

Дальнейшее снижение уровня шума до 65–70 Дб достигается за счет присоединения к выходному фланцу глушителя унифицированной конструкции. Положительно влияют на уменьшение шумности также снижение рабочего давления на входе и подача воды внутрь ВТ.

Результаты проведенных разработок показали, что типоразмерный ряд вихревых технологических кондиционеров может быть использован для технического кондиционирования строящихся и ремонтируемых судов.

УДК 622.822.022.54(088.8)

Г.П.Герасименко, В.Г.Герасименко, Г.А.Епутаев

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ШАХТНЫХ ВИХРЕВЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

Характерными особенностями параметров микроклимата в горных тупиковых выработках на глубоких горизонтах являются значительные тепловыделения в окружающую среду и высокое влагосодержание воздуха с относительной влажностью, достигающей 94–98%.

Согласно правилам безопасности в угольных и сланцевых шахтах температура воздуха в очистных, подготовительных и других действующих подземных выработках не должна превышать 299К при относительной влажности воздуха до 90% и 298К – свыше 90%. Температурный перепад в местах охлаждения воздуха может достигать $\Delta t = 23$ – 16 К. Но в зоне работы людей температурный перепад вентиляционного потока воздуха рекомендуется не выше 5К [3].

В этих условиях при охлаждении воздуха в охладителях пароконпрессорных кондиционеров типа КПШ большая часть производимого холода расходуется на конденсацию влаги, а меньшая часть холода расходуется непосредственно на понижение температуры обрабатываемого воздуха.

Применение в шахтных условиях вихревых кондиционеров [1, 2], потребляющих скатыый воздух из шахтной пневматической сети давлением 0,6–0,5 МПа с влагосодержанием $d'_{св} = 4$ – 5 г/кг, и дальнейшее смешивание этого воздуха с эжектируемым воздухом из влажной окружающей среды позволяет полезно использовать низкое влаго-

содержание расширившегося воздуха. При определенных соотношениях холодного и эжектируемого в кондиционере воздуха точка росы не наступает при их смешивании и весь вихревой эффект охлаждения полностью используется на понижение температуры обрабатываемого потока воздуха.

Удельная холодопроизводительность на 1 кг потребляемого сжатого воздуха определится зависимостью

$$q_x = \mu [C_p \Delta t_x + r(d_n - d_{c.в})]. \quad (1)$$

Холодопроизводительность вихревой трубы без учета массообмена расширившегося воздуха, как известно [3], определяется формулой

$$q'_x = \mu \Delta t_x C_p. \quad (2)$$

Отношение уравнения (1) к уравнению (2) показывает в долях увеличение холодопроизводительности вихревого пневматического кондиционера при использовании его в шахтных условиях:

$$\frac{q_x}{q'_x} = 1 + \frac{r(d_n - d_{c.в})}{C_p \Delta t_x}. \quad (3)$$

Холодильный коэффициент вихревого шахтного кондиционера также увеличится и определится из формулы

$$\eta_q = \frac{\mu [C_p \Delta t_x + r(d_n - d_{c.в})]}{C_p T_o \left(1 - \frac{P_k}{P_n} \frac{0,286}{0,286}\right)}, \quad (4)$$

где T_o - абсолютная температура сжатого воздуха в пневматической сети; P_n - абсолютное давление сжатого воздуха в пневмосети; P_k - абсолютное давление расширившегося воздуха на выходе из вихревой трубы.

Количественные значения увеличения удельной холодопроизводительности и холодильного к.п.д. вихревого шахтного пневматического кондиционера с учетом массообмена расширившегося воздуха, по сравнению с энергетическими показателями такого же кондиционера без учета массообмена, приведены на рисунке. При этом экспериментальные данные функций

