

# Энергетическая и экономическая оценка систем свободного и машинного охлаждения для кондиционируемых помещений офисов

**Е. Г. Малявина**, профессор, канд. техн. наук, МГСУ

**А. А. Фролова**, МГСУ

**А. С. Силаев**, МГСУ, otvet@abok.ru

**Ключевые слова:** холодильная машина, сухой охладитель, электроэнергия, капитальные вложения, эксплуатационные затраты, совокупные дисконтированные затраты

Цель предлагаемой статьи заключается в сравнении энергетических и экономических показателей систем охлаждения с различными типоразмерами и с переходом от свободного к машинному охлаждению при разной температуре наружного воздуха. Для нескольких вариантов с холодильными машинами, обеспечивающими работу при холодной воде  $+12...+17\text{ }^{\circ}\text{C}$ , определена цена холода при машинном и свободном охлаждении.

## Введение

Принято считать, что температура перехода от свободного охлаждения к машинному равна  $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$  и ниже. Это объясняется тем, что при выборе размеров сухого охладителя полагаются на его требуемую мощность для охлаждения конденсаторов холодильной машины при ее 100%-ной холодильной нагрузке. Целью работы являлось определение на основе многовариантных расчетов температуры наружного воздуха, при которой энергетически и экономически выгодно применять свободное охлаждение воды для систем кондиционирования воздуха. Кроме того, важно выяснить энергетические и финансовые затраты на свободное охлаждение и его эффективность, так как обычно [1] принимают свободное охлаждение вообще неэнергозатратным.

В расчетах рассматривалось трехэтажное офисное здание с большими тепловыделениями

(в среднем за рабочий день  $50\text{ Вт/м}^2$  расчетной площади), температура внутри обслуживаемых помещений зимой принята равной  $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , летом  $+24\text{ }^{\circ}\text{C}$ . При таких теплоизбытках охлаждение помещения требуется начиная с температуры наружного воздуха  $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Схема системы состоит из двух холодильных машин на базе винтовых компрессоров с водоохлаждаемыми конденсаторами, двух сухих охладителей, двух насосных станций, промежуточного теплообменника и запорной арматуры (рис. 1). Каждая холодильная машина имеет два винтовых компрессора, ее регулирование производительности от 25% с шагом регулирования 12,5% от общего значения холодопроизводительности. Холодильные машины с конденсатором жидкостного охлаждения. Использовалось следующее оборудование: компрессоры фирмы Bitzer, сухие охладители Cabego, насосы фирмы Wilo.

Подбор двух холодильных машин (на рис. 1 условно показана одна холодильная машина) и охладителей обусловлен удобством ремонта оборудования. При этом в здание будет подаваться 50% необходимой нагрузки от каждой из них. Подбор по одному агрегату приведет к полному отключению всей системы при аварии, а кроме того, стоимость и габариты оборудования установки существенно возрастут. В зависимости от текущей нагрузки в режиме как свободного, так и машинного охлаждения может работать один или два сухих охладителя.

Сухие охладители работают в двух режимах. Во-первых, они играют роль свободных охладителей при достаточно низкой температуре наружного воздуха, и во-вторых, как сухие градирни для охлаждения незамерзающей жидкости для конденсаторов холодильных машин. Поверхность сухих охладителей подобрана в двух вариантах: а) для обеспечения охлаждения конденсаторов при 100%-ной холодильной нагрузке на холодильные машины, и б) для обеспечения перехода на свободное охлаждение при температуре наружного воздуха +9 °С. Причем рассматривались три варианта максимальной расчетной температуры наружного воздуха: 1) +26 °С, 2) +28 °С, 3) +32 °С.

Система имеет два контура, выходящих из промежуточного теплообменника. Первый – контур потребителя – заполнен водой. Обычно для систем кондиционирования воздуха принимается вода с температурой +7...+12 °С. Однако при этом диапазоне температур машинное охлаждение может осуществляться вплоть до 0 °С в наружном воздухе. Для более позднего перехода на машинное охлаждение приняты значения температуры охлажденной воды + 12 °С и отепленной воды +17 °С. Рабочая поверхность теплообменника определяет максимальную производительность по холоду, которую может обеспечить свободное охлаждение. Принятая температура воды +12...+17 °С в вентиляторных конвекторах (фэнкойлах) не приводит к пересушиванию воздуха в обслуживаемых помещениях и тем самым препятствует увеличению холодильной нагрузки на фэнкойл, хотя и требует незначительного увеличения размера этого вентиляторного конвектора.

