

# Энергия Градирни

## И ЕЕ УПРАВЛЕНИЕ

### Предисловие

В связи с проблемой нехватки топлива, которая проявилась в начале 1970-х, цена на энергию начала асимптотический рост. С тех пор мы также наблюдаем возрастание и убывание интереса к проблеме энергосбережения. В последнее время внимание уделяется вопросу глобального потепления и воздействию выработки энергии. Уровень внимания к проблеме энергосбережения вырос, являясь частью более широкого экологического подхода к исполнению конструкции, включая углеродный отпечаток. Компания SPX Cooling Technologies поддерживает интерес к энергоэффективному оборудованию и технологиям на протяжении всего этого периода, являясь последователем более старой традиции внедрения осознанных инноваций в области энергетики.

С того момента, как их использование было удостоено внимания, в 1930-х гг. большая часть усилий, затраченных на исследование и разработку градирни с принудительной тягой, пошла на уменьшение высоты напора и мощности вентилятора. Эти усилия привели к разработке поперечно-точной градирни Marley с принудительной тягой в 1938 г. Был создан новый стандарт использования энергии, с которым до сих пор сравнивают все остальные конструкции градирен.

Цель данного отчета является предоставление непосредственных сравнений с пояснениями, а также описание определенных устройств и технологий, с помощью которых можно применять древние физические законы о сокращении потребления энергии на существующих установках и новых проектах.

Принципы и результаты, приведенные в данном документе, применяются к градирням повсеместно независимо от их размера и источников рассеянных тепловых нагрузок. Градирни не фиксируют источник прилагаемой нагрузки. Они только реагируют на эту нагрузку, и их реакция заранее предопределена. В данном документе кондиционирование воздуха рассматривается в качестве источника нагрузки, поскольку о нем имеется наиболее общее представление и поскольку изменения нагрузки, которые повседневно происходят в пределах данной системы, дают возможность проанализировать многочисленные рабочие ситуации.

### Потребление энергии градирнями

Энергия потребляется при работе вентилятора или вентиляторов, необходимых для обеспечения надлежащего прохождения воздуха через градирню. Высота напора градирни также способствует расходу энергии при работе насоса для конденсаторной воды. Очевидно, таким образом, управление обоими источниками потребления энергии, как средствами регулировки переменных нагрузок или условий окружающей среды, должно иметь некое благоприятное воздействие на энергетическую потребность градирни.

Какой из этих двух аспектов необходимо контролировать или же с ними необходимо работать одновременно – это вопрос, который мучает операторов долгое время, вероятно, с момента начала эксплуатации градирен.

Проблема выбора между осуществлением контроля над воздушным потоком или потоком воды, а также процесс работы прежде всего зависят от характерных особенностей и ограничений системы подачи охлажденной/конденсаторной воды. Эта проблема также требует понимания принципа работы самых распространенных в использовании типов градирен. На **Рисунке 1** и **Рисунке 2** изображены два основных типа, используемых для кондиционирования воздуха и для малых и средних технологических нагрузок.

### Типы градирен

В противоточной градирне воздух движется вертикально вверх через счетчик теплопередающей среды (ороситель) навстречу падающей воде. В поперечно-точной градирне воздух проходит через ороситель поперек (перпендикулярно) потоку падающей воды. Хотя оба типа градирен оснащаются либо пропеллерными вентиляторами, либо нагнетательными вентиляторами, расположенными либо на стороне впуска для нагнетания воздуха через градирню, либо на стороне выпуска для индукции воздуха, окончательные конфигурации, указанные на **Рисунке 1** и **Рисунке 2** представляют два наиболее распространенных механизма, используемых для кондиционирования воздуха и на небольших технологических рынках. Оба типа обладают совершенно разными характеристиками мощности вентилятора и расхода энергии на высоту напора, каждая из которых будут рассмотрены в свою очередь.



**РИСУНОК 1** Противоточная градирня с центробежным (нагнетательным) вентилятором: конфигурация с принудительной вентиляцией



**РИСУНОК 2** Поперечно-точная градирня с осевым (пропеллерным) вентилятором: конфигурация с вытяжной вентиляцией

## Энергетические потребности вентилятора

В силу особенности нагнетательных вентиляторов при работе с относительно низкими статистическими давлениями в градирнях они требуют как минимум в два раза больше мощности в л. с., чем пропеллерные вентиляторы, для подачи эквивалентного воздушного потока. Наоборот, они способны перемещать предварительно рассчитанное количество воздуха, преодолевая очень высокие статистические давления. Они также очень компактны и относительно рентабельны и подходят для градирен товарного качества и ограниченного размера.

Находясь в мире, испытывающем дефицит энергоносителей, логично предположить, что при использовании нагнетательных вентиляторов мы будем постепенно ограничиваться теми системами, в которых создается давление, что превышает возможности вентиляторов пропеллерного типа. Это бы ограничило области применения градирен, и использовались бы только те, которые предназначены для работы в помещении, где приточный и вытяжной воздух должен поступать в градирню через воздуховод. С учетом этой возможности все основные производители градирен выпускают на рынок товары, оборудованные вентиляторами пропеллерного типа. Однако в связи с большим количеством нагнетательных вентиляторов, эксплуатируемых противоточными градирнями в настоящее время, необходимо сравнить два типа градирен для определения относительных уровней мощности, на которых будет основан последующий процесс энергосбережения.