$$q_x = \varphi(\mu) \text{ и } \eta_q = f(\mu)$$

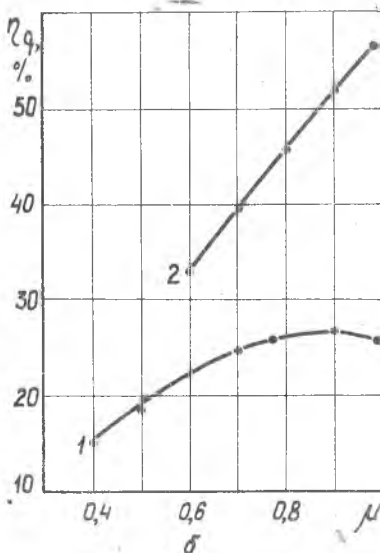
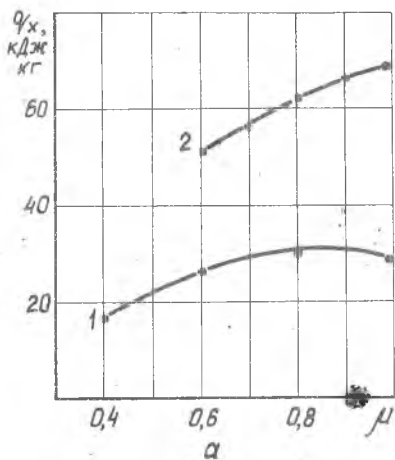
(кривые 1 на графиках) для неадиабатной вихревой трубы, работающей на энергии сжатого воздуха ($P_H = 0,6$ МПа, $P_K = 0,1$ МПа), заимствованы из [4]; Кривые 2 на рисунке построены по уравнениям (1) и (4) для следующих параметров:

$C_p = 1,0$ кДж/кг·град; $r = 2,26$ кДж/г; $d_H = 22,6$ г/кг; $d_{с.в} = 5$ г/кг; $T_0 = 300$ К.

Из сравнений построенных графиков следует, что с учетом полезного использования массообмена расширившегося воздуха с влажной окружающей средой холодопроизводительность и холодильный к.п.д. шахтного вихревого пневматического кондиционера увеличиваются более чем в два раза. При этом эффективность работы кондиционера возрастает с увеличением коэффициента μ и достигает максимума при $\mu = 1$.

Л и т е р а т у р а

1. Герасименко Г.П., Ушаков М.И. Устройство для охлаждения воздуха в горных выработках. - А.с. №215177 от 24/1 1968.
2. Герасименко Г.П., Ушаков М.И., Епугаев Г.А., Штейнцайг Р.М., Лаптев М.И. Устройство для охлаждения воздуха в горных выработках. А.с. №110021 от 21/11 1978.



Р и с. 1. Зависимость холодопроизводительности (а) и холодильного к.п.д. (б) вихревого кондиционера от μ : 1-для вихревой неадиабатной трубы без учета массообмена расширившегося воздуха с влажной окружающей средой; 2-для вихревого шахтного пневмокондиционера с учетом массообмена

3. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. - М.: Машиностроение, 1969, 183 с.
4. Мартынов А.В., Бродянский В.М. Что такое вихревая труба? - М.: Энергия, 1976, 152 с.

УДК 621.565.3

Ю.М.Симоненко *

ИССЛЕДОВАНИЕ ДУШИРУЮЩЕГО КОНДИЦИОНЕРА СО СТУПЕНЧАТО СОЕДИНЕННЫМИ ОХЛАЖДАЕМЫМИ ВИХРЕВЫМИ ТРУБАМИ

Цель настоящей работы состояла в создании и исследовании кондиционера с воздухоохлаждаемыми ВТ и рекуператорами на их холодных концах.

Каждая ступень кондиционера содержит ВТ с заглушенной камерой энергетического разделения, образованной плоскими ребрами, чередующимися с кольцевыми прокладками [1, 2, 3].

На выходе из диафрагм каждой ступени установлены пакеты-рефрижераторы рекуперативного типа, приспособленные к противоточному движению холодного и охлаждаемого потоков. Наружное ребрение камер энергетического разделения омывается потоками окружающего воздуха, нагнетаемого вентилятором.

На начальном этапе исследований определялось предпочтительное число ступеней кондиционера. Для одиночной ВТ ($n = 1$) без рефрижератора получена зависимость от начального давления p_c величин эффекта охлаждения $\Delta T_x = T_c - T_x$ и удельной холодопроизводительности $q_{rx} = c_p \Delta T_x$ при давлении холодного потока $p_x = 0,1$ МПа (рис. 1, а, кривая I). Расход воздуха, обдувающего наружное ребрение камеры энергетического разделения, $G_B = 0,0167$ кг/с. Начальные температуры $T_B = T_c = 305$ К.

Исходя из принятой принципиальной схемы ступенчатого устройства с межступенчатой рефрижерацией произведено перестроение кривой I для числа ступеней $n > 1$ при допущении отсутствия тепловых и гидравлических потерь на рефрижераторах; осуществлен расчет величин ΔT_x и q_{rx} при условии $\pi_i = \sqrt[n]{\pi}$, где π и π_i -

* Работа выполнена под руководством А.И.Азарова