

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ЛАБОРАТОРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ И ИХ ВЛИЯНИЯ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ БАШЕННОЙ ИСПАРИТЕЛЬНОЙ ГРАДИРНИ С КОМБИНИРОВАННОЙ ТЯГОЙ

Г.В. Дашков, Г. Л. Маленко, А.Д. Солодухин¹, Н. Н. Столович², В.Д. Тютюма³

ГНУ «Институт тепло- и массообмена» им. А.В. Лыкова НАН Беларуси»;

220072 Минск, ул. П. Бровки, 15 Республика Беларусь

1 – sad@hmti.ac.by; 2 – snn@itmo.by; 3 – tvd@hmti.ac.by

Экспериментально на лабораторной модели получены оценки эффективности работы башенной испарительной градирни с комбинированной тягой. Источником принудительной подачи воздуха (дополнительной вынужденной тяги) в данной градирне являлась внутренняя вентиляторная миниградирня, устанавливаемая в центре оросительной системы. Показано, что создание принудительной тяги охлаждающего воздуха только в центральной зоне градирни приводит к созданию в периферийной зоне градирни (в дополнение к естественной тяге) второго потока охлаждающего воздуха путем эжекции его струей отработавшего потока центральной зоны градирни.

Обсуждаются отличия процессов охлаждения воды в градирне с комбинированной тягой от процессов в случае ее охлаждения за счет естественной тяги в обычной градирне.

Рассмотрены возможные пути технической реализации предложенного способа создания комбинированной тяги в натуральных башенных испарительных градирнях.

Введение

Повышение эффективности охлаждения циркуляционной воды – одна из актуальных проблем предприятий машиностроения, химии, нефтехимии, энергетики, других отраслей, использующих системы оборотного водоснабжения. Недоохлаждение воды ведет к существенному снижению объемов выпускаемой продукции, неоправданным потерям сырья, энергоресурсов, увеличению выбросов вредных веществ в атмосферу.

Работа ТЭЦ с оборотной системой охлаждения циркуляционной воды в башенных испарительных градирнях имеет свои особенности, так как температура воды на входе в конденсатор и, соответственно, давление в конденсаторе напрямую связаны с эффективностью градирен (охлаждающей способностью) и режимом работы, их тепловой и гидравлической нагрузкой, метеоусловиями. Для обеспечения устойчивой выработки конденсационной мощности на турбинах требуется, чтобы весь объем тепла, передаваемый отработавшим паром турбин циркуляционной воде при его конденсации в конденсаторах, был снят действующими градирнями и на выходе из градирен была обеспечена температура охлажденной воды не более определенной величины.

Заметим, что температурный перепад на градирне, который определяет эффективность работы градирни (глубину охлаждения воды), напрямую

определяется соотношением количества воздуха, проходящего через градирню (ороситель), и количества воды, подаваемой на градирню для охлаждения.

Процесс совместной работы турбин и градирен происходит таким образом, что в конденсаторе турбины от пара циркуляционной воде передается теплота конденсации (~550 ккал\кг) и пар превращается в конденсат, в градирнях нагретая циркуляционная вода охлаждается за счет поверхностного испарения, при этом отдает атмосферному воздуху теплоту парообразования (~550 ккал\кг) и превращается в пар. Материальный баланс в этих процессах таков, что количество испарившейся циркуляционной воды в градирнях примерно равно количеству отработавшего пара в конденсаторах и равно приращению влагосодержания во входящем в градирню воздухе.

В идеальной градирне температура нагретого воздуха над оросителем градирни должна быть равна температуре нагретой воды, входящей в градирню, а влагосодержание соответствовать 100%-ной относительной влажности. Поэтому чем с более низкой относительной влажностью воздух входит в градирню, тем больше может испариться воды, охлаждаемой в градирне, и тем глубже будет ее охлаждение.

Естественная тяга в башенной градирне, которая организует движение воздуха через башню градирни, обеспечивается за счет разности температур наружного воздуха перед градирней и нагретого увлажненного внутри градирни над оросителем. Причем чем больший расход воздуха может обеспечить башня градирни, тем больше понизит свою выходную температуру вода, охлаждаемая в градирне.

В соответствии с эксплуатационными требованиями допустимый уровень рабочих температур в конденсаторах турбин должна обеспечивать циркуляционная система ТЭЦ. При превышении ограничивающих параметров необходимо будет разгружать работающие турбины с соответствующим снижением выработки на них электрической мощности.

Заметим, что глобальные климатические изменения привели к тому, что количество дней в летний период, в которые ТЭЦ по указанной выше причине вынуждена снижать выработку электроэнергии, возрастает [1]. В этой связи крайне важным является повышение эффективности и надежности действующих, вновь строящихся тепловых и атомных электростанций, сокращения ограничений мощности, повышения коэффициента использования установленной мощности.

В данной работе для этих целей в состав обычной башенной градирни предлагается вводить источник вынужденной тяги в виде внутренней вентиляторной градирни (ВВГ). Основным режимом работы такой градирни является обычный ее режим с естественной тягой. Дополнительная тяга включается лишь в том случае, когда глубина охлаждения воды в градирне недостаточна, например, при температуре окружающего воздуха, близкой к температуре поступающей на градирню воды, и т.п.

Описание лабораторной модели градирни с комбинированной тягой и результаты моделирования ее работы

В настоящей работе на лабораторной модели получены первичные оценки эффективности работы башенной испарительной градирни с комбинированной тягой. Источником принудительной подачи воздуха (дополнительной вынужденной тяги) в данной градирне являлась внутренняя вентиляторная миниградирня,

устанавливаемая в соответствии с [2] в центре оросительной системы, как это схематически показано на рис. 1.

На рис.1 приняты следующие обозначения: 1 – модель башенной испарительной градирни; 2 – водораспределительное; 3 – оросительное устройство; 4 – поворотные воздухонаправляющие щиты аэродинамического завихрителя; 5 – водосборный бассейн; 6 – система циркуляционного водоснабжения, термостабилизации воды и управления стендом; 7 –электронагреватели; 8 – термостат системы обратного водоснабжения; 9 – циркуляционный насос UPS 25-60; 10 – счетчик расхода воды VLX15/90; 11 – термометр ртутный; 12 – внутренняя вентиляторная мини градирня; 13 – оптическая система визуализации аэродинамических течений в макете градирни на основе твердотельного лазера с диодной накачкой LCS-DTL-318; 14, 16 – нагреватель нихромовый (для устранения запотевания макета башни градирни) и регулируемый источник электрического нагрева, соответственно; 15 - буферная емкость; 17 – анемометр электронный АТТ-1006; 18 – двухканальный аэродинамический имитатор ветровых воздействий на модель градирни; 19 – термостат для холодных спаев термопар; 20 – многоканальная аналого-цифровая система сбора и обработки экспериментальных данных; 21 – линия связи с удаленной ПЭВМ; 22 - ПЭВМ; 23 - термопары медь-константановые; 24 – видеокамера; 25 – пульт регулирования скорости верхового и низового ветра

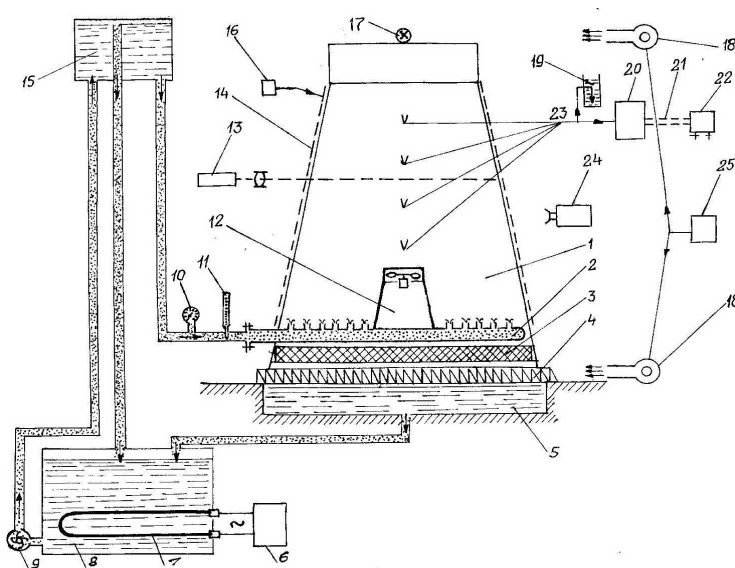


Рис.1.. Упрощенная блок-схема экспериментального стенда и модели градирни с комбинированной тягой

Основные размеры модели башенной испарительной градирни: высота – 850 мм, диаметр основания – 680 мм, диаметр горловины – 380 мм. Габаритные размеры модели внутренней вентиляторной градирни: высота – 140 мм; диаметр основания – 170 мм; диаметр выходного среза – 140 мм. В модели внутренней вентиляторной градирни использовался высокооборотный электродвигатель постоянного тока, скорость вращения которого регулировалась путем изменения подаваемого на электродвигатель напряжения (0 – 27 В). Внешний вид внутренней вентиляторной градирни, установленной в центре водораспределительно-оросительной системы модели градирни, показан на рис. 2.