В **Таблице 1** приводится сравнение энергетических потребностей вентилятора, а также сравнения высоты напора, которые будут выполнены впоследствии. Оба типа градирен были выбраны для кондиционирования 400 тонн воздуха, что требует, чтобы каждая градирня была способна к охлаждению 1200 галл./мин. конденсаторной воды от 95 °F до 85 °F при температуре 78 °F по мокрому термометру.

Поскольку кривые, предлагаемые в настоящем отчете, означают колебания нагрузки в процентном выражении, имейте в виду, что исходный уровень мощности градирни с нагнетательным вентилятором в два раза выше, чем у градирни с пропеллерным вентилятором.

## Требования к высоте напора

Исследование, приведенное в таблице 1, демонстрирует не только разницу 2:1 к энергетическим потребностям вентилятора двух типов градирен, но также отклонение 2.3:1 для требуемой высоты напора. Это связано с совершенно разными режимами распределения воды, необходимыми для соответствующих типов.

Относительно замкнутая особенность противоточной градирни в сочетании с потребностью в вертикальном движении воздуха через ороситель – **Рисунок 1** – указывает на то, что распределение воды осуществляется за счет водосборника и системы трубопроводов с ответвлениями и многоструйными насадками на конце, расположенными для обеспечения надлежащего охвата воды над оросителем. Как правило, эти системы распыления разработаны для создания напора воды в 5 фунтов на кв. дюйм в приемном коллекторе, и при добавлении к требуемому статическому напору рабочего уровня бассейна с холодной для подъема приемного коллектора это приводит к образованию высоты напора 23'-0, указанному в **Таблице 1**. Кроме того, поскольку тепловой КПД противоточной градирни можно увеличить либо путем подъема системы распыления, либо путем увеличения ее рабочего давления без изменения номинального объема или воздушного потока, у разработчика противоточной градирни появляется серьезная мотивация для повышения тепловых характеристик за счет высоты напора.

С другой стороны, сочетание бортов оросителя «боковой установки» и горизонтального движения воздуха в поперечно-точной градирне – **Рисунок 2** – позволяет использовать открытые бассейны с горячей водой, расположенные над бортами оросителя, из которых вода вытекает под действием тяжести через дозирующие отверстия, находящиеся в полу бассейнов. Высота напора состоит из статического напора к центру входной трубы и приблизительно 1'-0 потери в изогнутом вниз колене или в редукционных клапанах, которые используются для балансировки потока воды в обоих бассейнах с горячей водой. Увеличение подъема распределительной системы без увеличения объема оросителя или воздушного потока не приносит преимуществ относительно способности к теплопроизводительности, но увеличивает стоимость градирни. Следовательно,

| Тип Градирни                                | Л/С Двигателя Вентилятора | Двигатель Вентилятора кВт примечание 1 | Напор Насоса Градирни футы примечание 2 | Доп. двигатель насоса кВт примечание 3 | Общая эксплуатационное потребление кВт |
|---|---------------------------|--|---|--|--|
| Противоточная с дуть-евым вентилятором      | 40                        | 32.4                                   | 23                                      | 6.9                                    | 39.3                                   |
| Поперечноточная с пропеллерным вентилятором | 20                        | 16.2                                   | 10                                      | 3.0                                    | 19.2                                   |

**ТАБЛИЦА 1** Сравнение принудительной противоточной градирни с индуцированной поперечноточной градирней для 400 тонн.

- 1 Предположительный КПД двигателя насоса и вентилятора составляет 92 %
- 2 Это часть от общей приписываемой высоты напоры градирни – сумма статического напора и потерь во внутренней водораспределительной системе градирни
- 3 Предположительный КПД насоса составляет 82 %

работа разработчика поперечно-точной градирни направлена на уменьшение высоты напора, насколько это возможно.

Независимо от того, какой тип градирни используется на имеющейся установке или выбран для нового проекта, если распределительная система устанавливается для определенного расхода, для надлежащей производительности градирни требуется непрерывный расход. Если рабочие характеристики процесса не определяют расход, нельзя регулировать расход воды для изменения производительности градирни. Подобные действия не только самоограничивают с точки зрения гидравлической и тепловой производительности, но также демонстрируют отсутствие перспективы в подходе к проблеме энергоэффективности.

Давайте для начала взглянем на гидравлические и тепловые ограничения.

Требуемое давление в насадке заданного размера изменяется приблизительно пропорционально квадрату количества потока через насадку. 10 % увеличение расхода требует на 21 % больше давления. При 10 % уменьшении расхода требуемое давление уменьшается на 19 %. В направлении увеличения гидравлические ограничения проявляют себя быстро в противоточной градирне посредством избыточного давления в трубе, значительного увеличения потери влаги и насадок, продуваемых на концах рычагов ветви. В конструкции поперечно-точной градирни об этом обычно свидетельствует чрезмерное распыливание и/или переполнение бассейнов с горячей водой.

Снижение тепловой производительности особенно заметно при направлении в сторону уменьшения расхода. Вода выходит из распылительной насадки расходящимся конусом и насадки располагаются таким образом, чтобы перекрывать эти «конусы» для обеспечения полного охвата воды в оросителе. При снижении давления конусы распыла начинают «свисать», эффект наложения струй теряется и промежуточные участки оросителя освобождаются от воды.

