

- уменьшение содержания парниковых газов в атмосфере,
- выработку тепла и электроэнергии с меньшими парниковыми выбросами,
- создание новых рабочих мест для изготовления и эксплуатации установок.

УДК 622.413 : 622.925

Канд. техн. наук И.Ф. Чемерис,
канд. техн. наук Ю.И. Оксень
(ИГТМ НАН Украины)
канд. техн. наук Б.В. Бокий
(шахта им. А.Ф. Засядько)

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ПОТЕНЦИАЛА ШАХТНОЙ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СТРУИ

Запропоновано теплову схему на базі форсункових камер, в якій використовується тепло шахтного вентиляційного струменя для підігріву повітря, що поступає в шахту. Розроблено методику розрахунку параметрів схеми. На прикладі Східного промйайданчика шахти ім. О.Ф. Засядько визначено техніко-економічні показники. Показано, що навіть при температурі навколишнього повітря -30°C схема забезпечує необхідну температуру повітря, що поступає в шахту.

USE OF THE ENERGY POTENTIAL OF THE MINE VENTILATING JET

The thermal circuit based on sprayer chambers in which the warm of mine ventilating jet is used for air heating incoming in mine is offered. The design procedure of parameters of the circuit is developed. By the example of East payable area of mine named by A. F. Zasjadko determines technical and economic rates. It is shown, what even at air temperature -30°C the circuit provides necessary air temperature incoming in mine.

Одним из существенных резервов энергосбережения является использования вторичного и бросового тепла промышленных предприятий, в том числе угольных шахт, на которых мощным источником бросового тепла является исходящая вентиляционная струя.

В условиях шахт потребителем этого тепла может быть струя свежего воздуха, подаваемого в шахту на проветривание выработок. Для предупреждения обледенения стволов Правила безопасности [1] требуют обеспечить предварительный подогрев этого воздуха до температуры, не ниже $+2^{\circ}\text{C}$. С этой целью обычно применяют калориферы, обогреваемые паром или горячей водой [2, 3], для получения которых в котельной установке расходуется значительное количество топлива. Известны технические решения по передаче тепла от исходящей струи к струе свежего воздуха с помощью термосифонов [4], теплообменников поверхностного типа [5], теплонасосной установки [6], однако на практике они не были реализованы. Их недостатки состоят в том, что входящие в состав указанных установок поверхностные теплообменные аппараты характеризуются высокими термическим и аэродинамическим сопротивлениями, а также склонностью к загрязнению наружной поверхности

при работе на запыленной исходящей струе, вследствие чего увеличиваются как термическое, так и аэродинамическое сопротивление аппаратов.

В отличие от известных технических решений, предлагаемое основывается на применении форсуночных камер, теплообменных аппаратов контактного типа, для отбора тепла у исходящей струи и передаче его воздуху, поступающему в шахту. Целесообразность применения их вместо теплообменников поверхностного типа обусловлена тем, что за счет высокой дисперсности разбрызгиваемой воды обеспечивается большая поверхность контакта ее с воздухом; интенсивность теплообмена возрастает за счет массообменных процессов – испарения воды и конденсации водяного пара; форсуночные камеры имеют малое аэродинамическое сопротивление (до 200 Па); непосредственный контакт воды с запыленным воздухом способствует очищению воздуха от пыли и улучшению экологии окружающей среды. Кроме того, форсуночные камеры отличаются простотой конструкции и незначительной металлоемкостью.