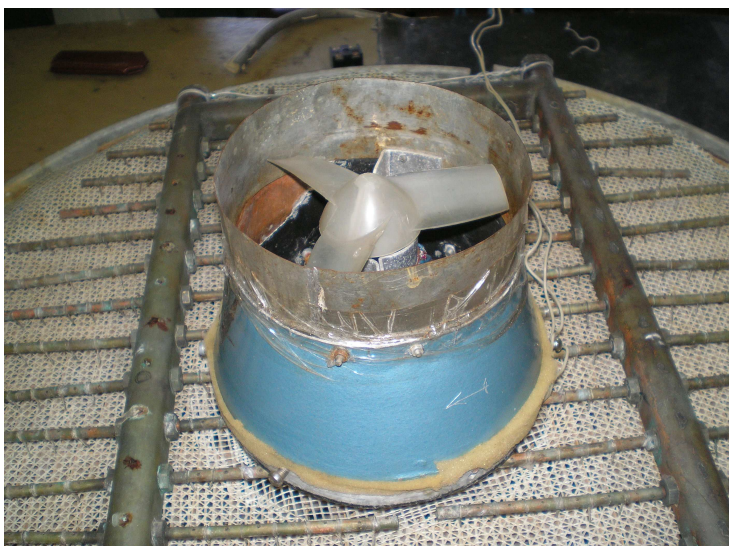


Рис. 2. Внутренняя вентиляторная градирня, установленная над оросителем и водораспределителем модели башенной испарительной градирни с комбинированной тягой

Эффективность охлаждения воды в модели градирни с комбинированной тягой (далее – МГКТ) сравнивалась с эффективностью охлаждения воды в модели вентиляторной градирни (далее – МВГ), выполненной по традиционной схеме, когда вентилятор располагался на срезе башни модели градирни. Для этих целей использовалась специальная вентиляторная насадка (высота – 270 мм; диаметр основания – 380 мм; диаметр выходного среза – 308 мм), устанавливаемая на башне модели градирни с естественной тягой. Создаваемая вентиляторной насадкой дополнительная вынужденная тяга регулировалась соответствующим изменением напряжения, подаваемого от стабилизированного источника питания на электродвигатель вентилятора насадки.

Объемные расходы определялись по замерам скоростей на выходе соответствующих сечений внутренней вентиляторной градирни и вентиляторной насадки.

Профили скоростей в выходном сечении внутренней вентиляторной градирни, построенные по данным измерений, показаны на рис.3 .

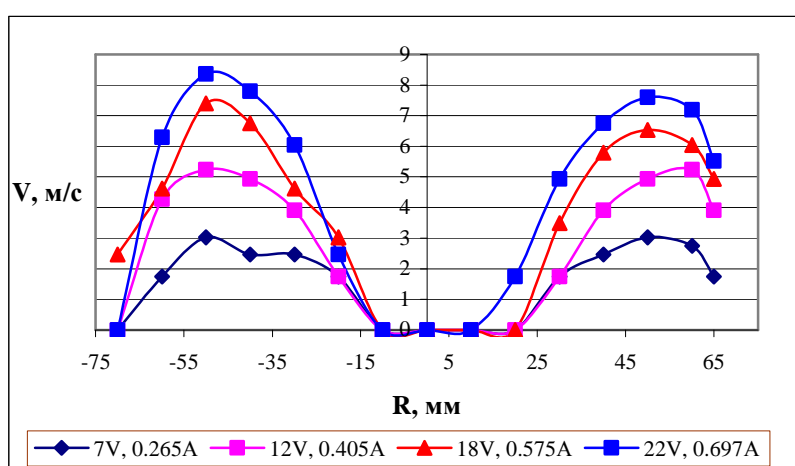


Рис.3.. Профили скоростей из воздушной струи в выходном срезе внутренней вентиляторной градирни

Как можно видеть из представленных графиков, во всех исследованных случаях скорость течения в выходном срезе была распределена весьма неравномерно. В центре струи имелся провал скорости, что связано с перекрытием

проходного сечении самим электродвигателем. Вслед за провалом наблюдался резкий рост с достижением максимума скорости на расстоянии около двух третей радиуса, и затем спад. В целом в кольцевом сечении распределение скорости было близко к параболическому.

Профили скоростей в выходном сечении вентиляторной насадки, построенные по данным измерений, показаны на рис. 4.

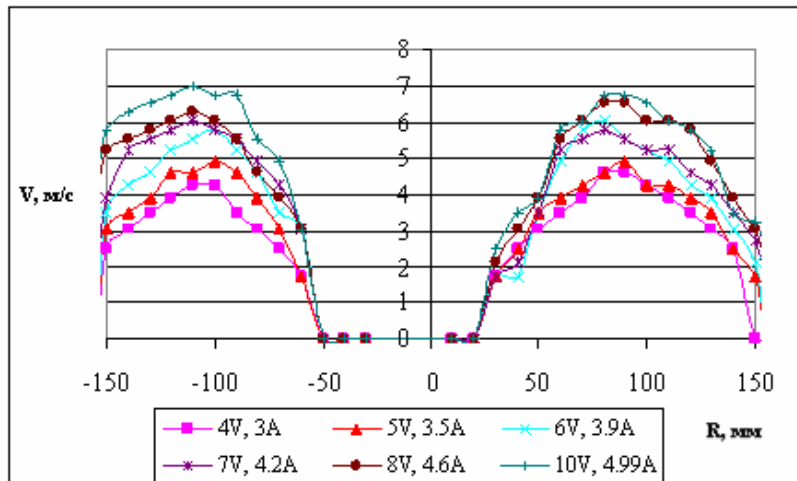


Рис.4. Профили скоростей из воздушной струи в выходном срезе вентиляторной насадки

Как видно из представленных графиков, скорость в выходном сечении была распределена так же весьма неравномерно. Как и в предыдущем случае, в центре струи имелся провал скорости, вслед за провалом наблюдался резкий рост с достижением максимума скорости на расстоянии около половины радиуса и затем спад. В целом, в кольцевом сечении распределение скорости было близко к параболическому.

Используя данные измерения и графики распределения скоростей, для каждого из источников дополнительной тяги в зависимости от подаваемого напряжения на электродвигатель были рассчитаны создаваемые ими объемные расходы воздуха, а также кинетическая энергия выходящей воздушной струи. Учитывая, что в выходном сечении течение является преимущественно осесимметричным, расчет объемного расхода Q выполнялся в соответствии с формулой

$$Q = 2\pi \int_0^R V(r) r dr ,$$

где R – радиус выходного сечения вентилятора; r – текущий радиус; V – скорость выходящей воздушной струи.

Для определения мощности струи P использовалась аналогичная зависимость для осесимметричного течения

$$P = \pi \rho \int_0^R V^3(r) r dr ,$$

где ρ – плотность выходящей воздушной струи.

При этом для увеличения точности расчеты велись по левой и правой половинам диаметра, а затем усреднялись. По результатам расчетов были построены

соответствующие тарифовочные кривые. В качестве иллюстрации на рис. 5 и 6 приведены указанные тарифовки для вентиляторной насадки.