Эффект ослабления, который отражается на теплопроизводительности градирни, выходит за пределы сухого оросителя. Поскольку воздух идет по пути наименьшего сопротивления, он движется через сухие проходы оросителя, обеспечивая небольшой эффект охлаждения в остальных смоченных участках. В поперечно-точных градирнях высота напора воды в бассейнах с горячей водой может уменьшиться до точки, где периферийные отверстия наблюдают небольшой расход или его отсутствие, и в результате получается приблизительно то же, что происходит в противоточной градирне.

Что касается перспективы энергоэффективности, **Таблица 1** демонстрирует, что потребление энергии вентилятором градирни в 4–5 раз превышает потребление, обусловленное высотой напора. Таким образом, управление расходом воздуха (и мощностью вентилятора) является наиболее энергоэффективным средством регулирования теплопроизводительности, чем управление расходом воды.

## Эксплуатация градирни

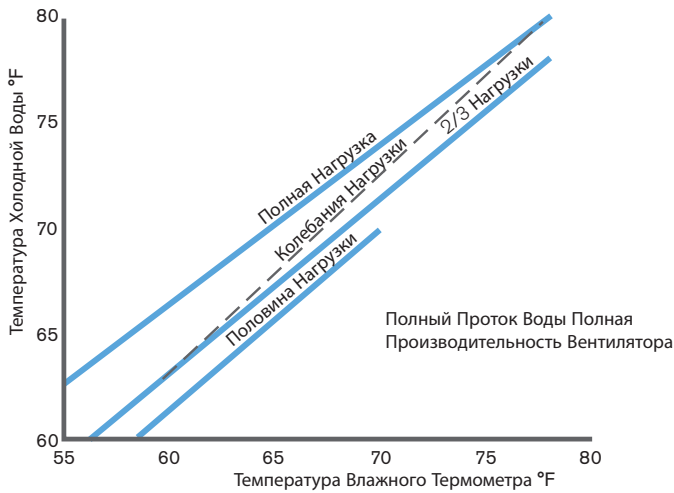
Определив, что некоторые средства управления воздушной стороной (вентилятором) подходят для изменения уровня теплопроизводительности в градирне, давайте обратим внимание на необходимость такого управления. Учитывая некоторые вызывающие заявления, которые были сделаны в отношении способностей градирен, эксплуатируемых при низких нагрузках на вентилятор, и показательной экономии энергии, нормальной реакцией стал бы поспешный уход от работы в данном направлении без полного изучения конечного результата в рамках целой системы. Но это не означает, что управление вентилятором градирни является произвольным процессом. Без сомнения, при правильном использовании это принесет огромную выгоду. Тем не менее неправильное применение может негативно сказаться на конечной стоимости энергии для некоторых систем кондиционирования воздуха.

На сегодняшний день игнорирование физических ограничений, которые водораспределительная система градирни накладывает на попытку терморегулирования водной части, сам факт того, что вентилятор градирни составляет ее наиболее потенциальную площадь энергопотребления, поспособствовал выбору управления воздушной стороной – т. е., если сокращение использования энергии является критерием для суждения.

Если делать выводы на основании этого выбора, чтобы охватить всю систему кондиционирования воздуха, можно предположить, например, что компрессор – это системный компонент, на который следует обратить внимание. Поскольку его требуемая расчетная мощность в 10–15 раз больше, чем у градирни, любые действия в отношении градирни, которые не направлены на оказание помощи в работе компрессора, должны рассматриваться как бесполезные.

Помимо факторов, негативно влияющих на производительность, на **Рисунке 3** показана максимально допустимая температура холодной воды, приведенной на примере градирни, при различных температурах по мокрому термометру и условиях нагрузки, основанных на полном расходе воды и полной мощности вентилятора. Диагональная пунктирная линия отображает то, что можно было ожидать от общей нагрузки системы кондиционирования воздуха при уменьшении воздействия внешних условий, и демонстрирует, как температура холодной воды градирни опирается на эту нагрузку.

При номинальных условиях расхода требования к расчетной мощности компрессора основываются на применяемой тепловой нагрузке, а также на определенной температуре конденсаторной воды. Вместе с уменьшением нагрузки происходит уменьшение мощности, потребляемой компрессором, и в рамках данного отчета соотношение будет рассматриваться как линейное. Некоторые установки кондиционирования воздуха разработаны таким способом, чтобы мощность, потребляемая компрессором, также уменьшалась при понижении температуры конденсаторной воды. В среднем на 1 % мощности в л. с. приходится 1 градус температуры холодной воды. Рабочие характеристики, как правило, ограничивают этот эффект приблизительно до 20 % (конденсаторная вода 85 °F в соответствии с проектом) или, как можно ожидать, увеличивают при температуре холодной воды 65 °F.