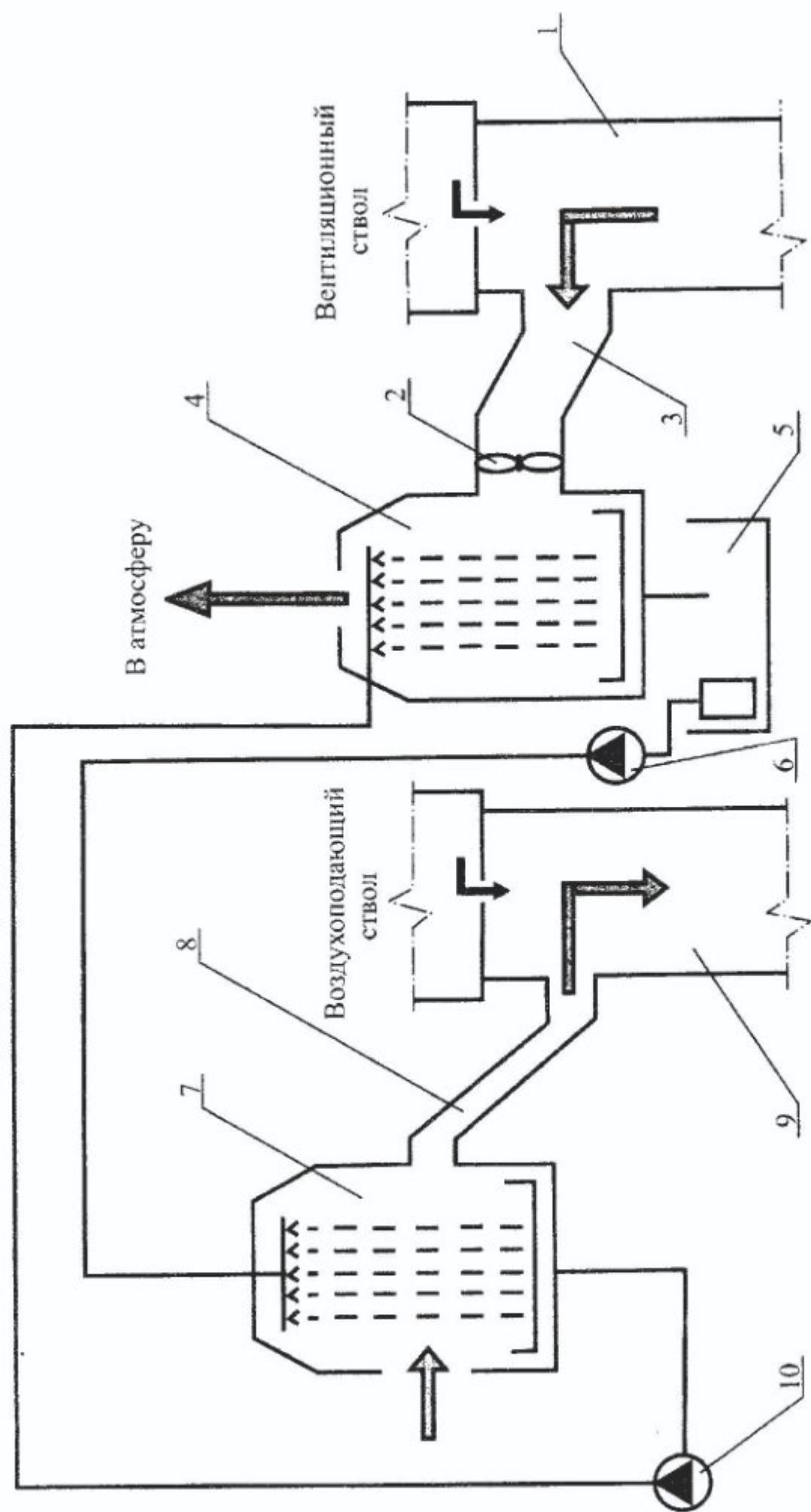
Схема предлагаемой теплоиспользующей установки приведена на рисунке. Теплый воздух из ствола 1 главной вентиляционной установкой 2 удаляется в атмосферу через вентиляционный канал 3. Проходя через форсуночную камеру 4, воздух охлаждается, очищается от пыли в результате контакта с каплями воды и сбрасывается в атмосферу. Нагретая вода стекает в поддон 5, откуда насосом 6 перекачивается на вход форсуночной камеры 7 воздухоподающего ствола 9. Здесь нагретая вода отдает полученное тепло воздуху свежей струи, которая через калориферный канал 8 попадает в воздухоподающий ствол 9. Охлажденная вода при помощи циркуляционного насоса 10 возвращается к форсуночной камере 4 на исходящей струе.

