

В.А. Трегубов, д-р техн. наук, проф., **О.В. Замыцкий**, д-р техн. наук, проф.,
Б.М. Литовко, кандидат техн. наук, доцент
ГВУЗ «Криворожский национальный университет»

ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОНТАКТНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ ШАХТНЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Обоснована целесообразность применения контактных воздухоохладителей шахтных турбокомпрессоров. Разработаны методики расчета их основных конструктивных параметров.

Ключевые слова: шахтный турбокомпрессор, контактный воздухоохладитель, конструктивные параметры.

Обґрунтовано доцільність застосування контактних повітроохолоджувачів шахтних турбокомпресорів. Розроблено методики розрахунку їх основних конструктивних параметрів.

Ключові слова: шахтний турбокомпресор, контактний повітроохолоджувач, конструктивні параметри.

The expediency of an application of contact air coolers of mine turbocompressors is proved. The methods of the calculation of their basic structural parameters are developed.

Keywords: mine turbocompressor, contact air cooler, structural parameters.

Одним из факторов, влияющих на стабильность пневмоснабжения горного оборудования, является эффективность системы охлаждения шахтных турбокомпрессоров. При эксплуатации турбокомпрессоров в шахтных условиях происходит постоянное прогрессирующее загрязнение теплообменных поверхностей воздухоохладителей, сопровождающееся ухудшением эффективности охлаждения. Это связано с интенсивным накипеобразованием на внутренней поверхности труб воздухоохладителей из-за высокой минерализации воды в циркуляционной системе водоснабжения шахтных турбокомпрессоров, а также образованием пыле-масляного пригара на наружной поверхности труб и оребрения, вследствие работы на загрязненном промышленными выбросами и кварцевой пылью воздухе. Последнее дополнительно приводит и к повышенному износу лабиринтных уплотнений турбокомпрессоров, что снижает их производительность и увеличивает температуру воздуха на выходе из секций сжатия. Повышению температуры сжатого воздуха способствует также недостаточно эффективное охлаждение циркуляционной воды в градирне. При этом, возрастание температуры воздуха на выходе из промежуточных воздухоохладителей (ПВО) всего на 10°C приводит к снижению

производительности шахтного турбокомпрессора (из-за увеличения объема сжимаемого воздуха) по данным различных авторов на 2–4%, удельные затраты электроэнергии возрастают на 0,8–1,5%. Снижение производительности турбокомпрессоров приводит к уменьшению давления сжатого воздуха в шахтных пневматических сетях и на пневмоприводах горных машин и шахтного оборудования, что недопустимо для их нормальной эксплуатации. Увеличение температуры воздуха после конечных воздухоохладителей переносит точку интенсивного выпадения конденсата в магистральных трубопроводах далее места установки влагоотделителей, это приводит к попаданию влаги в пневмоприводы горного оборудования и преждевременному выходу его из строя.

Обследованием шахтных компрессорных станций Кривбасса установлено, что из-за загрязнения теплообменных поверхностей период непрерывной эксплуатации воздухоохладителей между очистками не превышает 1–2 месяца, а температура воздуха после воздухоохладителей в среднем завышена на 40–65°C. С учетом того, что при разработке рудных месторождений на выработку сжатого воздуха расходуется 50–60% электроэнергии, потребляемой машинами и механизмами, суммарные непроизводительные потери достигают около 14 млн кВт·ч в год.

Повышение эффективности охлаждения сжатого воздуха в турбокомпрессорах исследовано в работах [1–5]. В то же время возможность дальнейшего повышения эффективности воздухоохладителей поверхностного типа ограничена.

Радикально решить проблему загрязнения теплообменных поверхностей можно путем применения контактной системы охлаждения с воздухоохладителями, работающими при непосредственном контакте сжатого воздуха и циркуляционной воды, в процессе эксплуатации эффективность контактного воздухоохладителя практически не изменяется.

При выборе контактного аппарата системы охлаждения шахтного турбокомпрессора в качестве показателей интенсивности тепло- и массообмена определены следующие показатели.

Теплонапряженность сечения реактивного пространства

$$Q_f^p = \frac{Q}{f_{\text{пр}}},$$

где Q – тепловая мощность аппарата, Вт;

$f_{\text{пр}}$ – площадь сечения реактивного пространства, м².

