

П. К. Нагула, А. Е. Синкевич

*Объединенный институт энергетических и ядерных исследований –
Сосны Национальной академии наук Беларуси, Минск, Беларусь*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО БЛОКА НА ОСНОВЕ СУХИХ ГРАДИРЕН

Аннотация. Описана методика и программа расчета теплогидравлических и массогабаритных параметров системы охлаждения энергоблока на основе сухих градирен. Расчетная схема включает в себя три основных блока: определения параметров сухой градирни, расчета теплогидравлических и массогабаритных характеристик конденсатора и расчета общих параметров системы охлаждения и суммарных приведенных затрат на систему охлаждения.

Расчеты выполнялись для тепловой нагрузки на одну градирню, равной 1000 МВт. Высота бетонной башни принята 180 м. Теплообменная колонна, набранная из стальных оребренных оцинкованных труб диаметром $22 \times 1,5$ мм и длиной 20 м, имеет стандартные размеры: ширина – 2,4 м, высота – 20 м.

Определение минимальных приведенных затрат для исследуемых параметров позволило обосновать выбор их оптимальных значений в системе охлаждения энергоблока. Минимальным приведенным затратам соответствует четырехрядный трубный пучок при двухходовой схеме движения охлаждаемой воды. Приемлемые параметры оребрения следующие: высота ребра – 7 мм, шаг оребрения – 3,5 мм, расстояние между оребренными трубками – 2 мм. Оптимальное количество теплообменных колонн на одну градирню составляет 600 шт. при охлаждении воды в градирне на 10°C .

Выполненный анализ изменения массогабаритных и стоимостных показателей позволил предложить вариант системы охлаждения с двумя сухими градирнями для энергетического блока мощностью 1200 МВт.

Ключевые слова: сухая градирня, система охлаждения энергоблока, трубный пучок сухой градирни, бетонная башня, конденсатор пара

Для цитирования. Нагула, П. К. Определение основных параметров системы охлаждения энергетического блока на основе сухих градирен / П. К. Нагула, А. Е. Синкевич // Вестн. Нац. акад. наук Беларуси. Сер. физ.-техн. наук. – 2017. – № 3. – С. 80–91.

P. K. Nagula, A. E. Sinkevich

Joint Institute for Power and Nuclear Research – Sosny of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus

A TECHNIQUE FOR CALCULATION OF THERMOHYDRAULIC AND MASS-SIZED PARAMETERS OF A COOLING SYSTEM BASED ON A DRY COOLING TOWER

Abstract. A technique for calculation of thermohydraulic and mass-sized parameters of a cooling system based on a dry cooling tower and applied in power units is described.

The calculations were performed for the heat load on a tower of 1000 MW. The height of the concrete tower was 180 m. Heat exchange column, made from steel ribbed galvanized pipes with the diameter of 22×1.5 mm and a length of 20 m had standard dimensions: width – 2.4 m, height – 20 m.

Determination of the minimum reduced costs for the studied parameters allowed justifying the choice of the best values in the cooling system of the power unit. The minimum reduced costs correspond to 4-row bundle with 2-way traffic pattern chilled water. The optimal parameters of fin match the height of the rib – 7 mm fin step – 3.5 mm, the distance between the finned tubes – 2 mm. The optimal number of columns on a heat exchange cooling tower is 600 pcs., with cooling of the water in a cooling tower at 10°C .

The analysis of changing of mass-sized and cost values has been carried out and the alternative design of the cooling system for the power unit with the capacity of 1200 MW is proposed.

Keywords: dry cooling tower, cooling system of the power unit, bundle of dry cooling towers, concrete tower, steam condenser

For citation. Nagula P. K., Sinkevich A. E. A technique for calculation of thermohydraulic and mass-sized parameters of a cooling system based on a dry cooling tower. *Vesti Natsyonal'noi akademii nauk Belarusi. Seriya fizika-technichnykh nauk = Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physical-technical series*, 2017, no. 3, pp. 80–91 (in Russian).

Введение. В настоящее время ведется строительство двух блоков с ВВЭР-1200 Белорусской АЭС. При работе реакторной установки с ВВЭР-1200 тепловая мощность на номинальном режиме составляет примерно 3200 МВт. Электрическая мощность при этом равна примерно 1200 МВт, а 2000 МВт тепловых необходимо отводить в окружающую среду. Это тепло в основном передается в систему охлаждения конденсаторами турбины и рассеивается в окружающее пространство в градирнях.

