

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.

Ключові слова: стиснене повітря, контактний повітроохолоджувач, турбокомпресор.

The results of industrial tests of a contact air cooler of a turbocompressor that confirmed adequacy of the earlier received theoretical dependences and operability of an air cooler in the conditions of the mine compressor stations are given.

Keywords: compressed air, contact air cooler, turbocompressor.

В настоящее время, на горных предприятиях, для получения сжатого воздуха, используются в основном многоступенчатые турбокомпрессоры. Обязательным условием их нормальной эксплуатации является промежуточное охлаждение сжатого воздуха между секциями, этим достигается существенное уменьшение затрат электроэнергии. Воздухоохладители поверхностного типа, применяемые для этих целей, не всегда обеспечивают необходимое охлаждение воздуха. Это связано, в первую очередь, с ухудшением их эффективности из-за загрязнения теплообменных поверхностей накипными отложениями вследствие отсутствия на компрессорных станциях водоподготовки. При этом температура воздуха на выходе их воздухоохладителей, в наихудших случаях, может достигать 75–90°C (вместо 35°C). В тоже время повышение температуры воздуха после промежуточных воздухоохладителей на 10°C, в диапазоне давлений 0,7–0,8 МПа, приводит к увеличению удельного расхода электроэнергии в среднем на 0,6–0,8% [1], а перерасход электроэнергии на один турбокомпрессор может составить 450–600 кВт·ч в сутки. Ухудшение эффективности концевых воздухоохладителей напрямую не влияет на работу турбокомпрессоров, но приводит к увеличению потерь давления при транспортировке сжатого воздуха и попаданию влаги в пневмодвигатели горных машин из-за отдаления точки выпадения конденсата за пределы влагоуловителей.

Повысить эффективность охлаждения воздуха, можно отказавшись от применения воздухоохладителей поверхностного типа заменив их, например внутренним испарительным охлаждением воздуха. Но и этот способ имеет целый ряд недостатков. Возможность снижения температуры сжимаемого воздуха за счет впрыскивания воды не является безграничной, так как при достижении температуры, соответствующей точке росы, дальнейшее испарение воды, а, следовательно, и охлаждение воздуха прекращается. Например, при абсолютном давлении 0,75 МПа и впрыскивании более 70 г воды на 1 кг сухого воздуха наименьшая достижимая температура воздуха составляет 92°C [2]. Эффект охлаждения впрыскиванием воды ухудшается при увеличении влажности засасываемого турбокомпрессором воздуха. Выигрыш в мощности, получаемый в связи со снижением температуры, уменьшается из-за необходимости затрачивать

дополнительную работу на сжатие образовавшихся паров. Несколько снижается экономия мощности также вследствие нарушения кинематики потока при введении жидкости.

Более эффективно применение контактных воздухоохладителей с режимом охлаждения и осушения сжатого воздуха. Впервые такая возможность обоснована в работе [3].

Контактный воздухоохладитель (рис. 1) включает смесительное устройство 1, выполненное в виде трубы Вентури, сепаратор капельной влаги 2 с внутренним карманом 3 и поплавковый регулятор уровня (на рисунке не показан).

Принцип действия контактного воздухоохладителя заключается в следующем. Холодная вода подается в смесительное устройство 1, распыляется потоком горячего воздуха и смешивается с ним. В образовавшейся воздушно-водяной смеси происходит интенсивный теплообмен, при котором происходит охлаждение воздуха, и нагревание воды. 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 уменьшается ниже величины витания капель, далее он сливается с основным потоком сухого охлажденного воздуха. Отделенная в сепараторе вода самотеком поступает в регулятор уровня, обеспечивающий ее отвод на охлаждение в градирню с поддержанием гидравлического затвора.

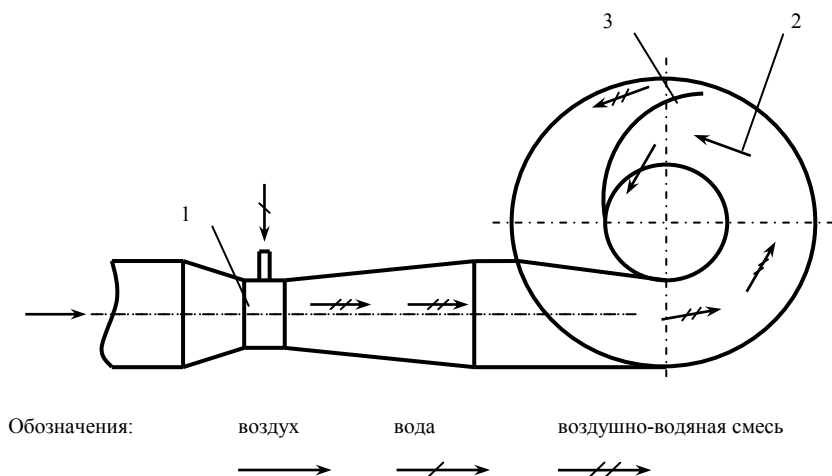


Рис. 1. Схема контактного воздухоохладителя турбокомпрессора

Основным достоинством этого способа является высокая интенсивность теплообмена из-за отсутствия разделяющих поверхностей подверженных загрязнению накипью.