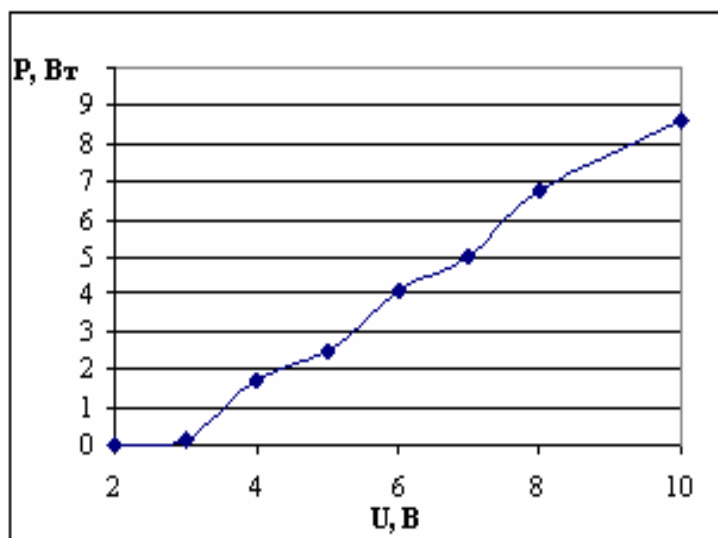


Рис.5. Зависимость потребляемой электродвигателем вентиляторной насадки электрической мощности P от питающего электродвигатель напряжения U

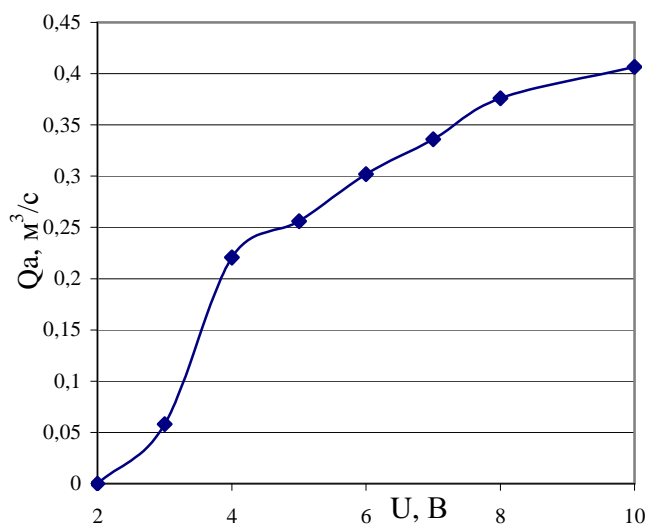


Рис.6. Зависимость объемного расхода выходящей струи воздуха Q_a на срезе вентиляторной насадки от питающего электродвигатель напряжения U

Для указанного выше сопоставления эффективностей охлаждения воды в обеих моделях градирен измерялись при одинаковых режимных параметрах (гидравлическая нагрузка, температура поступающей воды для охлаждения) и параметрах окружающей среды (температура окружающего воздуха, его относительная влажность) соответствующие объемные расходы воздуха Q_a , протекающего через срезы их башен, а также соответствующие значения перепадов температур ΔT , определяемых как разница температур поступающей на модели градирен и выходящей из них воды. Такие измерения были выполнены для нескольких фиксированных значений напряжений на электродвигателях

вентиляторов во всем диапазоне их возможного изменения для МГКТ и МВГ. По результатам данных измерений были построены зависимости перепадов температур ΔT от расходов воздуха Q_a для обеих моделей (МГКТ и МВГ, рис. 7).

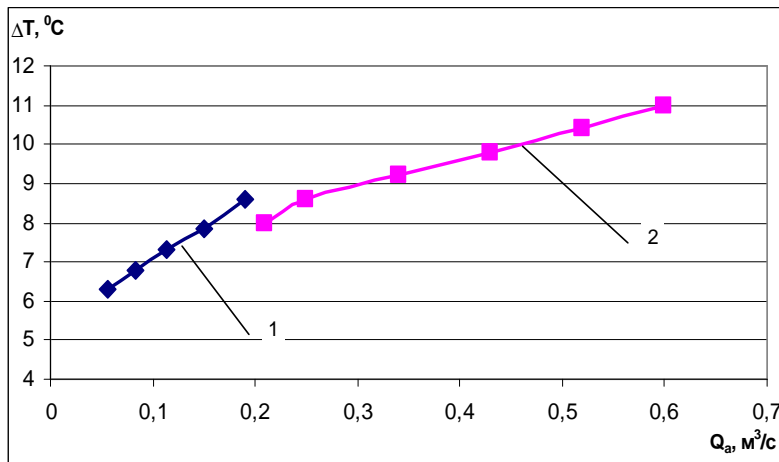


Рис. 7. Зависимость перепада температур ΔT воды в моделях градирни от объемного расхода воздуха Q_a : 1 – модель башенной градирни с комбинированной тягой; 2 – модель вентиляторной градирни (гидравлическая нагрузка $Q_w = 12$ л/с, температура входной воды $T_{вх} = 56,2$ °C)

Эксперименты свидетельствуют, что для модели градирни с комбинированной тягой крутизна нарастания перепада температур ΔT в зависимости от изменения расхода воздуха Q_a для кривой 1 в исследованном диапазоне значений $Q_a = 0,05 - 0,2$ м³/с существенно выше, нежели для аналогичного показателя для кривой 2, соответствующей модели вентиляторной градирни в исследованном диапазоне значений $Q_a = 0,2 - 0,6$ м³/с. При сопоставимых расходах воздуха ($Q_a \sim 0,2$ м³/с) эффективности охлаждения воды в моделях обеих градирен, как можно видеть из рис. 7, были примерно одинаковыми.

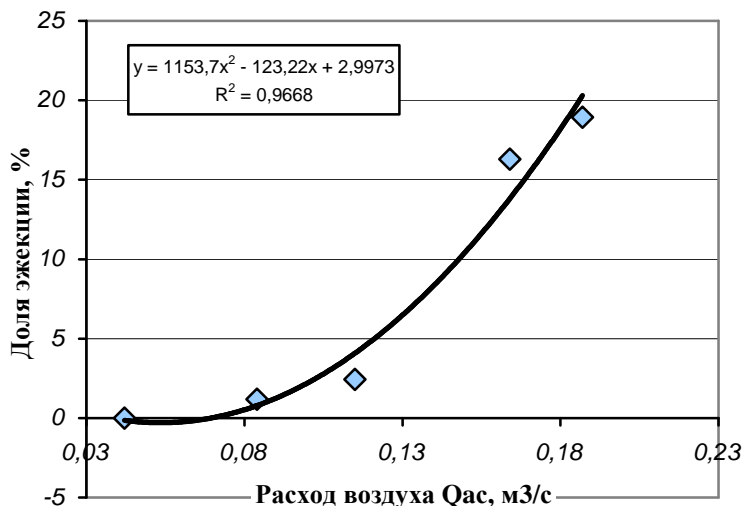


Рис. 8. Зависимость относительной доли воздуха, обусловленного эжекцией, в суммарном расходе воздуха Q_{ac} , протекающего через модель градирни с комбинированной тягой

Вторая серия экспериментов позволила на модели градирни с комбинированной тягой оценить долю дополнительного к естественной тяге охлаждающего воздуха путем эжекции его струей отработавшего воздушного потока центральной зоны градирни (рис. 8). В данных экспериментах расход воздуха от естественной тяги в варианте модели обычной градирни при гидравлической

нагрузке $Q_w = 12$ л/с, температуре воды, поступающей для охлаждения на модель градирни, $T_{вх} = 56,2$ °С составлял $0,04 \div 0,42$ м³/с.

Из рис. 8 видно, что в модели градирни с комбинированной тягой с ростом суммарного расхода воздуха, протекающего через градирню из-за естественной тяги и вынужденной тяги, обусловленной работой внутренней вентиляционной миниградирни, нелинейно возрастает и относительная доля эжекционного воздуха в суммарном расходе. Эта относительная доля становится заметной лишь при суммарном расходе воздуха, превышающей его значение из-за естественной тяги в 1,5–2 раза и при более чем четырехкратном превышении составляет уже примерно 20% от общего расхода воздуха в градирне с комбинированной тягой.

На рис. 9 представлены систематизированные результаты экспериментов на модели градирни с комбинированной тягой для пяти режимов работы внутренней вентиляционной градирни, обеспечивающей соответственно относительный (по отношению к расходу воздуха в модели обычной градирни) расход q , равный для режима работы 1 – $q = 1$; 2 – $q = 1,29$; 3 – $q = 2,62$; 4 – $q = 3,07$; 5 – $q = 3,52$.