Существует несколько методов расчета процессов тепломассообмена, протекающих в форсуночных камерах, основанных на эмпирическом подходе [7-9]. Наиболее обоснованным теоретически является метод Е.И. Андреева [9], основанный на аналогии процессов тепло- и массообмена, которая характеризуется равенством коэффициентов относительной интенсивности теплообмена Δ_t и массообмена Δ_d , т.е.

$$\Delta_d = \Delta_t, \quad (1)$$

определяемых отношениями средних за процесс движущих сил к максимальным

$$\Delta_t = \frac{\Delta t_{m.m.}}{\Delta t_{0.m.}}, \quad (2)$$



1 – вентиляционный ствол, 2 – вентилятор, 3 – вентиляционный канал, 4, 7 – форсуночные камеры, 5 – поддон осветлитель, 6, 10 – циркуляционные насосы, 8 – калориферный канал, 9 – воздухоподающий ствол.

Рисунок – Схема установки для утилизации тепла шахтной вентиляционной струи

$$\Delta d = \frac{\Delta d_m}{\Delta d_0}. \quad (3)$$

Средние значения температурного $\Delta t_{m.m}$ и концентрационного Δd_m напоров рассчитываются как средние арифметические:

$$\Delta t_{m.m} = \frac{t_{1.m} + t_{2.m}}{2} - \frac{t_{ж.н} + t_{ж.к}}{2}; \quad (4)$$

$$\Delta d_m = \frac{d_{1.m} + d_{2.m}}{2} - \frac{d_1 + d_2}{2}, \quad (5)$$

где $t_{1.m}$ и $t_{2.m}$ – начальная и конечная температура газа в аппарате по мокрому термометру, °С; $t_{ж.н}$ и $t_{ж.к}$ – начальная и конечная температура жидкости, °С; $d_{1.m}$ и $d_{2.m}$ – влагосодержание газа при температурах соответственно $t_{1.m}$ и $t_{2.m}$; d_1 и d_2 – начальное и конечное влагосодержание газа.

Максимальные значения напоров определяются по формулам

$$\Delta t_{0.m} = t_{ж.н} - t_{1.m}, \quad (6)$$

$$\Delta d_0 = d_{1.m} - d_1. \quad (7)$$

Коэффициент интенсивности тепломассообмена определяется начальной и конечной температурами газа по мокрому термометру

$$Km = \frac{t_{ж.н} - t_{2.m}}{t_{ж.к} - t_{1.m}} \quad (8)$$

и может быть вычислен по критериальному уравнению, которое для серийно изготавливаемых форсуночных камер ОКФ центральных кондиционеров типа КТЦ имеет вид

$$Km = 8,85 Re^{-0,29} Bm_1^{-0,77}, \quad (9)$$

где Re – число Рейнольдса; Bm_1 – критерий подобия тепловых эквивалентов жидкости и газа.

Тогда конечная температура газа по мокрому термометру

$$t_{2.m} = t_{ж.к} - (t_{ж.н} - t_{1.m}) Km. \quad (10)$$

При расчете числа Рейнольдса в качестве характерного размера принимается диаметр форсунки d_ϕ , а в качестве характерной скорости – скорость истечения жидкости из форсунки w_ϕ . В качестве вязкости используется вязкость газа ν_{z1} при его начальной температуре t_{z1} . Таким образом

$$Re = \frac{w_\phi d_\phi}{\nu_{z1}} = \frac{4G_\phi}{\pi \rho_{ж} \nu_{z1} d_\phi}, \quad (11)$$

где G_ϕ – расход через форсунку, кг/с; $\rho_{ж}$ – плотность жидкости, кг/м³.