Условие отсутствия испарения охлаждающей жидкости при контактном охлаждении воздуха выражается соотношением

$$t_{w2} \leq t_1, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где t_{w2} – конечная температура воды, $^\circ\text{C}$;

t_1 – начальная температура воздуха по мокрому термометру, $^\circ\text{C}$.

Как видно из уравнения теплового баланса контактного теплообмена:

$$Q = G_g c_{p2} t_{g1} + G_g d_1 i_{n1} + G_w c_w t_{w1} = \\ G_g c_{p2} t_{g2} + G_g d_2 i_{n2} + (G_w - G_g (d_2 - d_1)) \cdot c_w t_{w2}, \text{ Дж},$$

конечная температура воды t_{w2} , при заданном расходе воздуха, его влажностермодинамический потенциал и начальной температуре воды, определяется ее расходом.

Таким образом, реализация режима охлаждения и осушения воздуха возможна за счет правильного выбора расхода охлаждающей жидкости.

При этом вода впрыскивается в воздухопровод компрессора после каждой секции сжатия в количестве 1,2–3 кг на 1 кг воздуха (в зависимости от давления сжатого воздуха), что обеспечивает охлаждение воздуха от 135 $^\circ\text{C}$ до 35 $^\circ\text{C}$.

С целью проверки адекватности полученных ранее теоретических зависимостей и методик расчета [4, 5], для начальных условий характерных при промежуточном и конечном охлаждении сжатого воздуха в турбокомпрессорах проведены промышленные исследования контактного воздухоохладителя.

Промышленные испытания контактного воздухоохладителя турбокомпрессора выполняются на специально разработанной опытной установке (рис. 2) состоящей из контактного конечного воздухоохладителя ВКС65/8 с системой водоснабжения, а также средств измерения температур, давлений и капельного уноса жидкости. Установка смонтирована в камере конечного воздухоохладителя турбокомпрессора №7 типа К500-61-5 компрессорной станции КСЦВ-4 РУ им. Кирова (КГГМК), г. Кривой Рог, Украина.

Сжатый воздух из турбокомпрессора подается в трубу Вентури 1, где происходит смешивание с холодной водой и ее дробление, далее воздушно-водяная смесь поступает в центробежный, оборудованный камерой разрыва, сепаратор-каплеуловитель 2 [6], где происходит разделение потоков воздуха

и воды. Нагретая вода выводится из сепаратора регулятором уровня 3 и направляется на охлаждение в градирню. Охлажденный воздух поступает в сборный коллектор компрессорной станции и далее в магистральный трубопровод. Регулирование производительности воздухоохладителя производится при помощи перепускного трубопровода 4 и шиберы 5, при этом осуществляется переток части сжатого воздуха в сборный коллектор, минуя контактный воздухоохладитель. Расход воздуха определяется при помощи расходомера трубка Пито-Прандтля 8 с дифференциальным манометром и вторичным прибором.