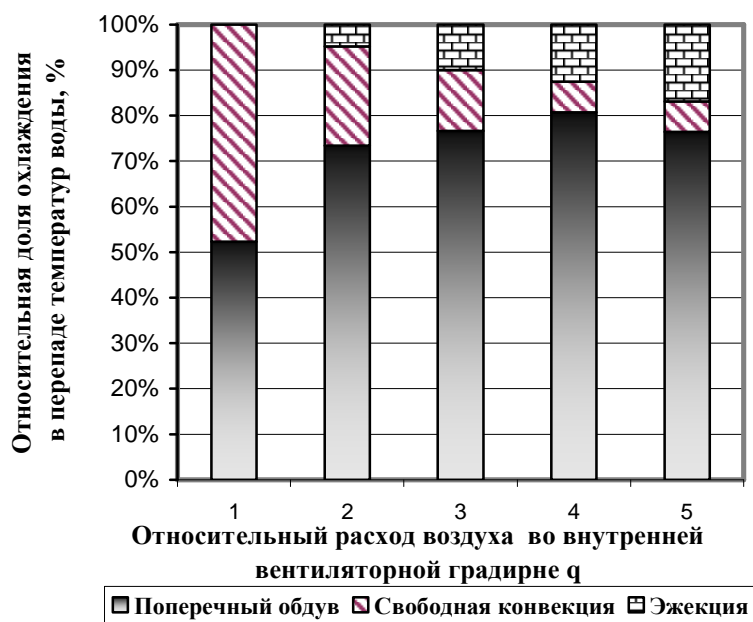


Рис. 9. Относительные доли в перепаде температур воды, обусловленные процессами естественной конвекции, поперечным обдувом струйно-капельных течений воды, процессами эжекции воздуха в модели градирни с комбинированной тягой, для пяти режимов работы модели с относительным расходом воздуха во внутренней вентиляционной градирне q :
 1 – $q = 1$; 2 – $q = 1,29$;
 3 – $q = 2,62$; 4 – $q = 3,07$,
 5 – $q = 3,52$

Общий расход воздуха, протекающего через модель градирни с комбинированной тягой равен сумме расхода воздуха, обусловленного процессами естественной конвекции, дополнительному расходу воздуха, обусловленному работой внутренней вентиляционной градирней, и расходом воздуха из-за эжекции его струей отработавшего воздушного потока центральной зоны градирни. В предположении того, что при фиксированных гидравлической нагрузке и метеоусловиях вблизи градирни охлаждение циркуляционной воды в градирне линейно зависит от протекающего через нее расхода воздуха, были определены по результатам экспериментов для каждого из указанных выше пяти режимов температурные составляющие, обусловленные процессами естественной конвекции, поперечным обдувом струйно-капельных течений воды и процессами эжекции, в соответствующих перепадах температур воды. Эти температурные составляющие, например, для режима 1 работы внутренней вентиляционной градирни, нормировались на значение перепада температур воды, измеренного в данном

режиме работы градирни с комбинированной тягой. Аналогичная обработка результатов экспериментов была выполнена и для режимов 2–5 работы внутренней вентиляционной градирни. Очевидно, что для всех пяти режимов работы общая относительная (в %) сумма указанных температурных составляющих равна 100%.

Из рис. 9 видно, что при одинаковых значениях расходов воздуха из-за естественной конвекции и дополнительной тяги ($q = 1$) относительные доли указанных процессов в охлаждении воды в градирне с комбинированной тягой были примерно одинаковы, а эжекция воздуха практически отсутствовала. С ростом параметра q относительная доля в охлаждении циркуляционной воды в градирне из-за поперечного обдува струйно-капельных течений существенно возрастает и достигает, например, при $q \sim 3$ более 80% от температурного перепада воды в градирне.

Таким образом, при расположении источника вынужденной конвекции в центре оросителя градирни на улучшение охлаждения воды помимо естественной конвекции, будет влиять также поперечный обдув входящим холодным воздухом струйно-капельных течений воды в подоросительном пространстве градирни, эжекция воздуха в надоросительном пространстве от внутренней вентиляционной градирни. Кроме того, дополнительный источник тяги – внутренняя вентиляционная градирня обеспечит более глубокое охлаждение воды в центре оросителя, нежели в остальной части оросителя башенной испарительной градирни.

Но с другой стороны, вариант размещения источника вынужденной конвекции в центре оросителя градирни имеет и некоторые недостатки: во-первых, снижение производительности по воздуху вентилятора внутренней вентиляционной градирни из-за дополнительного аэродинамического сопротивления струйно-капельных течений воды в подооросительном пространстве градирни, а во-вторых, высокая температура и влажность воздуха на входе во внутреннюю вентиляционную градирню, которые снизят глубину охлаждения воды в центре оросителя градирни. Потребуется введение в состав градирни современного водоулавливателя из-за увеличения капельного уноса воды, несколько снижающего тепловую эффективность градирни.

Оценка требуемого расхода воздуха от внутреннего источника вынужденной тяги в натуральных башенных испарительных градирнях с комбинированной тягой с площадью орошения 3200 м² и 900 м² для тепловых электростанций Республики Беларусь

Расчеты по определению обеспеченности электрической мощности ТЭЦ циркуляционной системой должны проводиться в соответствии с нормативными документами для наиболее напряженного летнего режима работы ТЭЦ (без отопительных нагрузок). Такие расчеты обычно выполняются на основании результатов проведенного обследования оборудования, однако результатами таких обследований градирен, включая и градирни с площадью орошения 3200 м² и 900 м², мы не располагаем.

По нашим ориентировочным оценкам для сокращения ограничений мощности, повышения коэффициента использования установленной мощности на ТЭЦ при напряженных погодных условиях для Республики Беларусь необходимо обеспечить дополнительное понижение температуры воды на выходе градирни на 1–2 °С. Поэтому приводимые ниже оценки требуемого расхода воздуха, который должен обеспечивать внутренний источник вынужденной тяги для эффективной работы натуральных башенных испарительных градирен с комбинированной тягой,

выполнены для случая, когда дополнительное увеличение глубины охлаждения воды из-за вынужденной тяги должно составлять ~ 2 °С. Оценки выполнены в предположении, что увеличение глубины охлаждения воды в башенных испарительных градирен тепловых электростанций с площадью орошения 3200 м^2 и 900 м^2 достигается за счет соответствующего увеличения в них естественной тяги (например, за счет гипотетического увеличения высоты башни градирни).

Градирня с площадью орошения 3200 м^2 . Для оценки требуемого расхода воздуха, который должен обеспечивать внутренний источник вынужденной тяги для эффективной работы натурной башенной испарительной градирни с комбинированной тягой была выбрана железобетонная гиперболическая градирня площадью 3200 м^2 , разработанная по типовому проекту №908310 Ленинградским отделением «ТЕПЛОЭЛЕКТРОПРОЕКТ». Максимальная гидравлическая нагрузка градирни – 30000 т/час .

Для оценки тепловой эффективности градирен такого типа использовались результаты испытаний градирни №3 Минской ТЭЦ-4 с площадью орошения 3200 м^2 , выполненные специалистами Института тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова НАНБ и Львовского отделения «ОРГРЭС» летом 1994 г. [3]. Из всего массива результатов испытаний указанной градирни были отобраны лишь те, которые удовлетворяли следующим требованиям:

- результаты испытаний соответствовали напряженным условиям работы ТЭЦ, а именно, температура окружающего воздуха была близка к температуре поступающей на градирню воды $T_{\text{вх}}$;

- температура воды $T_{\text{вх}}$ была практически постоянной ($T_{\text{вх}} \approx 30^\circ\text{C}$) в исследованном диапазоне гидравлических нагрузок Q_w .

Таблица 1

Результаты испытаний градирни №3 Минской ТЭЦ-4 (июль 1994 г.)