Второй контур относится к системе свободного охлаждения и к конденсатору. Этот контур имеет разную температуру хладоносителя (этиленгликоль 40%) при разной температуре наружного воздуха. Система свободного охлаждения

# ZUBADAN

## ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ



## ZUBADAN ИННОВАЦИИ В ЭФФЕКТИВНОСТИ

Реклама

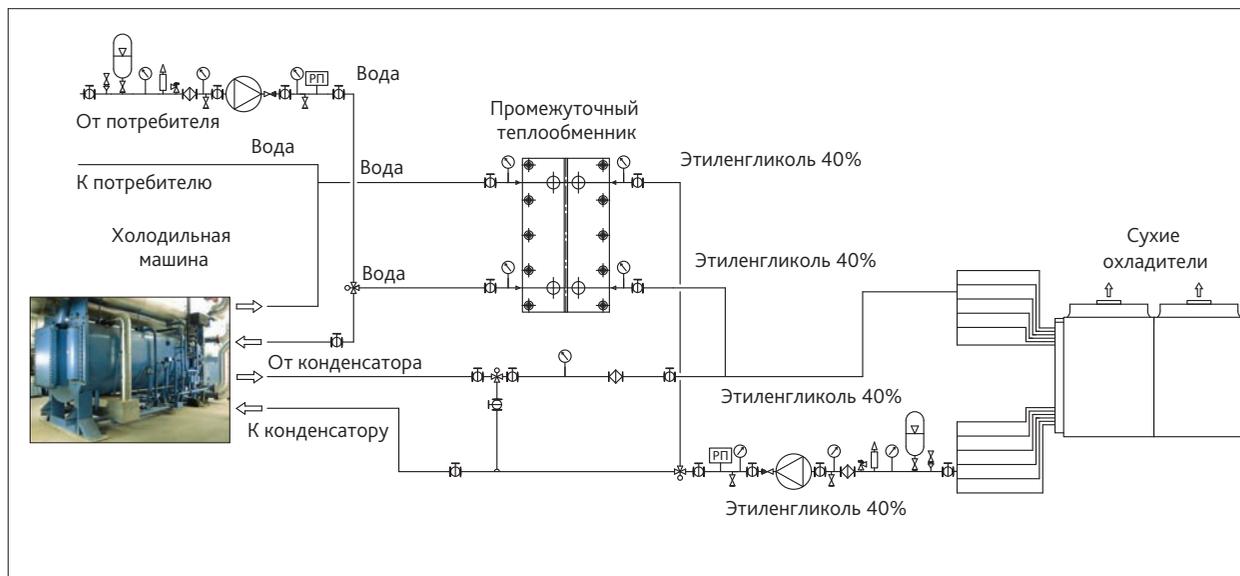
### ПРОМЫШЛЕННЫЕ СИСТЕМЫ

Тепловые насосы для коммерческого и промышленного использования.

- > Не является поднадзорным оборудованием;
- > Отсутствие капитальных затрат на коммуникации и теплотрассы;
- > Высокая энергоэффективность — 1кВт затраченной электроэнергии дают от 3 до 5 кВт тепла;
- > Быстрый монтаж;
- > Поэтапный ввод в эксплуатацию;
- > Дистанционная диагностика;
- > Гарантийный срок эксплуатации — 20 лет.

[www.zubadan.ru](http://www.zubadan.ru)

 **mitsubishi  
electric**  
*Changes for the Better*



■ Рис. 1. Схема системы холодоснабжения для кондиционирования воздуха

при заявленном диапазоне температуры воды в контуре между теплообменником и сухой градирней должна охлаждать незамерзающую жидкость до температуры  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$  и нагреваться в промежуточном теплообменнике не более чем до  $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . При таком процентном содержании этиленгликоля пуск в холодное время года возможен до температуры  $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$ . При более низких температурах этиленгликолевый раствор становится более густым, и насос не сможет его продавить. Насосные группы этиленгликолевого контура оснащены частотными преобразователями. Насосы с частотными преобразователями ограничены минимальным расходом, ниже которого они не могут перемещать теплоноситель. Для каждого отдельного насоса этот минимум устанавливается программой подбора. На вентиляторах сухих градирен частотные преобразователи настраиваются так, что они регулируются до скорости вращения 30% от номинальной.

**Возможно несколько подходов к регулированию расхода на испарителе (в контуре потребителя):**

- Расход в фэнкойлах регулируется с помощью узлов обвязки (работает трехходовой клапан), насос без частотного преобразователя.
- Установка трехходового регулирующего клапана и насосов с частотным преобразованием.
- Насос с частотным регулированием и двухходовой клапан.

По опыту эксплуатации и наладки упомянутого оборудования было принято решение в пользу

первого подхода с использованием трехходового клапана и насосов без частотного преобразователя в контуре потребителя. Второй подход имеет большой недостаток: трехходовой клапан и частотный преобразователь пытаются подавить друг друга. В третьем случае процесс регулирования более сложен, чем в первом.