Процесс охлаждения в испарительных градирнях происходит главным образом за счет испарения части воды при стекании ее тонкой пленкой или каплями по специальному оросителю, вдоль которого в противоположном направлении движению воды поступает поток воздуха. Испарение воды требует постоянной подпитки ее в систему охлаждения блока. Например, потребность в подпиточной воде для блоков № 3, 4 Ростовской АЭС [1] составляет в среднем 4500 м³/ч, или 39,5 млн м³/год на каждый из блоков. Оценки потребности в воде для подпитки одного блока Белорусской АЭС, выполненные согласно [2], составляют примерно такую же величину.

Расчет потребности в воде для различных охладителей систем водоснабжения крупных энергетических блоков АЭС приводятся в [3]. Из этих материалов следует, что для сухой градирни величина подпитки составляет примерно 1,82 млн м³/год.

Сравнение приведенных данных показывает, что применение сухих градирен вместо испарительных позволило бы сберечь в расчете на один блок более 30 млн м³/год, что может оказаться существенным при выборе системы охлаждения крупных энергетических блоков. При этом успешно решаются экологические вопросы, связанные с экономией земельных и водных ресурсов, полностью исключаются выбросы влаги в атмосферу и ее влияние на атмосферные процессы и устраняются такие отрицательные явления, как обледенение дорог, линий электропередач, зданий и сооружений, туманообразование и др.

На территории бывшего СССР сухие градирни были установлены в 1970 г. на Разданской ГРЭС (Армения), в 1973 г. – на Билибинской АТЭЦ (Чукотка, Россия). Сухие градирни применяются также на ПГУ-ТЭЦ в г. Сочи с 2004 г. и ПГУ-ТЭЦ, которая обеспечивает энергоснабжение Москва-Сити [4]. Опыт работы Билибинской АЭС показал, что теплообменные элементы сухой градирни, состоящие из алюминиевых оребренных труб, часто выходят из строя, особенно при низких температурах окружающего воздуха [5].

В настоящее время фирма GEA-EGI, которая является основным поставщиком элементов сухих градирен, обеспечила пуск таких градирен в безводных районах Ирака, Турции, Италии, Сирии. В 2007 г. пущен в эксплуатацию энергоблок 600 МВт на угольной ГРЭС в провинции Яангшень (Китай), который также оборудован сухой градирней. Готовится поставка сухой градирни для угольного энергоблока 1000 МВт, строительство которого началось в китайской провинции Бауджи [4]. Одна из причин применения сухих градирен на угольных электростанциях – исключение кислотных дождей, так как при испарительном охлаждении смешение уходящих газов с испарениями градирен приводит к кислотным дождям, существенно влияющим на продукцию близлежащих сельхозугодий.

Основная особенность системы охлаждения с сухими градирнями состоит в том, что охлаждаемая в градирне вода движется по замкнутому контуру и не имеет прямого контакта с воздухом. Движение ее внутри труб конвективных теплообменников исключает потери воды, связанные с испарением и уносом ветром. Также сухие градирни имеют существенные преимущества с точки зрения охраны окружающей среды, уже указанные нами.

Таким образом, применение системы охлаждения с сухими градирнями позволяет повысить экологическую чистоту АЭС, а также снять ограничения по выбору новых площадок АЭС, связанные с водоснабжением.

Постановка задачи исследования. Система охлаждения на основе сухой градирни включает в себя замкнутый контур, образуемый конденсатором пара, трубчатыми теплообменниками сухой градирни, трубопроводами и насосами.

Оптимизация параметров системы охлаждения может быть только при анализе совместной работы элементов всего охлаждающего контура, включая влияние затрат мощности на прокачку охлаждающей воды, выбор оптимальной поверхности теплообмена, снижение мощности турби-

ны. Поэтому методика расчета теплообменного устройства должна описывать все указанные факторы.