Дата	$T_{\text{вх}},$ °С	$T_{\text{вых}},$ °С	$\Delta T,$ °С	$T_{\text{аг}},$ °С	$T_{\text{в}},$ °С	$T_{\text{м}},$ °С	$\phi,$ %	$V_{\text{в}},$ м/с	$Q_w,$ т/час	$Q_a,$ м ³ /с	Q_w/Q_a	$\eta,$ %
21.07	30,85	25,75	5,1	28,72	24,2	9,55	42	4,8	9270	11520	0,62	23,95
22.07	30,25	24,85	5,4	26,78	19,4	11,97	64	3,4	9280	14720	0,49	29,53
25.07	29,50	24,55	4,95	27,13	22,1	8,03	43	0,5	9230	12160	0,59	23,05
25.07	29,75	27,00	2,75	28,61	26,2	11,22	41	2,5	17010	8410	1,57	14,84
26.07	30,25	26,15	4,1	28,44	24,6	8,67	39	1,4	12120	10620	0,88	19,00
27.07	29,80	26,10	3,7	28,78	26,6	5,72	29	2,1	12650	8000	1,23	15,37
25.07	29,05	26,10	2,95	28,14	26,2	13,21	46	–	17020	7550	1,75	18,63
25.07	29,75	26,25	2,9	28,33	26,6	11,78	42	3,8	17010	7130	1,85	16,69
25.07	29,4	26,65	2,75	28,25	25,8	11,11	42	1,0	17010	8480	1,55	15,04
25.07	29,55	26,75	2,8	28,27	25,6	12,19	45	3,8	17010	8860	1,49	16,13
25.07	29,70	26,90	2,8	28,45	25,8	11,57	43	0,7	17010	8820	1,49	14,84

Систематизированная совокупность отобранных результатов испытаний градирни приведена в табл. 1. В таблице приняты следующие обозначения: $T_{\text{вх}}$ – температура поступающей на градирню для охлаждения воды, °С; $T_{\text{вых}}$ –

температура на выходе из градирни после охлаждения воды, °С; ΔT – перепад температур воды, °С; $T_{ар}$ – температура паро-воздушной смеси в надросительном пространстве градирни, °С; $T_{в}$ – температура окружающего воздуха вблизи градирни, °С; $T_{м}$ – температура воздуха по «смоченному» термометру, °С; ϕ – относительная влажность воздуха, %; $V_{в}$ – скорость ветра, м/с; Q_w – гидравлическая нагрузка градирни, т/час; Q_a – объемный расход воздуха, м³/час; Q_w/Q_a – отношение массовых расходов воды и воздуха; η – тепловой коэффициент градирни, %.

Как видно из табл. 1, испытания градирни были выполнены лишь для гидравлических нагрузок до 17020 т/час. Поэтому с целью определения значения отношения массовых расходов воды и воздуха Q_w/Q_a , соответствующего полной гидравлической нагрузке $Q_w = 30000$ т/час, данные табл.1 первоначально представлялись в виде двумерной диаграммы рассеяния в координатах Q_w/Q_a , Q_w . Далее методами статистической обработки данных рассчитывалась полиномиальная аппроксимационная зависимость $Q_w/Q_a = F_1(Q_w)$ с экстраполяцией данных до $Q_w = 30000$ т/час. Определенное по этой зависимости значение отношения массовых расходов воды и воздуха Q_w/Q_a , соответствующее полной гидравлической нагрузке $Q_w = 30000$ т/час, равно 2,6.

Далее по данным табл. 1 аналогичным образом представлялась взаимосвязь перепада температур воды ΔT от отношения массовых расходов Q_w/Q_a , в виде Паде-аппроксимации с экстраполяцией данных до отношения расходов $Q_w/Q_a = 2,6$. Рассчитанная по данной аппроксимации зависимость $\Delta T = F_2(Q_w/Q_a)$ приведена на рис. 10.

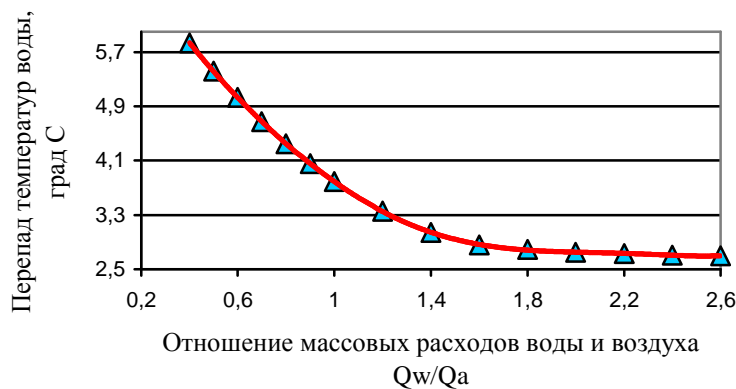


Рис. 10. Зависимость перепада температур воды в градире №3 Минской ТЭЦ-4 от отношения массовых расходов воды и воздуха при $T_{вх} \sim 30$ °С

Из рис. 10 видно, что в напряженных погодных условиях работы градирни и ТЭЦ при полной гидравлической нагрузке $Q_w = 30000$ т/час ($Q_w/Q_a = 2,6$) перепад температур ΔT составляет всего лишь 2,7 °С. В рамках изложенных выше принятых допущений для увеличения глубины охлаждения на 0,5 °С необходимо увеличить расход протекающего через градирню воздуха до значений, при которых будет достигнуто отношение массовых расходов $Q_w/Q_a = 1,27$ (см. рис. 10), для увеличения глубины охлаждения на 1,0 °С – $Q_w/Q_a = 1,03$; на 1,5 °С – $Q_w/Q_a = 0,83$; на 2,0 °С – $Q_w/Q_a = 0,67$. Зная значение объемного расхода воздуха Q_a при Q_w/Q_a

= 2,6 (при $Q_w = 30000$ т/час), легко определить значения Q_a , которые обеспечат расширение диапазона глубин охлаждения воды на 0,5, 1,0, 1,5 и 2,0 °С.

Результаты таких расчетов для двух значений гидравлической нагрузки градирни $Q_w = 30000$ т/час и $Q_w = 17010$ т/час представлены на рис. 11.

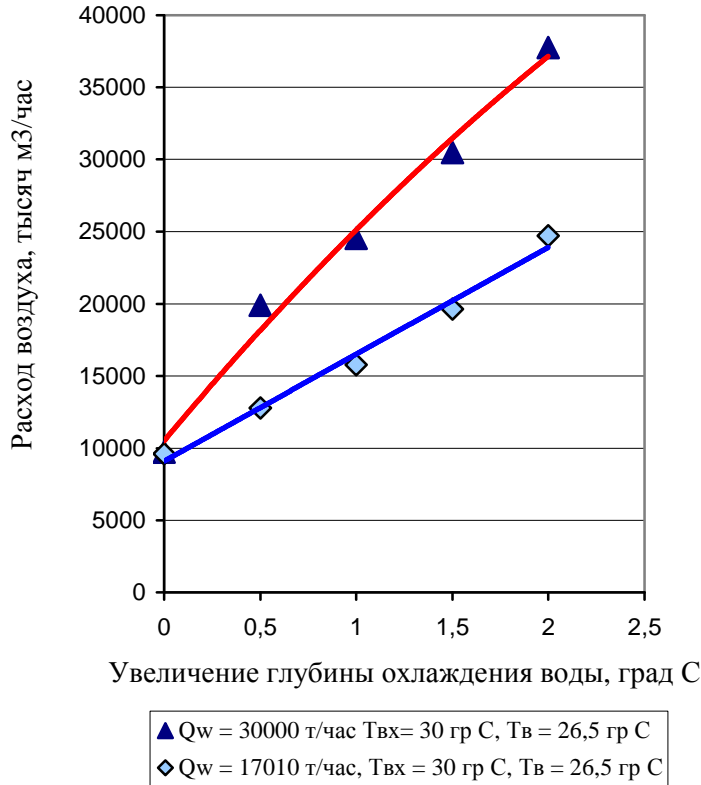


Рис. 11. Зависимость суммарного расхода воздуха, протекающего через градирню, от увеличения глубины охлаждения воды

Анализируя приведенный рисунок, можно заключить, что при полной гидравлической нагрузке градирни для увеличения глубины охлаждения воды на 2,0 °С потребуется дополнительно прокачать через ороситель градирни ~ 27500 тыс. м³/час воздуха, а при ~ 50%-ой гидравлической нагрузке – 15000 тыс. м³/час.