Итак, рассматривается несколько типоразмеров установки холодоснабжения, обеспечивающих покрытие холодильной нагрузки при разной расчетной температуре наружного воздуха  $t_n^P$  и осуществляющих переход на свободное охлаждение при различной текущей температуре наружного воздуха  $t_n$ :

- вариант 1а)  $t_n^P = +26\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_n = +5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- вариант 1б)  $t_n^P = +26\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_n = +9\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- вариант 2а)  $t_n^P = +28\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_n = +5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- вариант 2б)  $t_n^P = +28\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_n = +9\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- вариант 3а)  $t_n^P = +32\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_n = +5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- вариант 3б)  $t_n^P = +32\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_n = +9\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Холодильные машины, насосные группы водяного и этиленгликолиевого контуров для вариантов 1) и 2) одинаковые, поскольку максимальные расходы воды близки по значению.

**Сравнение энергетических показателей различных вариантов установки холодоснабжения**

Вопрос о целесообразности перехода от свободного охлаждения к машинному решался путем сравнения энергозатрат на свободное охлаждение за время работы системы кондиционирования воздуха при разных размерах сухого охладителя.

Таблица 1

Годовые выработка холода, потребление электроэнергии и средние за год коэффициенты преобразования

Годовое значение	Система	Варианты					
		1а	1б	2а	2б	3а	3б
Потребление электроэнергии*	Свободного охлаждения	35 056 / 14,18	56 949 / 23,03	35 057 / 14,18	59 122 / 23,90	37 417 / 15,13	59 880 / 24,22
	Машинного охлаждения	140 390 / 56,78	112 352 / 45,44	140 618 / 56,90	110 146 / 44,55	146 172 / 59,12	103 552 / 41,88
	Итого:	175 446 / 70,96	169 301 / 68,48	175 675 / 71,00	169 268 / 68,46	183 589 / 74,25	163 432 / 66,10
Выработка холода*	Свободного охлаждения	262 051 / 106,00	402 884 / 162,90	262 051 / 106,00	402 884 / 162,95	262 051 / 106,00	402 884 / 162,95
	Машинного охлаждения	407 244 / 164,70	267 130 / 108,00	409 259 / 165,50	268 450 / 108,57	409 392 / 165,58	268 559 / 108,62
	Итого:	669 295 / 270,70	670 014 / 271,00	671 310 / 271,50	671 334 / 271,50	671 443 / 271,57	671 443 / 271,57
Средние за год коэффициенты преобразования (COP)	Свободного и машинного охлаждения	3,81	3,96	3,82	3,97	3,66	4,11

\* В числителе дроби указаны значения кВт·ч, в знаменателе кВт·ч/м<sup>2</sup> рассматриваемого офисного здания.

Для этого были выполнены расчеты электрической мощности для всех вышеперечисленных вариантов при различной температуре наружного воздуха.

Расход электроэнергии за год, показанный в табл. 1, рассчитан с учетом продолжительности стояния различных интервалов температуры наружного воздуха  $t_n$ . В период от минимальных температур  $t_n$  до  $t_n = +9$  °С в вариантах а) до  $+5$  °С работает режим свободного охлаждения, а затем машинного; в вариантах б) только свободное охлаждение. Затраты электроэнергии, в числителе кВт·ч, в знаменателе кВт·ч/м<sup>2</sup> офисной площади рассматриваемого здания составляют в этот период для вариантов:

- 1а)  $Q_{c.o} = 67\,730 / 27,4$ ;
- 1б)  $Q_{c.o} = 56\,949 / 23,03$ ;
- 2а)  $Q_{c.o} = 67\,731 / 27,4$ ;
- 2б)  $Q_{c.o} = 59\,122 / 23,9$ ;
- 3а)  $Q_{c.o} = 73\,451 / 29,71$ ;
- 3б)  $Q_{c.o} = 59\,880 / 24,22$ .

Расчеты, некоторые результаты которых представлены в табл. 1, показали, что при всех вариантах компоновки системы охлаждения энергетически выгодно применять переход на свободное

охлаждение при  $+9$  °С. То, что в вариантах б) на свободное охлаждение тратится больше электроэнергии, чем в вариантах а), объясняется более длительной по времени работой установки в режиме сухого охлаждения. Но уменьшение потребления электроэнергии в режиме машинного охлаждения в вариантах б) превосходит увеличение энергозатрат на свободное охлаждение. Годовая суммарная потребляемая электроэнергия, кВт·ч, в вариантах б) ниже, чем в вариантах а). При этом средние за год коэффициенты преобразования (COP) при переходе на свободное охлаждение при  $+9$  °С тоже выше. Подробные результаты упомянутых расчетов приведены в [2].

#### Литература

1. Наумов А. Л. Оценка и роль теплозащиты общественных зданий // АВОК. – 2009. – № 7.
2. Малявина Е. Г., Фролова А. А. Расчет энергетически целесообразной температуры наружного воздуха для перехода на свободное охлаждение кондиционируемых помещений // Известия вузов. Строительство. – 2012. – № 11–12. ■

Окончание статьи читайте  
в следующем номере журнала