**РИСУНОК 3** Изменение температуры холодной воды в зависимости от температуры по мокрому термометру и нагрузки

Из двух факторов, которые влияют на мощность, потребляемую компрессором (нагрузку и температуру конденсации), градирня может повлиять только на последний. Нагрузка определяется системой кондиционирования воздуха обслуживаемого здания, фактически независимо от работы градирни. Обратим внимание на **Рисунок 3**, к тому времени как температура окружающей среды понизится до точки, при которой градирня способна производить холодную воду температурой 65 °F. Предполагается, что тепловая нагрузка здания, возможно, сократится до 2/3 от номинальной. Хотя градирня не имеет никакого отношения к полученной экономии при работе компрессора, составляющей примерно 133 брит. л. с. ( $1/3 \times 400 = 133,3$ ), она достигает положительного результата при сокращении нагрузки, что позволяет ей получать холодную воду температурой 65 °F раньше, чем она начинает работать при полной нагрузке, и она берет на себя полную ответственность за дополнительное сокращение мощности компрессора приблизительно на 53 брит. л. с. ( $2/3 \times 400 \times 20\% = 53,3$ ), обусловленное температурой холодной воды.

В этом случае непрерывная работа вентилятора градирни приводит к максимальной экономии энергии в 33 брит. л. с. (53-20) для системы, обслуживаемой пропеллерным вентилятором, или 13 брит. л. с. в случае работы нагнетательного вентилятора градирни.

Фактическая экономия расходов на энергию – это временная зависимость, подтверждающая интегрирование эффекта температуры холодной воды на мощности компрессора по линии ожидаемого изменения тепловой нагрузки. Результаты показали, что при сокращении мощности компрессора происходит увеличение потребляемой мощности пропеллерным вентилятором при или ниже температуры 72 °F по мокрому термометру, тогда как при работе нагнетательного вентилятора равенство не было достигнуто приблизительно до 64 °F по мокрому термометру.

Это приобретает смысл, только если вы учитываете тот рабочий промежуток времени, на который распространяется эта температура. В Чикаго, например, учитываются только часы стандартного, комфортного кондиционирования воздуха в рабочие дни в период с мая по сентябрь. Разница может составлять около 600 часов. Действительно, в других более южных городах самая нижняя из температур по мокрому термометру может изредка достигаться в дневное время летом.

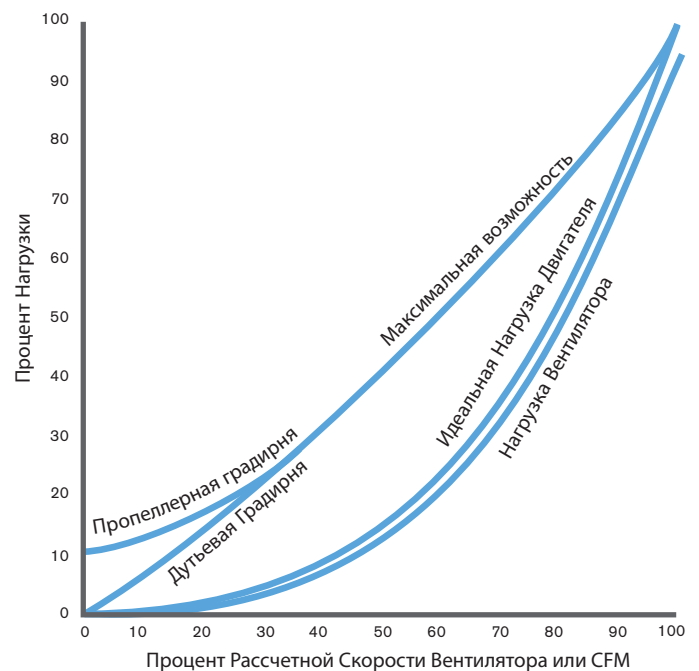
## Законы аэродинамики вентиляторов

Анализ того, что может произойти, если мощность вентилятора градирни изменится в целях поддержания определенной температуры холодной воды во время уменьшения нагрузки и температуры окружающей среды, требует понимания некоторых основных законов аэродинамики вентиляторов, применимых как к нагнетательным, так и к пропеллерным типам вентиляторов. Поскольку эти законы зависят от постоянного КПД вентилятора, регулирование скорости отображает способ регулирования мощности, который наиболее приближен к данному требованию.

1. Мощность (куб. фт/мин) вентилятора напрямую зависит от соотношения скоростей. (Вращение вентилятора при 50 % расчетной скорости передвигает 50 % объемного потока воздуха.)
2. Мощность в л. с., необходимая для запуска вентилятора, изменяется пропорционально кубу скорости или коэффициента использования мощности. (Вращение вентилятора при 50 % расчетной скорости требует 12,5 % расчетной первичной мощности.)
3. При постоянной производительности и скорости мощность в л. с. напрямую зависит от плотности воздуха (при увеличении плотности воздуха на 10 % то же происходит с л. с. вентилятора).

Нижняя кривая на **Рисунке 4** отображает экспоненциальное изменение требований к приводной мощности вентилятора в л. с. с любыми вариантами расхода воздуха. Вы заметите, что кривая нагрузки на двигатель градирни немного выше кривой вентилятора. Это происходит в связи с механическими потерями, возникающими при передаче энергии от двигателя через зубчатый привод или систему клиноременного привода к вентилятору.

Необходимо понимать, что кривая нагрузки на двигатель – это измерение выходного критерия двигателя и она не отражает сравнительную стоимость работы двигателя на разных скоростях и нагрузках. Поскольку эффективность и коэффициент мощности большинства двигателей несколько изменяются при наличии нагрузки и скорости вращения, можно предполагать, что кривая "стоимости работы" будет немного выше, чем показано на рисунке, при наличии более высокой скорости на нижнем конце, чем при полной мощности.