Проведение последующего анализа работы системы охлаждения с сухими градирнями основано на создании методики и программы расчета основных параметров системы охлаждения, включающей три основных блока: определения параметров сухой градирни, предполагающий определение массогабаритных характеристик теплообменного устройства и бетонной башни; расчета теплогидравлических и массогабаритных параметров поверхностного конденсатора; расчета общих параметров системы охлаждения и приведенных затрат, которые включают суммарные затраты на сооружение градирни и конденсатора, а также затраты в связи с потерей мощности на привод насосов перекачки охлаждающей воды и с потерей мощности турбины при колебаниях температур охлаждающего воздуха. Вычисление указанных характеристик позволяет определить приведенные затраты на всю систему охлаждения, что дает возможность обосновать выбор оптимальных массогабаритных и стоимостных показателей системы охлаждения энергоблока.

Исходные данные. В качестве исходных данных для расчетов принимаются: тепловая нагрузка, перепад температуры воды в градирне, температура и влажность наружного воздуха, геометрические и стоимостные параметры теплообменной поверхности, свойства воды, воздуха и материала теплообменников. Кроме того, считаем наперед заданными значения числа охлаждающих колонн и предельную высоту башни. Скорость охлаждающего потока воздуха через теплообменник уточняется таким образом, что перепад давления по воздушной стороне через трубный пучок уравнивается силой тяги, создаваемой бетонной башней.

По исходным значениям тепловой нагрузки Q и понижению температуры воды в градирне Δt определялось исходное значение расхода воды $G_B = \frac{Q}{c_p \cdot \Delta t}$.

Описание методики теплогидравлического и технико-экономического расчетов системы охлаждения энергоблоков на основе сухих градирен. После задания исходных данных по рекомендациям (РД 24.035.05-89. Методические указания. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС. Л, 1991. 211 с.) производятся расчеты коэффициентов теплоотдачи по стороне воды и воздуха, а также коэффициента теплопередачи.

Определение температурного режима работы градирни предусматривает расчет температуры воды на входе и выходе, для чего определяется температурный напор

$$\Delta t_{л} = \frac{q}{K \varphi_n}, \quad (1)$$

где φ_n – поправка на перекрестный ток согласно РД 24.035.05-89, K – коэффициент теплопередачи.

Температура теплоносителя на входе в градирню определяется из формулы для среднелогарифмического температурного напора

$$T_{ж}^{вх} = T_{в}^{вх} + \frac{\Delta T_{в} \Pi_{\phi} - \Delta T_{ж}}{\Pi_{\phi} - 1}, \quad (2)$$

где $\Pi_{\phi} = \exp\left(\frac{\Delta T_{в} - \Delta T_{ж}}{\Delta t_{л}}\right)$.

Температура на выходе из градирни (вход в конденсатор) равна

$$T_{ж}^{вых} = T_{ж}^{вх} - \Delta T_{ж}. \quad (3)$$

Зная температуру воды, поступающей в конденсатор, переходим к расчету теплогидравлических и массогабаритных характеристик конденсатора.

Настоящий порядок расчета конденсатора соответствует общепринятой методике расчета конденсаторов крупных АЭС [2]. Конденсация пара происходит на внешней поверхности горизонтальных труб. При этом охлаждающая вода находится внутри труб. Температура конденса-

ции определяется как $t_s = t_2 + \delta t$. Давление в конденсаторе (P_s) является функцией температуры насыщения $P_s = f(t_s)$.

Рассчитав массогабаритные и стоимостные параметры градирни и конденсатора, определим гидравлическое сопротивление и затраты мощности на прокачку охлаждающей воды, снижение мощности турбины и приведенные затраты на систему охлаждения.

Технико-экономические расчеты выполняются в соответствии с действующими методиками РД 24.035.05-89. Критерием экономичности рассматриваемых вариантов являются годовые приведенные затраты, определяемые по сумме затрат, связанных с сооружением градирни и конденсатора, снижением полезной мощности турбины в зависимости от давления пара в конденсаторе, затратами мощности, потребляемой циркуляционными насосами по перекачке воды в контуре охлаждения.

Приведенные затраты на сооружение рассчитываются по формуле

$$Z_c = 0,1K + И, \quad (4)$$

где 0,1 – нормативный коэффициент капиталовложений для АЭС; К – капиталовложения.

Оценка эксплуатационных расходов на сооружение (И) выполнена по аналогии с [6] с учетом годовых амортизационных отчислений (I_a) и затрат на текущий ремонт и обслуживание (I_p). В результате подстановки значений согласно «Нормам амортизационных отчислений по основным фондам народного хозяйства СССР и положению о порядке планирования начисления и использования амортизационных отчислений в народном хозяйстве» (Госплан СССР, 1974) получаем

$$И = I_a + I_p = 0,08K + 0,25(0,08K) = 0,1K. \quad (5)$$

После подстановки в начальную формулу имеем $Z_c = 0,2K$.