Анализ технических характеристик, производимых различными фирмами вентиляторов и рабочих колес, показал, что в настоящее время максимальный расход воздуха имеет вентилятор РК-200-4 (диаметр рабочего колеса – 20 м; расход воздуха – 12000 тыс. м³/час; частота вращения – 85 об/мин; электрическая мощность, потребляемая приводом – 800 кВт; статический напор – 120 Па).

Заметим, что указанная производительность вентилятора по воздуху обеспечивается при его работе в обычной вентиляторной градирне. Однако условия работы вентилятора во внутреннем источнике вынужденной тяги для рассматриваемой градирни с комбинированной тягой существенно отличаются от условий его работы в обычной вентиляторной градирне. Действительно, указанный вентилятор, находясь во внутреннем источнике тяги в центре оросителя градирни, должен при работе преодолевать значительное аэродинамическое сопротивление падающих струй воды со щитов оросителя в подоросительном пространстве. По предварительным оценкам ожидаемое снижение производительности вентилятора по воздуху может составить 20% и более в зависимости от гидравлической нагрузки градирни.

С учетом этого производительность вентилятора по воздуху в рассматриваемом случае составит ~ 9600 тыс. $\text{м}^3/\text{час}$. Сопоставляя эти данные с оценками требуемого расхода, приведенными на рис. 10, можно заключить, что при 50%-ой гидравлической нагрузке внутренний источник вынужденной тяги с таким вентилятором обеспечит расширение глубины охлаждения воды в градирне примерно на $1,5^\circ\text{C}$, в то время как при полной нагрузке – лишь $\sim 0,6^\circ\text{C}$.

Градирня с площадью орошения 900 м^2 . Для оценки требуемого расхода воздуха, который должен обеспечивать внутренний источник вынужденной тяги для эффективной работы натурной башенной испарительной градирни с комбинированной тягой и площадью орошения 900 м^2 , была выбрана градирня ст. №2 (далее – градирня №2) Гродненской ТЭЦ-2.

Градирня № 2 Гродненской ТЭЦ-2 построена по типовому проекту БГ.900-66, разработанному Ленинградским отделением института «Теплоэнергопроект» Мэ и Э СССР. Она имеет площадь орошения 900 м^2 , высоту $43,7$ м. Основание у градирни квадратное с длиной стороны $31,2$ м, высота воздухоподъемных окон $3,3$ м. Суммарная площадь воздухоподъемных окон составляет 412 м^2 , а площадь выходного сечения восьмиугольной горловины – 394 м^2 . Номинальная производительность градирни по оборотной воде – 6000 т/ч , расчетный температурный перепад составляет 8°C .

Выполнить оценку требуемого расхода воздуха для увеличения глубины охлаждения воды в градирне №2 Гродненской ТЭЦ-2 по той же методике, как это сделано нами для градирни №4 Минской ТЭЦ-4, не представлялось возможным из-за отсутствия результатов испытаний градирни в напряженных погодных условиях работы ТЭЦ ($T_{\text{в}}$ близко к $T_{\text{вх}}$).

Поэтому оценка указанного расхода выполнена в предположении, что в этих напряженных условиях работы при полной гидравлической нагрузке градирни $Q_{\text{w}} = 6000 \text{ т/час}$ значение отношения массовых расходов воды и воздуха $Q_{\text{w}}/Q_{\text{a}}$ примерно такое же как и для градирни №4 Минской ТЭЦ-4. Для градирни №2 Гродненской ТЭЦ-2 принято, что $Q_{\text{w}}/Q_{\text{a}} \sim 2,5$. По оценкам разработчиков градирен в рассматриваемом случае при различных вариациях погодных условий Республики Беларусь практически не будет ограничения мощности вырабатываемой энергоблоком ТЭЦ электроэнергии из-за недостаточной глубины охлаждения циркуляционной воды, если при $Q_{\text{w}} = 6000 \text{ т/час}$ стремиться обеспечивать в градирне отношение массовых расходов $Q_{\text{w}}/Q_{\text{a}} \sim 1$.

При расчетах объемного расхода воздуха Q_{a} ($\text{м}^3/\text{час}$) принималось значение плотности воздуха при $T = 27^\circ\text{C}$ (см. табл. 2). В этом случае 1 тонна воздуха будет соответствовать объему 843 м^3 .

В табл. 3 приведены результаты расчетов объемных расходов воздуха Q_{a} , которые необходимо обеспечить в градирне при ее работе с полной гидравлической нагрузкой $Q_{\text{w}} = 6000 \text{ т/час}$ в диапазоне отношения массовых расходов воды и воздуха $Q_{\text{w}}/Q_{\text{a}} = 1 \div 2,5$.

Таблица 2

Зависимость плотности воздуха ρ_v от температуры T
при атмосферном давлении $P = 1 \text{ атм}$ [4–5]

Температура T		Плотность $\rho_v, 10^{-3} \text{ г/см}^3 \text{ газа}$	Температура T		Плотность $\rho_v, 10^{-3} \text{ г/см}^3 \text{ газа}$
K	$^{\circ}C$		K	$^{\circ}C$	
280	7	1,2614	330	57	1,0697
290	17	1,2177	340	67	1,0382
300	27	1,1769	350	77	1,1769
310	37	1,1389	360	87	0,9805
320	47	1,1032	370	97	0,9539

Таблица 3

Зависимость суммарного расхода воздуха, протекающего через градирню при полной гидравлической нагрузке, от отношения массовых расходов воды и воздуха

Отношение массовых расходов Q_w/Q_a	Объемный расход воздуха Q_a при $Q_w = 6000 \text{ т/час}$, тыс. $\text{м}^3/\text{час}$
1,0	5058
1,5	3372
2,0	2529
2,5	2011

Как следует из приведенных в табл. 3 данных, для перехода градирни при ее полной гидравлической нагрузке из режима работы с $Q_w/Q_a = 2,5$ в режим с $Q_w/Q_a = 1,0$ внутренний источник вынужденной тяги должен обеспечить дополнительный расход воздуха, равный $(5058 - 2011) = 3047$ тыс. $\text{м}^3/\text{час}$.

Вентилятор 1ВГ-1004 с рабочим колесом диаметром 10,4 м обеспечивает расход воздуха – 2700 тыс. $\text{м}^3/\text{час}$ при работе в обычной вентиляторной градирне. Он имеет частоту вращения рабочего колеса 110 об/мин; электрическая мощность, потребляемая приводом составляет 200 кВт. Как и для рассмотренного выше случая, будем считать, что ожидаемое снижение производительности вентилятора по воздуху при его работе в составе внутренней вентиляторной градирни составит 20%. Тогда производительность вентилятора по воздуху составит 2160 тыс. $\text{м}^3/\text{час}$ и она меньше требуемой примерно на 30%.

Вентилятор РК-200-4 с диаметром рабочего колеса 20 м может обеспечить расход воздуха при работе в обычной вентиляторной градирне – 12000 тыс. $\text{м}^3/\text{час}$. Ожидаемая его производительность во внутреннем источнике дополнительной тяги ~9000 тыс. $\text{м}^3/\text{час}$. Можно прогнозировать, что при его установке в градирню с площадью орошения 900 м^2 увеличение глубины охлаждения циркуляционной воды будет более 2,0 $^{\circ}C$.

В заключение отметим, что приведенные выше оценки требуемых расходов воздуха для градирен с площадью орошения 3200 м^2 и 900 м^2 в рамках принятых допущений для случая расположения источника вынужденной тяги в центре оросителя градирни, являются, по-видимому, несколько завышенными. Действительно, процессы охлаждения воды в градирне с комбинированной тягой

несколько отличаются от случая ее охлаждения за счет естественной тяги в обычной градирне. Этот вопрос уже обсуждался нами выше.

Некоторые возможные пути технической реализации предложенного способа создания комбинированной тяги в натуральных башенных испарительных градирнях

Ниже приводятся результаты предварительной эскизной проработки вариантов реконструкции градирни №4 Минской ТЭЦ-4 и градирни №2 Гродненской ТЭЦ-2 с установкой в них соответствующих внутренних вентиляторных градирен.

