

СИСТЕМА ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ДЛЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Тошмаматов Б.М.



*Тошмаматов Бобир Мансурович - ассистент,
кафедра теплоэнергетики, энергетический факультет,
Каршинский инженерно-экономический институт, г. Карши, Республика Узбекистан*

Аннотация: в статье представлена схема двухступенчатого испарительного охлаждения воздуха для систем кондиционирования воздуха. Выполнен расчет, показывающий эффективность снижения температуры воздуха в помещении.

Ключевые слова: технологический процесс, кондиционирование воздуха, испарение, двухступенчатого, испарительный охладитель, тепловая эффективность.

Воздух, находящийся внутри помещений, может изменять свой состав, температуру и влажность под действием самых разнообразных факторов: изменений параметров наружного (атмосферного) воздуха, выделения тепла, влаги, пыли и вредных газов от людей и технологического оборудования. В результате воздействия этих факторов воздух помещений может принимать состояния, неблагоприятные для самочувствия людей или препятствующие нормальному протеканию технологического процесса. Чтобы избежать чрезмерного ухудшения качества внутреннего воздуха, требуется осуществлять воздухообмен, то есть производить смену воздуха в помещении. При этом из помещения удаляется загрязненный внутренний воздух и взамен подается более чистый, как правило, наружный, воздух [1].

В то время как затраты электрической энергии на кондиционирование зданий существенно возросли, на производственных объектах республики стала актуальной разработка высокоэффективных охлаждающих систем.

В условиях жаркого и сухого летнего сезона Узбекистана для приведения параметров воздуха в помещении к комфортным является необходимым использование средств нормализации микроклимата. Особое значение приобретает охлаждение и увлажнение воздуха в рабочих и жилых помещениях. При этом оптимально охлаждение воздуха на $6\div 10^{\circ}\text{C}$ относительно окружающей среды с доведением относительной влажности до $40\div 60\%$.

Наиболее эффективными являются двухкаскадные комбинированные охладители, в которых в первом каскаде вода испаряется непосредственно во вспомогательный поток охлаждаемого воздуха, а во втором каскаде этим потоком воздуха через теплообменник охлаждается рабочий поток воздуха, подаваемый в помещение (системы непосредственного испарительного охлаждения – косвенного испарительного охлаждения НИО-КИО). Влажность воздуха в рабочем потоке при использовании двухкаскадного испарительного охладителя можно регулировать, частично испаряя воду во втором каскаде, или частично подмешивая воздух из первого каскада к воздуху основного потока, поступающего в помещение. Пример охладителя схематически показан на рис. 1.

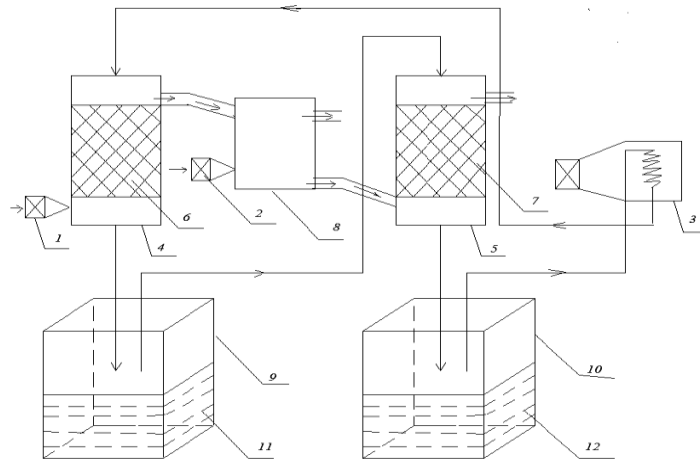


Рис. 1. Экспериментальная установка
1, 2, 3 - вентилятор; 4, 5 - испаритель; 6, 7, 8 - вентилятор; 9, 10 - бак; 11, 12 - вода

Для изучения влияния конструктивных параметров вращающегося регенеративного теплообменника на рабочие характеристики двухступенчатого испарительного охладителя нами разработана конструкция и изготовлен лабораторный макет (рис. 1), состоящий из вентиляторов ВН-2, электродвигателя с редуктором РД-09 (6÷10 об/мин), регенеративного теплообменника, оросительных камер первой и второй ступеней и воздухопроводов между ними, а также системы измерения и управления параметрами потоков воздуха на входе и выходе охладителя, отдельно в каналах вспомогательного, основного потоков.