Величина капиталовложений (К) в теплообменник градирни определяется как $K = 1,2Ц$, где Ц – оптовая стоимость теплообменника, коэффициент 1,2 учитывает стоимость монтажных работ (РД 24.035.05-89).

Приведенные затраты, связанные с потерей мощности, определяются по формуле

$$Z_{N_p} = \sum_{i=1}^m (\Delta N + N_n) C_{эл} h, \quad (6)$$

где ΔN – снижение мощности турбины, МВт; N_n – мощность, потребляемая насосами на перекачку циркуляционной воды, МВт; h – продолжительность работы турбины, ч; $C_{эл}$ – замыкающие затраты на топливо и электроэнергию; m – количество рассматриваемых режимов работы энергоблока.

Повышение температуры охлаждающей воды, поступающей в конденсатор из градирен, сопровождается увеличением давления в конденсаторе, что в свою очередь приводит к снижению мощности турбины. Табличные данные зависимости снижения мощности ΔN турбины от давления в конденсаторе, приведенные в [6], аппроксимированы полиномом

$$\Delta N, \text{ МВт} = 57,29743 - 3085,75499 \cdot P_k + 50436,10534 \cdot P_k^2 - 299286,77066 \cdot P_k^3 + 633424,169 \cdot P_k^4. \quad (7)$$

Давление в конденсаторе определялось по температуре насыщения, которая рассчитывается по минимальному напору [6] в конденсаторе ($P_k = f(T_k)$, $T_k = T_2 + 4,5$ °С).

Мощность, потребляемая насосами на перекачку циркуляционной воды, вычислялась по полному напору, который складывается из потерь на перекачку через трубный пучок градирни, внешнюю сеть и трубный пучок конденсатора. По предварительным подсчетам сопротивление подводящих каналов, арматуры, раздающих коллекторов по аналогии с [6] оценено равным 20 м вод. ст., или $1,96 \cdot 10^5$ Па. Недовыработка электроэнергии, связанная со снижением мощности АЭС, учитывается замыкающими затратами на электроэнергию, которые в соответствии с мировыми ценами на электроэнергию, вырабатываемую на АЭС, приняты равными $C_{эл} = 47$ долл.

США/(МВт · ч). Эти значения замыкающих затрат электрической энергии на АЭС близки к данным, опубликованным в работе [7], авторы которой проанализировали указанную величину на большом фактическом материале.

Стоимость вытяжных железобетонных башен определялась исходя из объема бетона на их сооружение. Проработки стоимости сооружений железобетонных башен градирен, выполненных фирмой GEA, позволили оценить стоимость 1 м³ конструкции, которая в настоящей работе принимается равной 700 долл. США/м³. Близкое значение к данной величине параметра получается из [8], где приведены сведения о стоимости испарительных градирен мощных блоков, действующих в США.

Стоимость теплообменной поверхности градирен и конденсатора определялась в соответствии со стоимостью отдельных элементов конструкционных материалов сухой градирни и конденсатора. Согласно анализу проведенного интернет-поиска для расчетной программы, приняты следующие цены на материалы (долл. США/кг): сталь-прокат – 1; трубы оцинкованные (для теплообменника градирен) – 1,5; трубы стальные (для конденсатора) – 1; сталь-лента – 1.

Исходя из предварительных расчетов с учетом тепловой мощности энергоблока, а также возможности получения реальных размеров градирен количество сухих градирен на блок 1200 МВт принимается равным двум с тепловой нагрузкой на одну градирню равной 1000 МВт.

Обоснование выбора оптимальных параметров сухой градирни. В крупных воздухоохлаждаемых установках фирмы GEA получили широкое распространение трубы из углеродистой стали с надетыми на них стальными ребрами [6]. Такие трубы после цинкового покрытия обладают достаточной теплопроводностью и коррозионной стойкостью. Они служат по 25–30 лет без нарушения герметичности

В качестве теплообменной поверхности градирни принимается оцинкованная оребренная стальная труба диаметром 22 × 1,5 мм, толщиной ребра 0,4 мм, длина трубы равна 20 м. Теплообменное устройство градирни набирается по общепринятой схеме из колонн. Каждая колонна представляет собой четырехрядный пучок из оребренных труб. Ширина колонны – 2,4 м, высота (длина труб) – 20 м. Две колонны собираются в виде дельты (по две колонны в каждой). Каждая дельта представляет собой конструкцию в виде призмы с сечением равнобедренного треугольника с углом при вершине 40°. Охлаждающая вода движется внутри труб по двуходовой схеме, а воздух – в межтрубном пространстве.