Теплонапряженность объема реактивного пространства

$$Q_V^p = \frac{Q}{V_p},$$

где V_p – объем реактивного пространства, м^3 .

Глубина протекания процессов и теплотехническое совершенство аппарата оценивается коэффициентом эффективности теплообмена

$$E = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_{\text{ж.н}}},$$

где I_1, I_2 – начальная (на входе) и конечная (на выходе) энтальпия воздуха;

$I_{\text{ж.н}}$ – энтальпия насыщенного воздуха, соответствующая начальной температуре воды.

Представление о затратах энергии на привод вентилятора и насоса дает энергетический коэффициент

$$\varepsilon = \frac{Q}{N_{\text{в}} + N_{\text{н}}},$$

где $N_{\text{в}}, N_{\text{н}}$ – мощность вентилятора и насоса, Вт.

В работе [6] выполнено сопоставление различных аппаратов (форсунная камера, с орошаемой насадкой, ударно-пенный, центробежный) по указанным показателям эффективности при номинальных режимах работы аппарата каждого типа и одинаковых начальных параметрах воды и воздуха. Нами проведено их сравнение с аналогичными показателями для аппарата типа труба Вентури – центробежный сепаратор-каплеуловитель (табл.).

В результате анализа установлено, что наиболее приемлемым для условий системы охлаждения турбокомпрессора является аппарат, состоящий из трубы Вентури и центробежного сепаратора-каплеуловителя. Такой теплообменник сочетает достаточно высокую эффективность теплообмена с относительно небольшим гидравлическим сопротивлением.

Контактный воздухоохладитель, схема которого приведена на рис. 1, включает трубу Вентури 1, сепаратор капельной влаги 2 с внутренним карманом 3 и регулятор уровня (не показан).

Принцип действия воздухоохладителя заключается в том, что холодная вода подается в горловину трубы Вентури 1, распыляется потоком горячего воздуха и смешивается с ним. В образовавшейся воздушно-водяной смеси происходит интенсивный теплообмен, при котором воздух охлаждается, а вода нагревается. В сепараторе 2 капельная вода отбрасывается центробежной силой к периферии и с частью воздуха уходит через карман 3 в свободное пространство. В свободном пространстве скорость воздуха снижается до величины невыноса капель и он далее сливается с основным потоком сухого охлажденного воздуха. Отделенная в сепараторе вода самотеком поступает в регулятор уровня, обеспечивающий ее отвод с поддержанием гидравлического затвора.

Показатели эффективности контактных аппаратов

Тип аппарата	Показатель					
	$t_{ж.н.},$ °C	E	$Q_f^p,$ кВт/м ²	$Q_v^p,$ кВт/м ³	$Q_v,$ кВт/м ³	ε
Форсуночная камера	5	0,63	80	30	11	50
	35	0,60	140	60	19	100
	85	0,09	690	280	95	500
С орошаемой насадкой	5	0,54	60	350	18	35
	35	0,21	60	280	20	40
	85	0,05	370	1900	130	260
Ударно-пенный	5	0,60	90	180	13	12
	35	0,42	120	180	21	13
	85	0,09	700	1200	135	80
Центробежный	5	0,74	230	2900	27	51
	35	0,64	400	5000	45	84
	85	0,21	4200	52000	480	840
Труба Вентури – центробежный сепаратор	5	0,77	250	2950	29	65
	35	0,68	514	5140	50	98
	85	0,23	4900	53100	510	1100