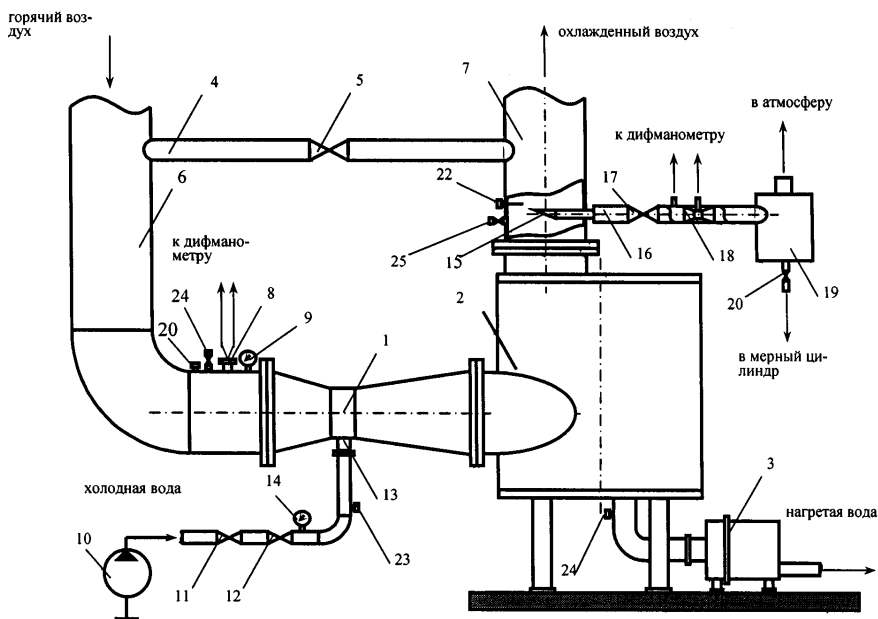


Рис. 2. Схемарыбной экспериментальной установки с воздухоохладителем ВКС65/8

Вода из системы водоснабжения компрессорной станции, дожимным насосом 9 типа ЦНС-38-80, подается через обратный клапан 11 и кран 12 в сопло 13. Кран 12 служит для регулирования расхода охлаждающей воды. Расход воды определяется по перепаду давления на сопле 13, рассчитываемому по разности показаний манометров 9 и 14.

Величина капельного уноса воды определяется при помощи специально разработанного устройства включающего зонд 15, измерительный коллектор 16 с вентилем 17 и расходомером труба Вентури 18 с жидкостным дифференциальным манометром, а также центробежного сепаратора-каплеуловителя 19 и краном 20. Вентиль 17 служит для регулирования расхода воздуха через устройство, при этом скорость в свободном пространстве сепаратора 19 поддерживается ниже скорости витания наиболее мелких капель (не более 0,1 м/с), что гарантирует практически полное отделение влаги. Кран 20 служит для удаления воды из сепаратора 19.

К параметрам подлежащим регистрации при производстве исследований относятся: перепад давления на расходомерном устройстве h_n – начальное давление воздуха p_{e1} и начальная температура сжатого воздуха T_{e1} , начальная температура воздуха по мокрому термометру T_1 , начальная температура воды T_{w1} , конечная температура воздуха T_{e2} , конечная температура воздуха по мокрому термометру T_2 и конечная температура воды T_{w2} , давление воды p_w , перепад давления на сепараторе Δp_c , перепад давления на расходомерном устройстве h_e – объем воды попавшей в течение опыта в сепаратор 19 – V_k , а также продолжительность эксперимента τ .

Эксперименты проводятся в два этапа. На первом этапе определяются опытные данные для начальных условий характерных при промежуточном охлаждении воздуха. На втором этапе – при конечном. На каждом этапе проводится несколько серий экспериментов для определения критического значения критерия гидродинамической устойчивости газожидкостной системы.

В ходе экспериментов объемный расход воздуха, приведенный к нормальным начальным условиям V_e варьируется от 260 до 490 м³/мин, давление воздуха абсолютное p_{e1} от 0,2 до 0,72 МПа с шагом 0,05 МПа, начальная температура воздуха t_{e1} от 50 до 195 °С. Расход воды G_w фиксирован и составляет 12 кг/с.

Эксперименты первого этапа с давлениями воздуха, характерными для промежуточных ступеней воздухоохладителя выполняются при работе на порожнюю внешнюю сеть после еженедельной остановки турбокомпрессора. На втором этапе воздухоохладитель испытывается в режиме конечного охлаждения воздуха.

Эксперименты включают выполнение следующих операций. Включается компрессор. Запускается насос 9 и при помощи крана 12, по показаниям манометров 9 и 14, устанавливаются необходимый расход охлаждающей воды. Показания потенциометров снимаются по мере роста давления сжатого воздуха по мере заполнения внешней сети через каждые 0,05 МПа (на втором этапе давление сжатого воздуха фиксировано и

составляет 0,72 МПа). Расход воздуха через контактный воздухоохладитель варьируется при помощи шиберов 5 для каждой ступени давления. Регистрация показаний дифференциального манометра и потенциометров производится после достижения температурной стабилизации на каждом режиме – определяется по неизменности показаний потенциометров в течение 3 мин. Одновременно регистрируются показания дифференциального манометра устройства для определения капельного уноса. Для этого открывается вентиль 17 и включается секундомер, по истечении необходимого промежутка времени τ вентиль 17 перекрывается с одновременным выключением секундомера. Затем открывается кран 20 и жидкость, попавшая в результате уноса в сепаратор 19, сливается в мерный цилиндр для определения объема. На каждом режиме измеряется также потеря давления на сепараторе-каплеуловителе Δp_c .