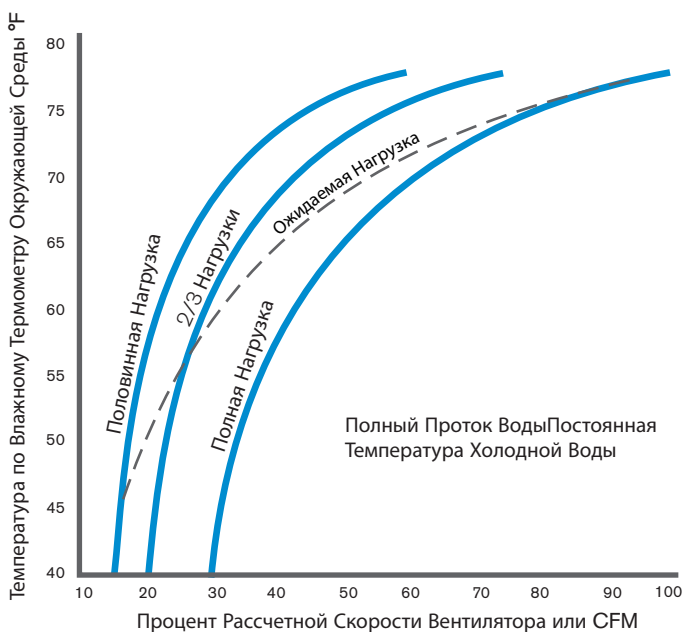


**РИСУНОК 4** Влияние скорости вентилятора на мощность вентилятора и производительность градирни

Верхняя кривая на **Рисунке 4** указывает на возможности градирни при различных условиях мощности вентилятора, но при постоянном расходе воды, окружающей температуре и температуре холодной воды. Расхождение на нижнем конце кривой возможностей обуславливается тем, что поперечно-точная градирня с вытяжной вентиляцией достигает приблизительно 10–15 % производительности на нулевой скорости работы вентилятора в силу естественного прохождения воздуха через градирню. Замкнутая особенность градирни с принудительной вентиляцией исключает эту возможность.

С помощью **Рисунка 5** мы можем провести быстрый анализ того, какой уровень энергопотребления можно было бы достичь в предыдущем примере, если бы мы выбрали температуру холодной воды 85 °F, вместо того чтобы позволить градирне максимально охлаждать воду.

На **Рисунке 5** показано, что предполагалось, что тепловая нагрузка здания достигнет 2/3 от номинальной при температуре 57 °F по мокрому термометру, и указывается, что требуемая мощность вентилятора при таких условиях составляла бы приблизительно 27%. На рисунке 4 показано, что выходная нагрузка на двигатель при мощности вентилятора 27 % составляет приблизительно 4 % от номинальной. Принимая во внимание градирню с пропеллерным вентилятором, – **Таблица 1** – мы видим, что сокращение предельной выходной мощности двигателя составило бы 19,2 л. с. (20 x 0,96). Однако поскольку температуру холодной воды нельзя уменьшить, ранее указанное сокращение мощности компрессора на 53 л. с. не было реализовано, и потенциальная возможность экономии 33,8 л. с. (53 -19,2) была утеряна. Аналогичный анализ градирни с нагнетательным вентилятором показывает, что потенциальная возможность экономии 14,6 л. с. будет утеряна при преждевременном управлении вентилятором.



**РИСУНОК 5** Требуемая производительность вентилятора при различных нагрузках и температурах окружающей среды

## Эффективное управление мощностью

Очевидно, что при работе градирни, которая обслуживает процесс, использующий более низкие температуры воды, необходимо откладывать любые попытки управления вентилятором, до тех пор пока температура холодной воды не достигнет такого уровня, который приведет к оптимальному использованию системной энергии. Хотя в примере из текста этот уровень составлял 65 °F, он различается в зависимости от конструкции системы и его необходимо проверять вместе с производителем оборудования. Некоторые системы сжатия хладагента и большинство систем поглощения допускают очень небольшое отклонение от номинальной температуры конденсаторной воды. В этих случаях эффективное управление необходимо начинать при температуре не ниже 5° – 6° ниже номинальной.

После определения уровня, на котором управление температурой холодной воды градирни будет способствовать сокращению мощности всей системы, оператору будут предложены несколько энергоэффективных методов обеспечения данного управления. Наиболее распространенные методы следуют в общем порядке возрастания эффективности:

## Вращение вентилятора

Большинство операторов ознакомлены с принципом вращения вентилятора хотя бы наглядно. В то время когда градирня способна производить воду более низкой температуры, чем на уровне управления, у них появляется возможность отключить вентилятор на время, пока температура холодной воды восстанавливается до контрольной точки. Во многих случаях для автоматического выполнения цикла вращения используется терморегулятор.