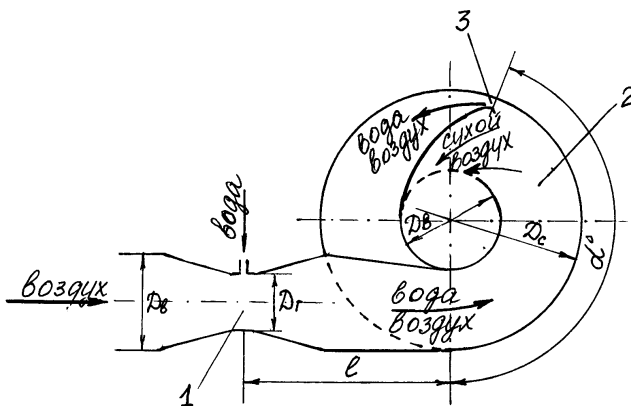


Рис. 1. Схема контактного воздухоохлаждителя

Основными конструктивными параметрами контактного воздухоохладителя являются: диаметр горловины трубы Вентури D_1 , длина прямолинейного водовоздушного канала l и угловое расстояние до кармана сепаратора α . При этом заданными полагаются диаметр подводящего воздухопровода D_B , а также диаметр сепаратора D_C , выбранный с учетом возможностей его размещения на действующем компрессоре.

Ниже приводятся методические положения по выбору указанных конструктивных параметров контактного воздухоохладителя и числовой расчет на примере концевой ступени охлаждения турбокомпрессора К-500. Условия числового расчета характеризуются следующими показателями: $D_B=0,38$ м – диаметр воздуховода; $D_C=1,0$ м – диаметр сепаратора; $Q_C= 1,3$ м³/с – объемный расход сжатого воздуха; $\rho_B=8,2$ кг/м³ – плотность сжатого воздуха; $d_K=(1,0\pm 0,75)\cdot 10^{-3}$ м – спектральный состав капель воды, удовлетворяющий тепломассообменному процессу.

Диаметр горловины трубы Вентури определяет скорость потока воздуха при столкновении с поступающей через радиальное сопло водой и, следовательно – степень ее распыления.

Исходя из известного положения Прандтля о диаметре капель жидкости, распыляемой в трубе Вентури и выполненных экспериментов, найдено следующее уравнение для диаметра горловины, м

$$D_2 = k \sqrt[4]{\frac{\rho_B \cdot d_K \cdot Q_C^2}{\sigma \cdot \pi^2}},$$

где $\sigma=73\cdot 10^{-3}$ – коэффициент поверхностного натяжения воды, н/м;

$k=0,8\dots 0,6$ – поправочный коэффициент, учитывающий ухудшение распыления в реальной форсунке. Подставив в это уравнение примерные показатели ($d_K=10^{-3}$ м; $\rho_B=8,2$ кг/м³; $Q_C= 1,3$ м³/с), найдем $D_2 \approx 0,25$ м.

Длина прямолинейного водо-воздушного канала l находится из условия завершения процесса разгона капель перед началом сепарации. Расчет выполняется с использованием преобразованной относительно d_K формулы ускорения тела под действием аэродинамической силы, м/с²

$$a = 1,5\psi \frac{\rho_B \cdot V_{отн}^2}{\rho_w \cdot d_K},$$

где $\psi=14/Re^{0,5}$ – аэродинамический коэффициент, определяемый в зависимости от числа Рейнольдса Re по диаметру капли;

$V_{отн}$ – скорость воздуха относительно капли.

Поскольку скорость разгоняющейся капли является текущей функцией времени, вычисления выполняются кусочно-линейным методом с заданным шагом. При этом находится максимальный путь капель S до

приобретения ими скорости воздушного потока. Тогда длина прямолинейного водовоздушного канала, гарантированно обеспечивающего разгон капель, принимается из условия $l > S$.

На рис. 2 приведены результаты численных экспериментов с шагом $\Delta t = 10^{-4}$ с в виде двух кривых для $d_k = 0,75$ мм и $d_k = 1,75$, ограничивающих дисперсный состав потока капель. При расчетах учитывалось снижение скорости воздуха за горловиной в диффузорной части форсунки. Как видно, разгон наиболее крупных капель, а, следовательно, и всего потока воды в целом завершилось на пути $S = 0,32$ м и $l > 0,32$.

Угловое расстояние до кармана α связано с необходимым для отделения воды поворотом потока. В кольцевом канале сепаратора под действием центробежных сил капли воды отбрасываются к периферии, собираясь на внешней стенке. Время протекания этого процесса и соответственно угол поворота потока должны быть достаточными для перемещения наиболее удаленных капель, т.е. находящихся при входе в канал у его внутренней стенки.