По физическому смыслу число Bm_1 представляет собой отношение теплового эквивалента системы “влажный газ-жидкость” к тепловому эквиваленту одного из агентов (газа)

$$Bm_1 = \frac{G_{ж} c_{pж} + G_z c_{pz}}{G_z c_{pz}}, \quad (12)$$

где G_z и $G_{ж}$ – массовые расходы сухого газа и жидкости в аппарате, кг/с; $c_{pж}$ и c_z – теплоемкость жидкости и средняя теплоемкость газа, приведенная к единице массы сухого газа и разности температур по мокрому термометру ($t_{2м} - t_{1м}$), Дж/(кг·°C);

Средняя теплоемкость влажного газа

$$c_z = c_{pz} + \frac{c_n (d_{2м} t_{2м} - d_{1м} t_{1м})}{t_{2м} - t_{1м}} + r_0 \frac{d_{2м} - d_{1м}}{t_{2м} - t_{1м}} = c_{pe} + r_0 \frac{\Delta d_{z,м}}{\Delta t_{z,м}}, \quad (13)$$

где c_{pz} – изобарная теплоемкость сухого газа, Дж/(кг·°C); c_n – изобарная теплоемкость водяного пара, Дж/(кг·°C); c_{pe} – теплоемкость влажного насыщенного газа, Дж/(кг·°C); r_0 – удельная теплота парообразования жидкости, Дж/кг; $\Delta t_{z,м}$ и $\Delta d_{z,м}$ – приращение температуры газа по мокрому термометру и соответствующее ему приращение влагосодержания.

При практических расчетах критерий Bm_1 вычисляется при начальной температуре газа по мокрому термометру $t_{1м}$. В этом случае

$$c_{pe} = c_{pz} + c_n d_{1м}, \quad (14)$$

$$\frac{\Delta d_{z,м}}{\Delta t_{z,м}} = \lim_{\substack{t_{1м} \rightarrow t_{1м}^* \\ d_{1м} \rightarrow d_{1м}^*}} \frac{\Delta d_{z,м}}{\Delta t_{z,м}} \approx \frac{\Delta d_R}{\Delta t_R}, \quad (15)$$

где $\Delta t_R = t_{1,мR} - t_{1,м} = 1^\circ\text{C}$ – расчетная разность температур; $\Delta d_R = d_{1,мR} - d_{1,м}$ – расчетная разность влагосодержаний, соответствующих температурам $t_{1,мR}$ и $t_{1,м}$.

При использовании величин:

– коэффициента испарения

$$Ke = \frac{r_0 \Delta d_R}{c_{pв} \Delta t_R}; \quad (16)$$

– отношения тепловых эквивалентов жидкости и влажного газа

$$Bw_n = \frac{G_{ж} c_{pж}}{G_z c_{pв}} = B \frac{c_{pж}}{c_{pв}}, \quad (17)$$

где B – коэффициент орошения, равный отношению массовых расходов жидкости и газа

$$B = \frac{G_{ж}}{G_z}, \quad (18)$$

определяются критерии

$$Bm = \frac{Bw_n}{1 + Ke}, \quad (19)$$

$$Bm_1 = Bm + 1. \quad (20)$$

В соответствии с рассмотренной математической моделью, расчет режима работы форсуночной камеры при известных начальных температуре t_1 и относительной влажности воздуха φ_1 , его давлении p_1 , объемном расходе V_z , начальной температуре воды $t_{жн}$, коэффициенте орошения B , а также конструктивных параметрах камеры (диаметре форсунок d_ϕ , числе рядов z и плотности их расположения в ряду n_ϕ , площади проходного сечения камеры по воздуху F_k), производится по следующему алгоритму.