Реконструкция градирни № 4 Минской ТЭЦ-4 с установкой внутренней вентиляторной градирни. Для промышленной градирни № 4 Минской ТЭЦ-4 предложен вариант разработки специальной вентиляторной градирни с открытой системой охлаждения типа SAV [6] со следующими техническими характеристиками: длина градирни, мм – 16000; ширина градирни, мм – 16000; высота градирни, мм – 17000; марка вентилятора – ВГ104-160-90D; номинальная подача воздуха, тыс.м³/ч – 2700; частота вращения, об/мин – 91; полное давление, Ра – 120; число лопастей, шт – 5; марка электродвигателя – РМН; мощность, кВт – 160; масса вентиляторной установки, кг – 7000; диаметр рабочего колеса, мм – 10370; максимальное количество поступающей воды, м³/ч - 2600.

Эскизная проработка варианта реконструкции градирни № 4 Минской ТЭЦ-4 с установкой внутренней вентиляторной градирни в масштабе 1:600 представлена на рис. 12.

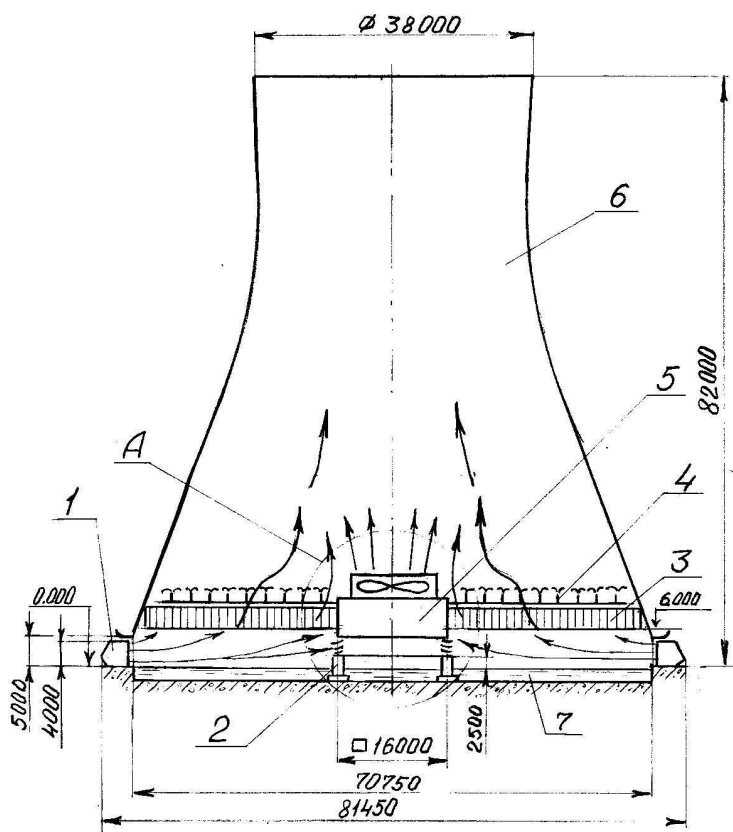


Рис. 12. Общий вид башенной испарительной градирни № 4 Минской ТЭЦ-4 с площадью орошения 3200 м², оборудованной внутренней вентиляторной градирней:

- 1 – воздухонаправляющие щиты аэродинамического завихрителя;
- 2 – опорные столбы;
- 3 и 4 – водооросительная и водораспределительная система натурной градирни;
- 5 – внутренняя вентиляторная градирня;
- 6 – башня натурной градирни;
- 7 – водосборный бассейн.

Как видно из рис. 12, габаритные размеры внутренней вентиляторной градирни подобраны так, чтобы обеспечивался свободный доступ внешнего холодного воздуха к направляющим жалюзям градирни, а срез башни находился выше водораспределительной системы основной градирни. Исходя из этого условия выбиралась высота опорных железобетонных столбов 2. В данном конкретном случае расстояние от зеркала воды в бассейне до нижней кромки жалюзей вентиляторной градирни составляло 2500 мм, а срез башни ВВГ находится выше водораспределительной системы на 7000 мм.

Отношение площади ВВГ к площади водооросителя натурной градирни составляет 8%.

Основные технические характеристики блока оросителя представлены в таблице 4.

Таблица 4

Основные технические характеристики блока оросителя

Материал листа и соединительных элементов	ПВХ и полиэтилен
Размер листа	1000x600x40 мм
Толщина листа	0,6 мм
Высота волны	40 мм
Гидравлическая нагрузка оросителя (интенсивность разбрызгивания)	6-30 т/м ² /ч
Поверхность теплообмена	118 м ² /м ³
Максимальные рабочие температуры	от -30 до 60 °С
Вес оросителя	39,2 кг/м ³
Соединение листов в блоки	с помощью соединительных элементов
Размер блоков	1000x400x600 мм (высота)

Предлагается использовать каплеуловитель типа Э-160 со следующими параметрами: длина, мм – 1000-3000; ширина, мм – 220-1020; высота, мм – 160; масса, кг – не более 37, а также разбрызгивающие форсунки типа РТ: 240. Данные форсунки сконструированы для охлаждающих башен со встречным течением. Они изготовлены из нейлона и обладают большой долговечностью. Максимальная их рабочая температура – до 80 °С, максимальный угол разбрызгивания – 120 °С.

Диаметр рабочего колеса, выпускаемого промышленностью, в предлагаемом вентиляторе составляет 10370 мм. Количество лопастей рабочего колеса – 5.

Форма цапфы лопасти дает возможность плавно регулировать передний угол атаки лопасти в пределах 1–28 градусов.

Общий вид внутренней вентиляторной градирни, предложенной для внедрения на Минской ТЭЦ-4, представлен на рис. 13.

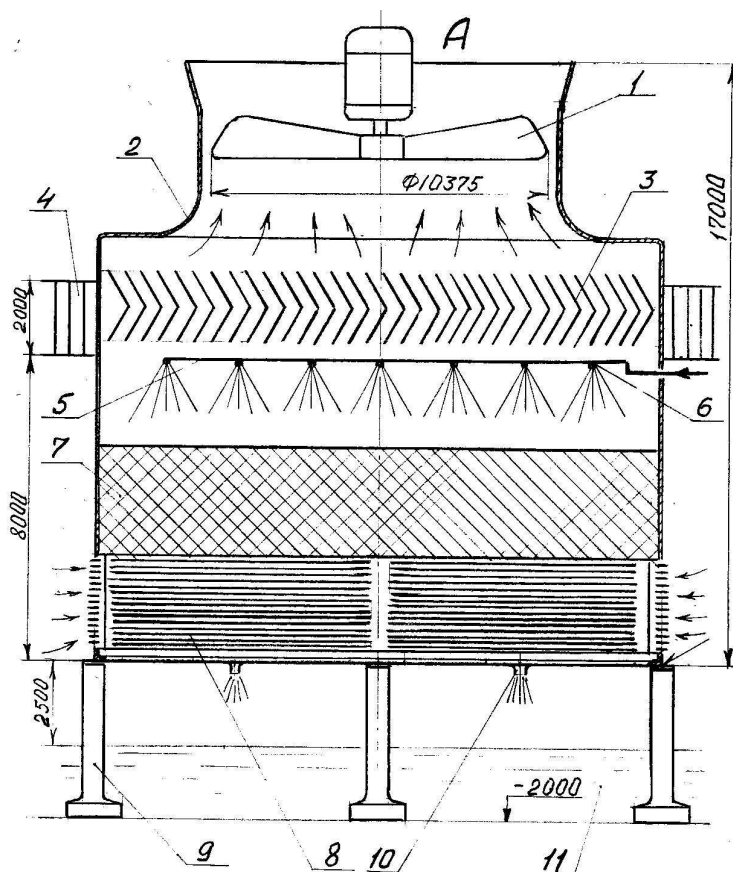


Рис. 13. Схематическое изображение и основные габаритные размеры вентиляторной градирни типа SAV, предложенной для реконструкции градирни № 4 Минской ТЭЦ-4 с площадью орошения 3200 м²: 1 – вентиляторная установка; 2 – диффузор вентилятора; 3 – каплеуловитель; 4 – водоороситель натурной градирни; 5 – водораспределитель вентиляторной градирни; 6 – форсунка; 7 – водоороситель вентиляторной градирни; 8 – воздухонаправляющий жалюзи; 9 – опорные столбы; 10 – сливные каналы и 11 – водосборный бассейн натурной градирни

Башенная испарительная градирня с комбинированной тягой работает следующим образом. Основная тяга градирни обеспечивается естественной конвекцией. В дополнение к естественной тяге в режиме пиковых нагрузок в теплый период года дополнительно включается вентиляторная градирня. Она работает на противотоке холодного внешнего воздуха и теплой распыленной массы оборотной воды. Холодный воздух под напором вентиляторной установки 1 поступает через жалюзи 8 в подоросительное пространство, а теплая вода подается из основного водовода основной градирни в водораспределитель вентиляторной градирни 5 и через форсунки 6 распыляется в надоросительном пространстве. Охлажденная оборотная вода после водооросителя 7 поступает в поддон вентиляторной градирни и через сливные каналы 10 направляется в водосборный бассейн основной градирни 11. Для исключения необратимого уноса воды в капельной форме вентиляторная градирня оборудована каплеуловителем 3.