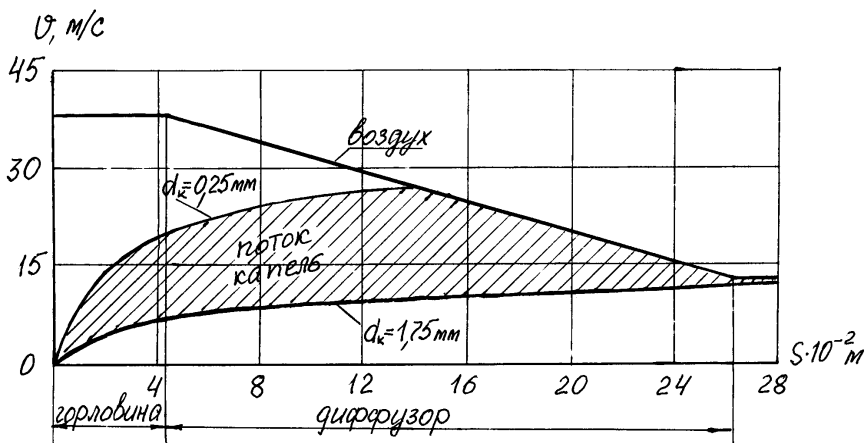


Рис. 2. Динамика потока капель в смесителе

Поведение капли воды в кольцевом канале определяется действием двух противоположно направленных сил: центробежной F_c и аэродинамического давления F_a . Результирующая этих сил определяет радиальное ускорение капли.

Сложное радиального движения скорости капель с окружающим определит угол поворота потока до завершения процесса разделения сред и

соответственно угловое местоположение кармана сепаратора α . Расчет выполняется в следующей последовательности.

Определяется скорость капли, м/с

$$V_k = \varphi V_B,$$

где $\varphi=0,9$ – коэффициент, учитывающий проскальзывание капли относительно воздуха;

V_B – скорость воздуха, м/с.

Рассчитывается центробежная сила, действующая на каплю в промежутке между моментами времени τ_{i-1} и τ_i , Н

$$F_{цi} = m_k \frac{V_k^2}{r_{i-1}},$$

где m_k – масса капли, кг;

r_i – радиус траектории движения капли, м.

Рассчитывается сила аэродинамического давления на каплю со стороны воздуха, Н

$$F_{ai} = \psi S_k \rho_B \frac{V_{pi}^2}{2},$$

где S_k – площадь поперечного сечения капли, м².

Определяется равнодействующая сила, действующая на каплю, Н

$$F_{pi} = F_{цi} + F_{ai-1}.$$

Рассчитывается ускорение капли, м/с²

$$a_i = \frac{F_{pi}}{m_k}.$$

Определяется путь, пройденный каплей за промежуток времени от τ_{i-1} до τ_i , м

$$S_i = \frac{a_i (\tau_i - \tau_{i-1})^2}{2}.$$

Рассчитывается радиальная скорость капли, м/с

$$V_{pi} = a_i (\tau_i - \tau_{i-1}).$$

Определяется радиус траектории движения капли, м

$$r_i = r_{i-1} + S_i.$$

Рассчитывается угол поворота капли относительно оси сепаратора

$$\beta_i = \beta_0 + \arcsin \frac{(\tau_i - \tau_{i-1}) V_k}{r_i}.$$

Угловое местоположение кармана сепаратора α принимается из условия

$$\alpha \geq \beta,$$

На рис. 3 показана динамика отделения под действием центробежных сил водо-воздушного и воздушного потоков, граница которых проходит по траектории движения наиболее мелких капель.