Рассчитывается давление насыщенного водяного пара при температуре t_1

$$p_{н1} = 133,32 \cdot 10^{\frac{8,12t_1 - 156}{t_1 + 236}}, \quad (21)$$

парциальное давление пара в воздухе

$$p_{н1} = \varphi_1 p_{н1}, \quad (22)$$

начальное влагосодержание, энтальпия, плотность воздуха

$$d_1 = 0,622 \frac{p_{n1}}{p_1 - p_{n1}}, \quad (23)$$

$$I_1 = c_{p2} t_1 + (r_0 + c_n) d_1, \quad (24)$$

$$\rho_{z1} = 2,17 \cdot 10^{-3} \frac{p_1}{t_1 + 273} \cdot \frac{1 + d_1}{0,622 + d_1},$$

его кинематическая вязкость при температуре от -20 до $+140$ °C

$$\nu_{z1} = (0,1455 t_1 + 6,7) \frac{p_0}{p_1} \cdot 10^{-6}, \quad (25)$$

где $p_0 = 98000$ Па.

В результате решения системы уравнений

$$p_{n1,м} = 133,32 \cdot 10^{\frac{8,12 t_{1,м} + 156}{t_{1,м} + 236}} \quad (26)$$

и

$$t_{1,м} = t_1 - \frac{p_{n1,м} - p_{n1}}{0,007 p_1} \quad (27)$$

находятся температура мокрого термометра $t_{1,м}$ и соответствующее ей давление насыщенного водяного пара $p_{n1,м}$, после чего определяется влагосодержание насыщенного воздуха, соответствующее температуре $t_{1,м}$

$$d_{1,м} = 0,622 \frac{p_{n1,м}}{p_1 - p_{n1,м}}. \quad (28)$$

Рассчитывается парциальное давление и влагосодержание насыщенного воздуха при температуре

$$t_{1,мR} = t_{1,м} + 1, \quad (29)$$

$$p_{n1,мR} = 133,32 \cdot 10^{\frac{8,12 t_{1,мR} + 156}{t_{1,мR} + 236}}, \quad (30)$$

$$d_{1,мR} = 0,622 \frac{P_{н1,мR}}{P_1 - P_{н1,мR}} \quad (31)$$

По формулам (15), (14) и (13) рассчитывается теплоемкость c_z .
Массовые расходы воздуха и воды определяются как

$$G_z = \rho_{z1} V_z F_K, \quad (32)$$

$$G_{жс} = B G_z, \quad (33)$$

и определяется расход воды через форсунку

$$G_\phi = \frac{G_{жс}}{z n_\phi F_K} \quad (34)$$

По формуле (11) рассчитывается число Re. По формулам (16-20), последовательно рассчитываются Ke , Bw_n , Bm , Bm_1 и по уравнению (9) коэффициент интенсивности тепломассообмена Km , после чего по формуле (10) определяется конечная температура воздуха по мокрому термометру $t_{2,м}$.

Далее рассчитывается давление насыщенного водяного пара и влагосодержание насыщенного влажного воздуха при температуре $t_{2,м}$

$$P_{н2,м} = 133,32 \cdot 10^{\frac{8,12 t_{2,м} + 156}{t_{2,м} + 236}}, \quad (35)$$

$$d_{2,м} = 0,622 \frac{P_{н2,м}}{P_1 - P_{н2,м}} \quad (36)$$

Конечная энтальпия влажного воздуха I_2 , тепловой поток в аппарате Q и конечная температура воды $t_{жс,к}$ определяются из выражений

$$I_2 = c_{pz} t_{2,м} + (r_0 + c_n) d_{2,м}, \quad (37)$$

$$Q = G_z (I_1 - I_2), \quad (38)$$

$$t_{жс,к} = t_{жс,н} + \frac{Q}{G_{жс} c_{pжс}} \quad (39)$$

По формулам (4), (6), (2), (1), (7) рассчитываются величины $\Delta t_{m,m}$, $\Delta t_{0,m}$, Δt , Δd , Δd_0 , после чего определяется влагосодержание d_2 .