В помещении основной поток воздуха охлаждается в установленном внутри помещения сухом воздухоохладителе, внутри которого происходит снижение температуры оборотной воды в контуре, состоящем из первой ступени двухступенчатого испарительного охладителя, с регулированием параметров температуры и относительной влажности вспомогательного потока воздуха посредством вращающегося регенеративного теплообменника, с подачей на вторую ступень насосом.

В рассматриваемой установке по заданию на проектирование приняты значения:

$t_n = 30 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_e = 24 \text{ }^\circ\text{C}$; $f_e = 50 \text{ } \%$. Для температур наружного и внутреннего воздуха значения температуры мокрого термометра составляют: $t_{mn} = 19,72 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{mv} = 17,0 \text{ }^\circ\text{C}$.

Как видно, значение t_{mn} почти на 3°C выше, чем t_{mv} , следовательно, для большего охлаждения воды, а затем наружного приточного воздуха, целесообразно подавать в вращающийся регенеративный теплообменник воздух, удаляемый вытяжными системами из офисных помещений.

При расчете ВРТ требуемый расход воздуха может оказаться больше удаляемого из кондиционируемых помещений. В этом случае в градирню надо подавать смесь наружного и удаляемого воздуха и в качестве расчетной принимать температуру мокрого термометра смеси.

Минимальный перепад между конечной температурой воды на выходе из 1-й камеры испарительного охлаждения (КИО) t_{w1} и температурой мокрого термометра t_{em} подаваемого в КИО1 воздуха следует принимать не менее 2°C , то есть:

$$t_{w2} = t_{w1} + (2,5 \dots 3) \text{ }^\circ\text{C}. \quad (1)$$

Для достижения более глубокого охлаждения воздуха в установке принимается конечная температура воды на выходе из воздухоохладителя и на входе в камеру испарительного охлаждения t_{w2} не более чем на 2,5 выше, чем на выходе из КИО2, то есть:

$$t_{ek} \geq t_{w2} + (1 \dots 2) \text{ }^\circ\text{C}. \quad (2)$$

От температуры t_{w2} зависит конечная температура охлаждаемого воздуха и поверхность воздухоохладителя, так как при поперечном течении воздуха и воды конечная температура охлаждаемого воздуха не может быть ниже t_{w2} .

Обычно конечную температуру охлаждаемого воздуха рекомендуется принимать на 1 – 2°C выше конечной температуры воды на выходе из воздухоохладителя:

$$t_{ek} \geq t_{w2} + (1 \dots 2) \text{ }^\circ\text{C}. \quad (3)$$

Таким образом, при выполнении требований (1, 2, 3) можно получить зависимость, связывающую температуру мокрого термометра воздуха, подаваемого в градирню, и конечную температуру воздуха на выходе из охладителя:

$$t_{ek} = t_{em} + 6 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (4)$$

Приняты значения $t_{em} = 19 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_{w2} - t_{w1} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$. При таких исходных данных можно получить конечную температуру воздуха на выходе из воздухоохладителя $t_{ek} = 23 \text{ }^\circ\text{C}$ при $t_n = 28,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Рекомендуемая массовая скорость воздуха во фронтальном сечении воздухоохладителя при сухом охлаждении 3–4 кг/м²·°С.

Эксперименты показали, что при использовании разработанной двухступенчатой установки испарительного охлаждения с производительностью холода 160 м³/ч потребляемая мощность составит не менее 200 кВт вместо 1 кВт кондиционера, то есть экономия энергии в пересчете на один ВРТ составляет 0,8 кВт.

Список литературы

1. *Евсеева Т.А., Ластовец Н.В.* Кондиционирование воздуха. Харьк. нац. акад. город. хоз-ва. Х.: ХНАГХ, 2011. 111 с.