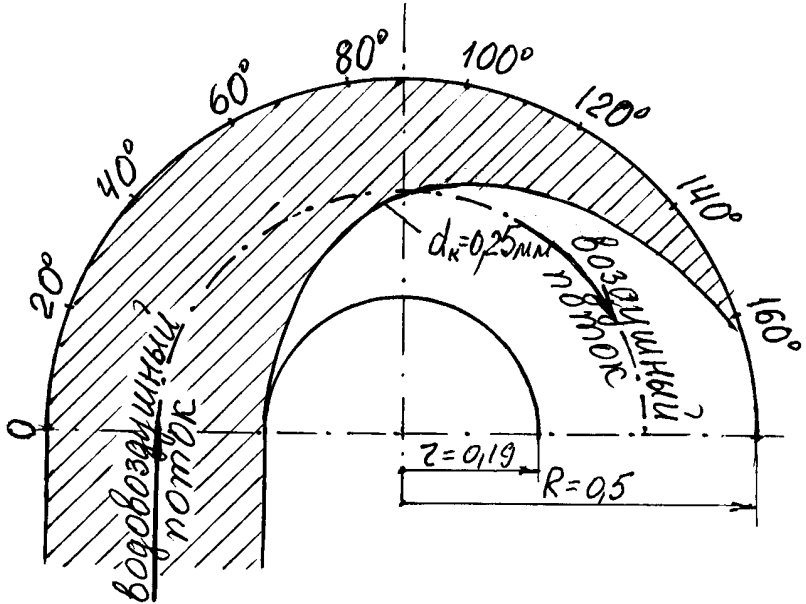


Рис. 3. Динамика расслоения потока в сепараторе

Здесь расчет движения капли $d=0,25$ мм выполнен, как и для предыдущего параметра, с шагом $\Delta t=10^{-4}$ с. Очевидно в этом случае угловое местоположение кармана сепаратора следует принимать из условия $\alpha \geq 170^\circ$.

Полученные в результате исследований данные подтверждены результатами промышленных испытаний контактного воздухоохладителя ВКС-65/8 [7] и использованы при разработке воздухоохладителя турбокомпрессора К500-61-5 типа ВКС-1,0.

Рассмотренные методические положения являются частью разрабатываемой компьютерной программы проектирования контактных компрессорных воздухоохладителей типа ВКС.

Таким образом, получены методики расчета основных конструктивных параметров контактных воздухоохладителей шахтных турбокомпрессоров.

Список использованных источников

1. Системы охлаждения компрессорных установок/Берман Я. А., Маньковский О. Н., Марр Ю. Н., Рафалович А. П. – Л.: Машиностроение, 1984. – 228 с.

2. Носырев Б. А., Рыбин А. А. Математическое моделирование систем охлаждения шахтных компрессорных установок//Изв. вузов. Горный журнал. – 1992. – № 1. – С. 92-95.

3. Борохович А. И., Закиров Д. Г. Теоретическая оценка эффективности охлаждения сжатого воздуха в промежуточном холодильнике пленочного типа//Изв. вузов. Горный журнал. – 1984. – № 4. – С. 82-84.

4. Кобелев Н. С. Повышение эффективности работы компрессорных установок горных предприятий //Горный журнал. – 1990. – № 8. – С. 77-78.

5. Фролов П. П. О способах охлаждения сжатого воздуха рудничных компрессорных станций//Изв. вузов. Горный журнал. – 1967. – № 6. – С. 130-134.

6. Андреев Е. И. Расчет тепло- и массообмена в контактных аппаратах. – Л.: Энергоатомиздат, 1985. – 192 с.

7. Замыцкий О. В., Литовко Б. М., Контактное охлаждение сжатого воздуха в турбокомпрессорах// Вісник Криворізького технічного університету: Зб. наук. пр. – Вип. 10. – Кривий Ріг: КТУ. – 2005. – С.45-49.

Рукопись поступила 04.10.2015

УДК 622.44

О.В.Замыцкий докт. техн. наук, проф., **Б.М.Литовко** канд. техн. наук, доц. ГВУЗ «Криворожский национальный университет», Кривой Рог, Украина

ПРОМЫШЛЕННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОНТАКТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ СЖАТОГО ВОЗДУХА В ТУРБОКОМПРЕССОРАХ

Приведены результаты промышленных испытаний контактного воздухоохладителя турбокомпрессора подтвердившие адекватность полученных ранее теоретических зависимостей и работоспособность воздухоохладителя в условиях шахтных компрессорных станций.

Ключевые слова: сжатый воздух, контактный воздухоохладитель, турбокомпрессор.

Наведено результати промислових випробувань контактного повітроохолоджувача турбокомпресора, що підтверджують адекватність отриманих раніше теоретичних залежностей і працездатність повітроохолоджувача в умовах шахтних компресорних станцій.