Если $\Delta t \leq 0,5$, то принимается $d_2 = d_{2,m}$, в противном случае

$$d_2 = d_{2,m} - \Delta d_0(2\Delta t - 1). \quad (40)$$

Рассчитывается температура воздуха на выходе из камеры t_2 и количество переданной от одной среды к другой массы пара G_n :

$$t_2 = \frac{I_2 - r_0 d_2}{c_{pz} + c_n d_2}, \quad (41)$$

$$G_n = G_e(d_2 - d_1). \quad (42)$$

При работе форсуночных камер в составе теплоиспользующей установки известными являются начальные температура и влажность греющего и нагреваемого воздуха. Для систем камер, установленных на исходящей и свежей струях, пренебрегая изменением температуры воды в трубопроводах между камерами, можно записать функциональные зависимости конечной температуры воды от начальной

$$t_{ж2} = f_1(t_{ж1}, A_{исх}), \quad (43)$$

$$t_{ж1} = f_2(t_{ж2}, A_{св}), \quad (44)$$

где $t_{ж1}$ и $t_{ж2}$ — температуры воды на входе в камеры, установленные соответственно на исходящей на свежей струях, °C; $A_{исх}$ и $A_{св}$ — векторы параметров, определяющих условия протекания процессов тепломассообмена в камерах.

В результате совместного решения уравнений (43) и (44) определяются температуры $t_{ж1}$, $t_{ж2}$ и другие параметры, характеризующие режим работы форсуночных камер: конечные температура и влажность греющего и нагреваемого воздуха и тепловая мощность установки. В связи с нелинейностью уравнений (43) и (44) их решение производится численным методом дихотомии. Затем рассчитывается гидравлический режим установки. Расчет реализован в виде компьютерной программы, составленной на языке Object Pascal в системе программирования Delphi-6.

В качестве примера были выполнены расчеты по определению параметров установки для утилизации тепла исходящей вентиляционной струи в условиях Восточной промплощадки шахты им. А.Ф. Засядько. Исходные данные определены для условий передачи тепла от струи, исходящей из восточного

вентиляционного ствола № 1, к воздуху, поступающему в восточный воздухоподающий ствол № 2.

Расход обрабатываемого воздуха на исходящей струе равен $400 \text{ м}^3/\text{с}$; на свежей струе – $240 \text{ м}^3/\text{с}$; подсосы воздуха через надшахтное здание к исходящей струе – $40 \text{ м}^3/\text{с}$; к свежей – $10 \text{ м}^3/\text{с}$; мощность вентилятора – 2940 кВт ; температура исходящего воздуха в вентиляционном стволе – 27°C ; относительная влажность – $0,8$; относительная влажность наружного (атмосферного) воздуха – $0,9$; диапазон изменения его температуры – $0 \dots -30^\circ\text{C}$; длина трубопровода между системами камер – 250 м . К установке приняты форсуночные камеры типа ОКФ-3-250 центральных кондиционеров КТЦ-3, серийно изготавливаемые ОАО "Интеркондиционер" (г. Харьков). Камеры имеют следующие технические характеристики [7]: номинальный расход воздуха – $69,4 \text{ м}^3/\text{с}$; размеры проходного сечения по воздуху – $5,0 \times 5,0 \text{ м}$; число форсунок – 624 ; диаметр отверстий в форсунках – $3,5 - 5,5 \text{ мм}$. Для обработки заданного количества исходящего из шахты воздуха принято 6 форсуночных камер, а свежего – 4 камеры.