При этом выхлопная струя внутренней вентиляторной градирни эжектирует дополнительный воздух через ороситель основной градирни.

Реконструкция градирни № 2 Гродненской ТЭЦ-2 с установкой внутренней вентиляторной градирни. Основная идея данной проработки сводилась к использованию в качестве внутреннего источника вынужденной тяги серийно выпускаемых образцов вентиляторных градирен. Эскизная проработка варианта реконструкции градирни № 2 Гродненской ТЭЦ-2 с установкой внутренней вентиляторной градирни типа SAV 2000/3 представлена на рис. 14. Градирня типа SAV 2000/3, производимая на Витебском объединении «ФОРТЭКС – Водные Технологии», имеет следующие технические характеристики: длина градирни, мм – 5400; ширина градирни, мм – 6600; высота градирни, мм – 5200; марка

вентилятора ВО-3000-4-7 мощностью 37 кВт; номинальная подача воздуха, тыс. м³/ч – 640; максимальное количество поступающей воды, м³/ч – 890.

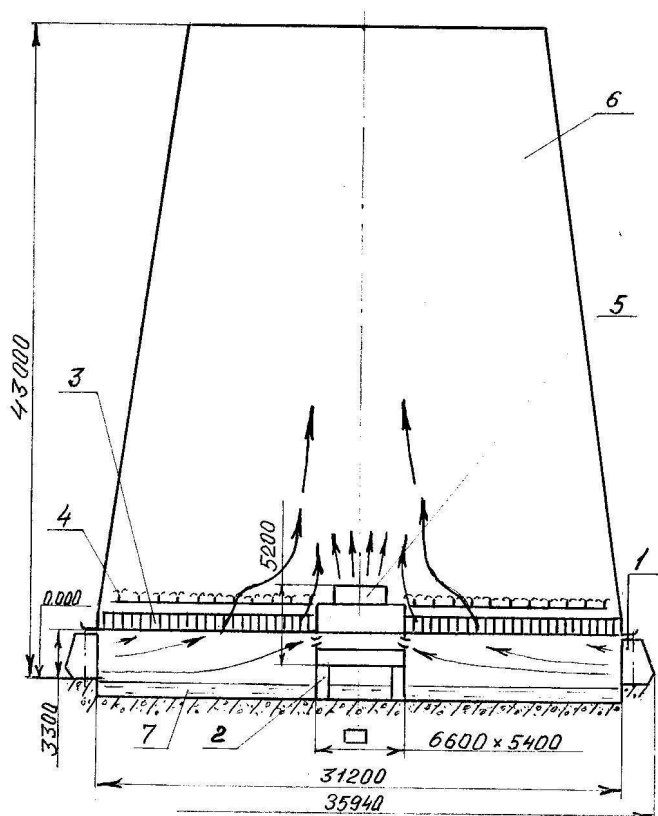


Рис. 14. Общий вид и схема башенной испарительной градирни № 2 Гродненской ТЭЦ-2 с площадью орошения 900 м², оборудованной внутренней вентиляторной градирней: 1 – воздухонаправляющие щиты аэродинамического завихрителя; 2 – опорные столбы; 3 – водоороситель натурной градирни; 4 – водораспределительная система натурной градирни; 5 – вентиляторная градирня типа SAV; 6 – башня натурной градирни; 7 – водосборный бассейн натурной градирни

В этом случае эскизной проработки выбранное отношение площади вентиляторной градирни к площади водооросителя основной градирни составляет 4%.

Заключение

Интенсификация процессов охлаждения воды в башенных испарительных градирнях ТЭЦ и АЭС является актуальной задачей, поскольку позволяет снизить удельный расход топлива на выработку единицы электроэнергии, улучшить работу вспомогательного оборудования. В летние месяцы работы градирни охлаждения воды за счет естественной тяги оказывается зачастую недостаточно, что приводит к снижению располагаемой мощности электростанции.

Для увеличения глубины охлаждения воды предлагается в состав обычной башенной градирни вводить источник вынужденной тяги в виде внутренней вентиляторной градирни, устанавливаемой в центре оросительной системы башенной градирни. Основным режимом работы такой градирни с комбинированной тягой является обычный ее режим с естественной тягой, а дополнительная тяга включается лишь в том случае, когда глубина охлаждения воды в градирне недостаточна.

Экспериментально на лабораторной модели градирни с комбинированной тягой показано, что создание принудительной тяги охлаждающего воздуха только в центральной зоне градирни приводит к созданию в периферийной зоне градирни (в дополнение к естественной тяге) второго потока охлаждающего воздуха путем

эжекции его струей обработавшего потока центральной зоны градирни.

Установлено, что эжекция в такой градирне с комбинированной тягой становится заметной лишь при дополнительных создаваемых внутренней вентиляторной градирней расходах воздуха, превышающих в 1,5–2 раза расход воздуха, протекающего через срез обычной градирни с естественной тягой, и только при четырехкратном указанном превышении относительная доля расхода воздуха за счет эжекции может достигать примерно 20% от общего расхода воздуха в градирне с комбинированной тягой.

Показано, что на улучшение охлаждения воды при расположении источника вынужденной конвекции в центре оросителя градирни помимо естественной конвекции, будет влиять также, с одной стороны, поперечный обдув входящим холодным воздухом струйно-капельных течений воды в подоросительном пространстве градирни, эжекция воздуха в надоросительном пространстве от внутренней вентиляторной градирни, с другой стороны – более глубокое охлаждение воды в центральной части оросителя от дополнительного источника тяги – внутренней вентиляторной градирни, нежели в остальной части оросителя башенной испарительной градирни.

Экспериментально установлено, что с ростом расхода воздуха, создаваемого внутренней вентиляторной градирней, эффективность охлаждения воды за счет поперечного обдува струйно-капельных течений в подоросительном пространстве модели градирни с комбинированной тягой существенно возрастает и выше, чем эффективность охлаждения воды за счет естественной конвекции.

Приведены оценки требуемого расхода воздуха, который должен обеспечивать внутренний источник вынужденной тяги, для эффективной работы натуральных башенных испарительных градирен тепловых электростанций с площадью орошения 3200 м² и 900 м².

Рассмотрены возможные пути технической реализации предложенного способа создания комбинированной тяги в натуральных башенных испарительных градирнях. В частности приведены некоторые результаты эскизной проработки варианта реконструкции градирен Минской ТЭЦ-4 и Гродненской ТЭЦ-2 с установкой в них внутренней вентиляторной градирни.

Литература

1. Калатузов В.А. Низкопотенциальная часть тепловых электростанций одна из причин ограничения их мощности. Энергосбережение и водоподготовка. 2010, №3(65), с. 34–37.

2. Бачуринский А.Н. и др. Способ охлаждения жидкости в градирне и башенная градирня для его осуществления. Патент РБ № 9498 от 02.27.2004 г. МПК F28C 1/00.

3. Использование аэродинамических методов для повышения тепловой эффективности башенных испарительных градирен. Аннотационный отчет по х/д №272 от 29.06.1993 г. (Этап 5, июль-сентябрь 1994 г.), Мн.: ИТМО НАНБ, 1994. – 23 с. с прилож.

4. Tables of thermal properties of gases. Nat. Bureau of Standards. Circular 569, 1955.

5. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: ГИФМЛ, 1963.

6. Градирни вентиляторные с открытой системой охлаждения ТУ ВУ 300602750.007-2005, СООО «ФОРТЭКС – Водные Технологии», г. Витебск, 2006 г.