Устройства автоматического регулирования могут работать хорошо при условии большого разброса температур между их уровнями переключения, для того чтобы избежать перегрева изоляции двигателя вентилятора при большом количестве запусков в течение часа. Учитывая размеры вентиляторов, которые встречаются на относительно небольших градирнях (обычно диаметром 120" или меньше), пять полных запусков односкоростного двигателя в час не будет считаться чрезмерным. Это будет эквивалентно примерно семи изменениям скорости двухскоростного двигателя в час от нуля до средней скорости или от средней скорости до предельной скорости. Для более крупных вентиляторов допускается меньшее количество запусков.

Ограничение количества запусков двигателя или изменений скорости в час достигается путем установки уровня включения устройства управления на 2° выше требуемой температуры градирни и путем установки уровня отключения ниже уровня температуры, который допускают эксплуатационные требования системы. Время, в течение которого вентилятор будет выключен, можно рассчитать по следующей формуле:

$$T = \frac{V \times 8,33 \times D}{C \times 1,25 \times K}$$

где:

T = период времени (мин.), в течение которого вентилятор выключен.

V = общее количество воды (галл.) в системе конденсаторной воды, включая бассейн градирни с холодной водой.

8,33 = номинальный вес воды (фт/галл.).

D = разница (°F) между минимальной и максимальной допустимыми температурами холодной воды (настройки и включения и отключения на контроллере).

C = рабочая нагрузка на охлаждающую установку (б.т.е./мин.) на момент расчета (= 200 x фактические тонны).

1,25 = коэффициент преобразования нагрузки охлаждающей установки в нагрузку конденсатора (градирни) путем добавления теплоты сжатия. Для систем поглощения этот коэффициент равен 2,5.

K = коэффициент, отражающий способность градирни к обеспечению охлаждения при выключенном вентиляторе. K для градирни с нагнетательным вентилятором = 1; K для поперечно-точной градирни с пропеллерным вентилятором = 0,9.



Например, если контроллер запрограммирован на остановку вентилятора при 80°F и перезапуск при 87°F, **Рисунок 3** предполагает, что коэффициент нагрузки будет составлять приблизительно 90 % (360 тонн) в то время, когда градирня будет впервые способна производить холодную воду с температурой 80°F, а температура по мокрому термометру будет составлять примерно 72°F. Если бы объем системы конденсаторной воды составлял 6000 галлонов, то значения, используемые в формуле, указывали бы на время простоя вентилятора, равное 3,9 минутам для градирни с нагнетательным вентилятором и 4,3 минуты для поперечно-точной градирни. Кроме того, хотя это и невозможно вычислить на основании кривых, можно установить, что, когда вентилятор выполняет повторный запуск при температуре холодной воды 87°F (в сочетании 360 тонн и 72°F по мокрому термометру), проходит приблизительно 15 минут, перед тем как температура воды градирни достигает 80°F, и в общей сложности около 20 минут между запусками удовлетворяют ограничению на количество запусков в час.

В качестве сравнительного примера предположим, что температура по мокрому термометру продолжает падать, в конечном счете достигнув отметки в 65°F, а при этом нагрузка на охлаждающую установку достигнет 70 % (280 тонн). В это время формула показывает, что время простоя вентилятора составляет 5,0 минут для градирни с нагнетательным вентилятором и 5,6 минут для поперечно-точной градирни. Тем не менее, поскольку сочетание сокращенной нагрузки и пониженной окружающей температуры резко увеличивает мощность градирни, температура холодной воды градирни очень быстро упадет до 80°F при повторном запуске вентилятора, вероятно не позднее чем через минуту. Очевидно, что такая ситуация приведет к тому, что у двигателя будет "короткий рабочий цикл" раз в 6 минут, что может повлечь за собой перегрев изоляции двигателя.

Эти два примера показывают, что количество запусков двигателя увеличивается при понижении температуры окружающего воздуха, и вскоре оно может превысить максимально допустимое количество запусков в час. В связи с этим ранее не рекомендованное управление водяной стороной необходимо привести в действие, что при разумном исполнении приведет к значительному снижению потребления энергии вентилятором.

В дополнение к ранее упомянутому терморегулятору для запуска и останова двигателя вентилятора потребуются еще два элемента оборудования: 1-а трехходовой клапан на линии возврата горячей воды в градирню, которая направит пропорциональное количество горячей воды прямо в бассейн с холодной водой, и 2-а реле времени на стартере для двигателя вентилятора.

Учитывая проблему поддержания мин./макс. уровней температуры холодной воды в конденсаторе на 80°F и 87°F соответственно, последовательность работы будет выглядеть следующим образом:

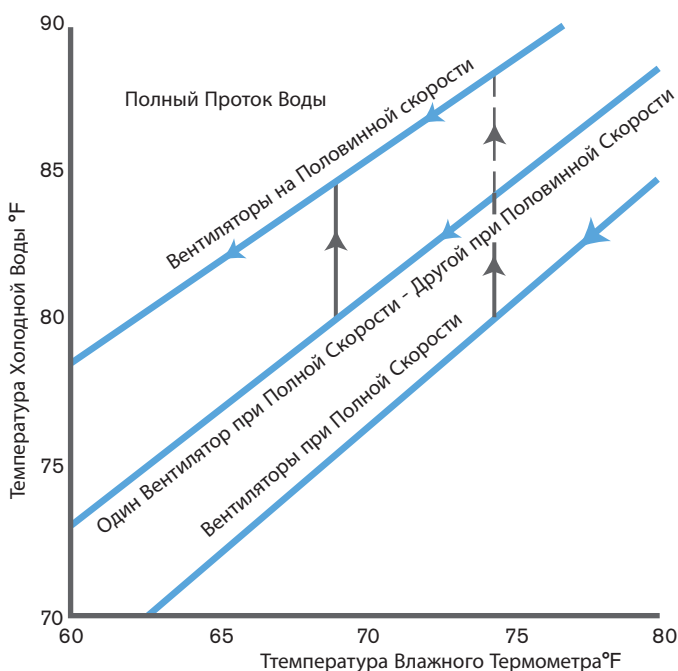
1. При отключении вентилятора температура воды будет постепенно увеличиваться до 87°F, и тогда устройство управления вентилятором запустит вентилятор.
2. Во время работы вентилятора температура воды будет постепенно понижаться до 81°F, и тогда устройство управления вентилятором подаст сигнал вентилятору об остановке. Однако реле времени не будет принимать этот сигнал до тех пор, пока не истечет 12 минут с момента последней остановки вентилятора (момент отключения).
3. Если вентилятор продолжит работу, градирня продолжит охлаждать воду и трехходовой клапан запустится при температуре 80°F для поддержания этой температуры в конденсаторе.
4. После выполнения временной задержки вентилятор остановится, и трехходовой клапан начнет возвращать полный поток в водораспределительную систему градирни.

Временная задержка должна быть подключена к цепи управления и, разумеется, не должна препятствовать нормальному ручному останову или аварийному управлению, например, с помощью ограничительных вибровыключателей и т. д. Кроме того, *не рекомендуется использовать пропорциональные распределительные клапаны в градирнях с односкоростными двигателями вентилятора, если оборудование подлежит эксплуатации в морозную погоду.* В таких случаях гибкость управления, предусмотренную двухскоростными двигателями, следует считать обязательным условием.

Использование дополнительных двухскоростных двигателей вентилятора в градирне способствует как обеспечению гибкости управления, так и сокращению использования энергии. Хотя **Рисунок 6** указывает на производительность двухкамерной градирни с двухскоростными двигателями. Верхняя и нижняя кривые отображают то, что происходит в однокамерной градирне с двухскоростным двигателем, работающим на средней и максимальной скоростях соответственно.

Мы можем видеть, что, если градирня с одним вентилятором, работающая на максимальной скорости в условиях понижения окружающей температуры, переходит на среднюю скорость, когда температура воды достигает 80°F, температура холодной воды начинает расти по направлению к верхней кривой. Но поскольку градирня продолжает стремиться к эффективному охлаждению при наличии половины от расчетного расхода воздуха, время, которое требуется градирне для получения воды температурой 87°F, будет значительно увеличиваться, выходя за пределы, указанные в формуле, которая, разумеется, отображает результаты при выключенном вентиляторе. И действительно, в случае понижения температуры окружающей среды уровень температуры воды в 87°F, возможно, никогда не будет достигнут, и вентилятор продолжит работать на средней скорости в течение неопределенного периода времени. Как видно из **Рисунка 4**, в течение этого времени двигатель будет работать приблизительно на 15 % от расчетной мощности в л. с.

**Рисунок 6** изображен для двухкамерной градирни, чтобы продемонстрировать повышение гибкости управления, предусмотренной несколькими камерами и скоростями вентилятора. Использование этой гибкости требует логической экстраполяции последовательности управления, описанной ранее, учитывая, что пропорциональный распределительный клапан, возможно, не потребуются и что допустимое количество запусков или изменений скорости может удвоиться при смене контролируемого двигателя двухкамерной градирни.



**РИСУНОК 6** Сокращение нагрузки на двухкамерную градирню, оборудованную двухскоростными двигателями

| Рабочее Состояние                               | Часы Работы             | Средние Потребление кВт | Энергия Пропеллерного Вентилятора - кВт/ч | Энергия Дутьевого Вентилятора кВт/ч |
|---|-------------------------|-------------------------|---|-------------------------------------|
| Постоянная Работа при Полной Производительности | 1202.2                  | P = 16.2<br>B = 32.4    | 19475.6                                   | 38951.2                             |
| Работа Односкоростного Вентилятора              | P = 765.3*<br>B = 852.7 | P = 16.2<br>B = 32.4    | 12397.3                                   | 27627.5                             |
| Работа Двускоростного Вентилятора               | P = 1132*<br>B = 1146   | P = 4.3<br>B = 8.55     | 4867.6                                    | 9798.3                              |
| Регулирование с Постоянной Скоростью            | 1202.2                  | P = 2.72<br>B = 5.44    | 3270                                      | 6540                                |
| Регулирование Скорости                          | 1202.2                  | P = 1.99<br>B = 3.98    | 2392.4                                    | 4784.8                              |

**ТАБЛИЦА 2** Сравнение Потребления Энергии с Различными Методами Контроля.

\* Пропеллерный вентилятор будет работать меньшее количество часов в данных режимах по причине охлаждающей способности поперечно-точной градирни при выключенном вентиляторе

## Изменение мощности вентилятора при постоянной скорости

Для обеспечения согласованности между эксплуатационными требованиями охлаждающей установки и желанием сохранить энергию вентилятора градирни, управление вентиляторами с фиксированными оборотами, будь то односкоростные или двухскоростные вентиляторы, должно быть ограничено серией «отметок»,—**Рисунок 6**—что приведет к высоким либо к низким результатам при достижении фактической желаемой цели. Насколько было бы проще контролировать эффективность, если бы мощность вентилятора могла изменяться в зависимости от того, что градирня следит за нагрузкой при постоянной температуре холодной воды.