Выполненные расчеты показали, что с уменьшением диаметра отверстий и увеличением расхода воды утилизируемая тепловая мощность и конечная температура нагреваемого воздуха увеличиваются. Однако при этом возрастают также потери давления на форсунках и мощность насосов, обеспечивающих циркуляцию воды в установке. С увеличением расхода воды рост температуры нагреваемого воздуха и утилизируемой тепловой мощности замедляется. Мощность же, потребляемая насосами, напротив, резко возрастает, по закону, близкому к кубической параболе. В литературе [7-9] перепад давления на форсунках Δp_f рекомендуется принимать в пределах от $0,1$ до $0,25 \text{ МПа}$, а соотношение между массовыми расходами воды и воздуха (коэффициент орошения) B – в пределах от $0,5$ до $2,0$. Таким образом, при выборе значений расхода воды и диаметра форсунок исходим не только из условия обеспечения необходимого нагрева воздуха, поступающего в шахту, и минимизации затрачиваемой электрической мощности, но также учитываем указанные выше ограничения на область изменения параметров Δp_f и B , в которой имеет место эффективный теплообмен между воздухом и водой.

Многовариантные расчеты, выполненные при различных начальных температурах нагреваемого воздуха, и анализ полученных тепловых и гидравлических режимов работы установки показал, что:

- установка позволяет обеспечить необходимый нагрев воздуха, поступающего в шахту, до $+2^\circ\text{C}$ даже при снижении его начальной температуры до -30°C ;
- диаметр отверстий форсунок в камерах, установленных на исходящей струе, рационально принять равным 5 мм , на свежей – 7 мм , а расход воды – изменять в зависимости от температуры атмосферного воздуха в пределах от 320 до 460 кг/с .

Регулирование расхода может быть осуществлено включением в работу различных насосов, либо изменением частоты вращения их рабочих колес. В

таблице приведены результаты расчета тепловых режимов установки. Как видно из таблицы, при расходе воды 320 кг/с необходимый нагрев воздуха обеспечивается при снижении его начальной температуры до -15°C . При температурах от -15 до -30°C необходимо увеличивать расход воды до 460 кг/с.

Эффект от применения теплоиспользующей установки по сравнению с существующим способом обогрева стволов с помощью калориферной установки состоит в отсутствии затрат на тепло. Расчет потребности в тепле для обогрева восточного воздухоподающего ствола № 2 шахты им. А.Ф. Засядько с помощью калориферной установки по интервалам зимних температур показал, что суммарная годовая потребность в тепле составит 9418000 кВт·ч, или 8119 Гкал. Затраты на тепло при удельной стоимости в условиях шахты им. А.Ф. Засядько 100,0 грн./Гкал составят 812 тыс. грн./год.

Таблица – Данные о расчетных режимах форсуночных камер

Параметры	Расход воды 320 кг/с		Расход воды 460 кг/с	
	Исходящая струя	Свежая струя	Исходящая струя	Свежая струя
На входе в камеры:				
температура воздуха, $^{\circ}\text{C}$	28,5	$-15,0$	27,0	$-30,0$
влажность	0,01674	0,00096	0,01667	0,00025
температура воды, $^{\circ}\text{C}$	5,0	11,8	3,6	10,9
На выходе из камер:				
температура воздуха, $^{\circ}\text{C}$	20,6	3,8	15,8	3,3
влажность	0,01301	0,00508	0,01051	0,00493
температура воды, $^{\circ}\text{C}$	11,8	5,0	10,9	3,6
Коэффициент орошения	0,62	1,03	0,89	1,48
Расход воздуха на одну камеру, $\text{м}^3/\text{с}$	66,7	60,0	66,7	60,0
Потери давления на форсунках, МПа	0,101	0,131	0,214	0,28
Утилизируемая тепловая мощность, кВт	9084,4		14045,7	
Потребляемая мощность насосов, кВт	224,7		578,0	
Температура воздуха, подаваемого в шахту, $^{\circ}\text{C}$	3,1		2,0	

Капитальные затраты по установке включают в себя затраты на приобретение и монтаж оборудования (форсуночных камер, насосов, трубопроводов) и строительство зданий форсуночных камер. Стоимость 10 форсуночных камер равна 630 тыс. грн, стоимость двух насосов с регулируемым приводом 80 тыс. грн, стоимость 250 м двухтрубной трассы из труб диаметром 400 мм равна 520 тыс. грн. Стоимость зданий форсуночных камер принимаем равной (на основании аналогов проектов института «Днепрогипрошахт») 400 тыс. грн. Капитальные затраты по установке составят 1630 тыс. грн.