Результаты экспериментов приведены в табл. Прирост влагосодержания воздуха в последнем эксперименте объясняется недостаточным количеством охлаждающей жидкости из-за низкой для данного расхода воздуха производительности дожимного насоса. Остальные эксперименты протекают со снижением влагосодержания, т. е. помимо охлаждения одновременно обеспечивается и осушка воздуха. Усредненное по результатам экспериментов критическое значение критерия газодинамической устойчивости газожидкостной системы $K_{и,кр}$ составляет около 5,42; коэффициент гидравлического сопротивления сепаратора-каплеуловителя с камерой разрыва $\zeta_c = 1,9$. Погрешность экспериментов составляет не более 10,2% при доверительной вероятности 0,85.

Результаты промышленных испытаний контактного воздухоохладителя турбокомпрессора

Давление воздуха абс. $p_{аб}$, МПа	Расход воздуха, н. у. $V_{в}$, м ³ /мин	Начальная темп. воздуха $t_{в1}$, °С	Конечная темп. воздуха $t_{в2}$, °С	Начальная темп. воды t_{w1} , °С	Конечная темп. воды t_{w2} , °С	Начальная влагосод. $d_1 \cdot 10^3$, кг/кг	Конечное влагосод. $d_2 \cdot 10^3$, кг/кг	Гидр. сопротивл. сепаратора Δp_c , Па
0,3	260	70,2	30,4	12	16,8	12,2	4,5	671
0,35	285	75,2	31,4	12	18,0	11,0	3,8	621
0,5	370	90,6	34,2	12	23,4	9,24	2,9	742
0,72	475	195,2	58,0	30	45,0	5,61	10	703

По результатам проведенных исследований разработана конструкция промышленного контактного воздухоохладителя ВКС-500 (рис. 3).



Рис. 3. Промышленный контактный воздухоохладитель рудничного турбокомпрессора типа ВКС-500

Таким образом, в результате проведенных промышленных испытаний контактного воздухоохладителя подтверждена адекватность полученных ранее теоретических зависимостей и методик расчета, а также работоспособность воздухоохладителя в реальных условиях эксплуатации на шахтных компрессорных станциях.

Список использованных источников

1. Замыцкий О. В. Влияние промежуточного охлаждения на показатели работы турбокомпрессоров // Горный информационно-аналитический бюллетень. – М: МГГУ. – 2002. №1. – С. 81-82.
2. Степанов А.И. Центробежные и осевые компрессоры, воздуходувки и вентиляторы. – М.: ГНТИМЛ, 1960. – 348 с.
3. Замыцкий О.В. Анализ способов охлаждения при производстве сжатого воздуха для горных машин // Горный информационно-аналитический бюллетень. – М: МГГУ. – 2001. №10. – С.67-70.

4. Замыцкий О.В. О гидродинамической устойчивости газожидкостной системы в контактных воздухоохладителях турбокомпрессора//Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2003. – №6. – С.43-45 .

5. Замыцкий О.В. Тепломассообмен в контактных воздухоохладителях турбокомпрессора//Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2004. – №9. – С.327 – 330.

6. Декларационный патент на изобретение. Сепаратор капельной влаги / М. И. Великий, О. В. Замыцкий, Б. М. Литовко, В. А. Трегубов. – Опубл. БИ № 12. 16.12.2002.

Рукопись поступила 18.09.2015

УДК 622.233.5+621.542

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

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ТЕЧЕНИЯ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА ПО ТРУБОПРОВОДУ

С использованием законов термо-газодинамики разработан метод числового расчета условий достижения температуры точки росы и количества выпавшего конденсата по длине трубопровода пневматической сети от компрессора до ствола шахты.

Ключевые слова: влажный воздух, математическая модель, трубопровод.

З використанням законів термо-газодинаміки розроблено метод чисельного розрахунку вимог отримання температури крапки роси та кількості конденсату, що випав по довжині трубопроводу пневматичної мережі від компресора до ствола шахти.

Ключеві слова: вологе повітря, математична модель, трубопровід.

On the basis of the laws of the termozodynamics the method of the numerical calculation of achievement of the temperature of the point of the dew and quantity of the condensate, which was collected, on the course of the tubing of the pneumatic network from the compressor to the shaft of the mine has been developed.

Keywords: moist air, mathematical model, pipeline.

Очевидно, что наличие капельной влаги в сжатом воздухе оказывает негативное влияние на эффективность работы пневматического оборудования шахт. Капельная влага неизбежно появляется в результате конденсации пара по мере остывания газа и должна улавливаться