ю. Игнаткин // Вестник НГИЭИ. – 2016. – № 6 (61). – С. 23–30.
9. Исследование воздухоохладителя косвенно-испарительного типа с дисперсной насадкой / А.В. Бараков, В.Ю. Дубанин, Д.А. Прутских, А.М. Наумов // Промышленная энергетика. – 2010. – № 11. – С. 37–40.
10. Кузьмин М.С. Энергосбережение при интенсификации теплообмена в системах кондиционирования зданий / М.С. Кузьмин // Academia. Архитектура и строительство. – 2015. – № 2. – С. 120–124
11. Майсоценко В.С. Тепломассообмен в регенеративных косвенно-испарительных воздухоохладителях / В.С. Майсоценко // Известия вузов. Строительство и архитектура. – 1987. – № 10. – С. 91–96.
12. Шацкий В.П. Моделирование процессов косвенно-испарительного охлаждения воздуха в МЭС / В.П. Шацкий, В.А. Гулевский // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2006. – № 13. – С. 142–149.
13. Шацкий В.П. Об эффективности применения водоиспарительных охладителей в птицеводческих помещениях / В.П. Шацкий, В.А. Гулевский, Ж.В. Высоцкая // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2004. – № 9. – С. 171–175.
14. Anisimov S. Numerical Study of the Maisotsenko Cycle Heat and Mass Exchanger / S. Anisimov, D. Pandelidis // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2014. – Vol. 75. – Pp. 75–96.
15. Chengqin R. An Analytical Model for the Heat and Mass Transfer Processes in Indirect Evaporative Cooling with Parallel/Counter Flow Configurations / R. Chengqin, Y. Hongxing // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2006. – Vol. 49, No. 3. – Pp. 617–627.
16. Fakhrabadi F. Optimal Design of a Regenerative Heat and Mass Exchanger for Indirect Evaporative Cooling / F. Fakhrabadi, F. Kowsary // Applied Thermal Engineering. – 2016. – Vol. 102. – Pp. 1384–1394.
17. Indirect Evaporative Cooling: Past, Present and Future Potentials / Z. Duan, C. Zhan, X. Zhang, M. Mustafa, X. Zhao, B. Alimohammadisagvand, A. Hasan // Renewable and Sustainable Energy. – 2012. – Vol. 16. – Pp. 6823–6850.
18. Kandlikar S.G. Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Micro-channels / S.G. Kandlikar, S. Garimella, D. Li, M.R. King. – Oxford : Elsevier Science, 2011. – 472 p.
19. Shackiy V.P. Cooling of the sealed volumes using water evaporation coolers / V.P. Shackiy, V.A. Gulevskij // Russian Journal of Building Construction and Architecture. – 2017. – No. 4 (36). – Pp. 70–76.
20. Shatsky V.P. Joint modelling of heat and mass transfer and aerodynamic processes in evaporative water coolers / V.P. Shatsky, V.A. Gulevsky, A.S. Chesnokov // Scientific Herald of the Voronezh State University of Architecture and Civil Engineering. Construction and Architecture. – 2012. – No. 3 (15). – С. 26–32.

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

### Принадлежность к организации

Владимир Павлович Шацкий – доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой математики и физики ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», Россия, г. Воронеж, e-mail: main@agroeng.vsau.ru.

Вячеслав Анатольевич Гулевский – доктор технических наук, профессор кафедры математики и физики ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», Россия, г. Воронеж, e-mail: gulevsky\_va@inbox.ru.

Дата поступления в редакцию 14.11.2020

Дата принятия к печати 24.12.2020

## AUTHOR CREDENTIALS

### Affiliations

Vladimir P. Shatsky, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Head of the Dept. of Mathematics and Physics, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Russia, Voronezh, e-mail: main@agroeng.vsau.ru.

Vyacheslav A. Gulevsky, Doctor of Engineering Sciences, Professor, the Dept. of Mathematics and Physics, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Russia, Voronezh, e-mail: gulevsky\_va@inbox.ru.

Received November 14, 2020

Accepted after revision December 24, 2020