Средства для достижения этого результата представлены в виде механизмов заслонки для нагнетательных вентиляторов (не рекомендуется для работы в морозную погоду) и приводов с частотным регулированием.

## Постепенное изменение скорости двигателя

Теоретически нагрузку на вентилятор градирни необходимо применять для отслеживания кривой, указанной на **Рисунке 4**, посредством использования привода с частотным регулированием. Поскольку скорость двигателя переменного тока находится в прямой зависимости от частоты входного сигнала, способность этих контроллеров непрерывно изменять частоту приводит к равным возможностям непрерывного изменения скорости вентилятора. Существует один момент, который ограничивает общую нестабильность применения градирни, однако он и является особенностью самого вентилятора.

Необходимость ограничения превышения скорости очевидна и не требует дальнейших объяснений. Кроме того, большинство вентиляторов имеют как минимум одну критическую скорость между 0 и 100 % от номинального числа об./мин., а некоторые имеют несколько. Как правило, вентиляторы разработаны таким образом, чтобы их критические скорости не совпадали с количеством об./мин, которые производятся при изменениях нормальной скорости двигателя. Они также разработаны для того, чтобы сокращать до минимума любое воздействие критической скорости. Тем не менее было бы рискованно выполнять продолжительную работу на критической скорости, но это необходимо для возможности заранее установить значение критической скорости и предотвратить использование соответствующих частот.

К счастью, большинство приводов с частотным регулированием позволяют избегать выбранных частот, так что происходит переход с критических скоростей без риска выполнения продолжительной работы на этих скоростях. Однако избежание критических скоростей приводит к повторному появлению миниатюрных «отметок» на противоположной линии постоянной температуры холодной воды, и во избежание «колебаний» требуется обеспечение устойчивости в механизме управления.

## Сравнительные результаты

Для определения относительных достоинств различных методов управления мощностью относительно использования энергии предполагалось, например, что система кондиционирования воздуха весом 400 тонн будет работать пять дней в неделю с 07.00 до 18.00 с начала мая до конца сентября в г. Чикаго. Предполагалось, что нагрузка будет изменяться, как указано на рисунках, а предпринятое управление будет таким, как указано в тексте.

Раздел «непрерывная эксплуатация при полной мощности» в таблице 2 отображает отсутствие попытки управления вентилятором и свидетельствует об использовании в системе, где охлаждающая установка компенсирует более холодную воду сокращением энергопотребления. В обусловленном местоположении и в течение рассматриваемого периода времени температура 67 °F по мокрому термометру превосходит средний диапазон условий окружающей среды и рассматривается в качестве средневзвешенного значения. При совпадении температуры холодной воды 75 °F и коэффициента нагрузки 83 % экономия кВт компрессора, с поправкой на КПД двигателя составляет 27 кВт или 32 459 кВт/ч за все время эксплуатации. Это превышает требование пропеллерного вентилятора на 13 000 кВт/ч.

В остальных разделах **Таблицы 2** ожидаемое количество потребляемой энергии приводится в виде таблицы с помощью указанных методов управления. Поскольку указанные значения будут изменяться в зависимости от коэффициента нагрузки, ночного использования, настроек управления, географического положения и т. д., они носят более общее значение, нежели абсолютное. Однако их пропорции реалистичны относительно друг друга.

## Инновационное мышление

Хотя некоторые из потенциальных источников экономии энергии, указанных в данном документе, требуют усовершенствованное вспомогательное оборудование для достижения желаемой цели, другие зависят только от использования градирни в несколько иной манере. Одной из таких инноваций, которую формула смогла продемонстрировать читателю с богатым воображением, является возможность работы градирни со средней скоростью вентилятора при низкой нагрузке и низкой температуре окружающей среды (например, в ночное время суток), которая сможет значительно охладить воду в большом резервуаре для переноса большей части очередной нагрузки высокой температуры окружающей среды.



## Сравнительные затраты

Поскольку затраты на различные методы управления зависят от размера установки, рыночных условий и расширения, а также состояния и вспомогательного оборудования существующей градирни, не было предпринято шагов по определению стандартных затрат, даже приблизительных. С учетом ожидаемого сокращения использования энергии пользователь должен получить абсолютную стоимость соответствующего оборудования от своего поставщика систем управления или от SPX Cooling Technologies.

---

### SPX COOLING TECHNOLOGIES UK LTD

3 KNIGHTSBRIDGE PARK, WAINWRIGHT ROAD  
WORCESTER WR4 9FA ВЕЛИКОБРИТАНИЯ  
44 1905 750 270 | [ct.fap.emea@spx.com](mailto:ct.fap.emea@spx.com)  
[spxcooling.com](http://spxcooling.com)

ru\_H-001B | ВЫПУСК 10/2016

COPYRIGHT © 2016 SPX CORPORATION

Изменения конструкции и/или замена материалов с целью усовершенствования изделий могут производиться без уведомления.