Элементами дополнительных эксплуатационных затрат по теплоиспользующей установке являются амортизационные отчисления, затраты

на ремонт, заработная плата и электроэнергия. По установке амортизационные отчисления составят 49,3 тыс. грн./год. Годовой расход электроэнергии при работе установки в двух режимах (первом – продолжительностью 2200 ч при температурах атмосферного воздуха +2...–15°C с расходом воды 320 кг/с и потребляемой мощностью 225 кВт – и втором – продолжительностью 222 ч при температурах воздуха – 15...–30°C с расходом воды 460 кг/с и потребляемой мощностью 578 кВт) составит 623 тыс. кВт·ч. Затраты на электроэнергию при тарифе 0,2 грн/кВт·ч составят 124,6 тыс. грн./год. Для обслуживания и ремонта установки предусматривается увеличение числа рабочих на двух слесарей с окладом 800 грн. в месяц. Тогда фонд заработной платы с начислениями составит 28,8 тыс. грн./год. Годовые эксплуатационные расходы равны 202,7 тыс. грн. Срок окупаемости капитальных затрат составит 2,67 года.

При расчете экономической эффективности учтены, однако, не все факторы. Форсуночные камеры, установленные на свежей струе, можно использовать в летнее время в составе установки кондиционирования воздуха, подаваемого в шахту. Тогда затраты по этой системе камер можно отнести к затратам на кондиционирование. Кроме того, можно учесть возможность использования электроэнергии, вырабатываемой энергокомплексом, создающимся на базе газопоршневых установок, себестоимость которой составляет 0,05 грн./кВт·ч. В этом случае капитальные затраты составят 1178 тыс. грн., а годовые амортизационные отчисления, стоимость электроэнергии и эксплуатационные расходы – соответственно 37,0; 31,2 и 97,0 тыс. грн. Срок окупаемости капитальных затрат снизится до 1,65 года.

Полученные результаты свидетельствуют о перспективности и технико-экономической целесообразности применения энергосберегающей технологии утилизации бросового тепла шахтной исходящей вентиляционной струи с использованием форсуночных камер для подогрева воздуха, поступающего в шахту.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Правила безопасности в угольных и сланцевых шахтах. – М.: Недра, 1986. – 447 с.
2. Руководство по проектированию вентиляции угольных шахт / МакНИИ; Утв. Минуглепромом СССР 15.08.1989. – Макеевка-Донбасс, 1989. – 320 с.
3. Шемаханов М.М. Отопление шахтных стволов. – М.: Госгортехиздат, 1960. – 204 с.
4. А.с. 1432245. (СССР). Устройство для подогрева шахтного воздуха / В.Г. Франк, Ю.И. Левиант, Г.В. Ляхович, Т.И. Пирич. – БИ №39, 1988.
5. А.с. 1378463. (СССР). Шахтная установка кондиционирования воздуха / В.Б. Скрыпников, В.С. Мочков, В.И. Могилевский, Ю.В. Наннес – БИ №8, 1988.
6. Зимин Л.Б. Теплонасосная утилизация энергии исходящих вентиляционных потоков угольных шахт // Промышленная теплотехника. – 2004. – Т.26. – № 3. – С. 68-76.
7. Кокорин О.Я. Установки кондиционирования воздуха. – М.: Машиностроение, 1978. – 265 с.
8. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Высшая школа, 1971. – 460 с.
9. Андреев Е.И. Расчет тепло- и массообмена в контактных аппаратах. – Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1985. – 192 с.