Обоснование параметров оребрения и компоновки труб в пучке выполнялось для четырехрядного трубного пучка при количестве колонн 600 шт. Тепловая нагрузка составляла 1000 МВт, высота башни – 180 м, перепад температуры в градирне принят 10 °С. При этих исходных данных шаг оребрения принимал значения 3; 3,5; 4; 4,5 и 5 мм, высота ребра – от 5 до 10 мм. Трубы располагались в пучке по равнобедренному треугольнику с зазором между ребрами соседних труб в 2 мм, что фактически накладывало ограничение на поперечный S_1 и продольный S_2 шаги труб в пучке.

Результаты технико-экономических расчетов по обоснованию параметров оребрения приведены в табл. 1.

Приведенные затраты определялись только для переменных составляющих, обусловленных капиталовложением в трубный пучок градирни, затратами мощности на перекачку воды и снижением мощности турбины.

Из табл. 1 видно, что с увеличением высоты ребра независимо от шага оребрения уменьшается число труб в колонне. При высоте ребра $h_p = 5$ мм в колонне 284 трубы, а при $h_p = 10$ мм – всего 220 труб. В то же время масса колонны M_k , капиталовложения в трубный пучок градирни и приведенные затраты на сооружение трубного пучка $Z_{стп}$ возрастают с увеличением высоты ребра, причем минимальные значения указанных параметров соответствуют максимальному значению шага оребрения трубы. Наименьшее значение массы колонны равно 7029 кг при высоте ребра и шаге оребрения в 5 мм. При этих же параметрах оребрения минимальное значение капиталовложения в трубный пучок $K_{тп}$ составляет 21,5 млн долл. США; приведенные затраты на сооружение трубного пучка одной градирни – 4,3 млн долл. США/год.

Таблица 1. Результаты расчета по выбору оптимальных параметров оребрения
 Table 1. Results of calculation for selection of optimal parameters of fin

Шаг оребрения (t_p , мм)	Высота ребра (h_p , мм)	Количество труб в колонне (N_1 , шт.)	Масса колонны (M_k , кг)	Капиталовложения в трубный пучок градирни ($K_{тр}$, млн долл. США)	Приведенные затраты на сооружение трубного пучка ($Z_{орг}$, млн долл. США/год)	Температура на выходе ($t_{р\text{вых}}$, °C)	Температура конденсации (t_c , °C)	Снижение мощности турбины (ΔN , МВт)	Мощность на привод насосов ($N_{пр}$, МВт)	Приведенные затраты, связанные с потерей мощности ($Z_{пр} + \Delta N$, млн долл. США/год)	Суммарные приведенные затраты (Z_{Σ} , млн долл. США/год)
3.0	5	284	8246	25,24	5,047	23,8	38,3	9,76	17,03	8,904	18,998
3.0	6	268	8484	25,96	5,191	23,1	37,6	8,05	17,23	8,406	18,788
3.0	7	256	8816	26,98	5,395	22,5	37,0	6,73	17,40	8,024	18,814
3.0	8	240	8970	27,87	5,488	22,3	36,8	6,37	17,66	7,990	18,966
3.0	10	220	9620	29,44	5,887	21,9	36,4	5,42	18,07	7,809	19,583
3.5	5	284	7811	23,90	4,780	24,9	39,4	12,97	17,01	9,968	19,528
3.5	6	268	7973	24,39	4,879	24,3	38,8	11,09	17,21	9,409	19,167
3.5	7	256	8226	25,18	5,035	23,7	38,2	9,58	17,38	8,965	19,035
3.5	8	240	8317	25,45	5,090	23,6	38,1	9,30	17,64	8,956	19,136
3.5	10	220	8822	26,98	5,397	23,2	37,7	8,28	18,05	8,752	19,546
4.0	5	284	7485	22,90	4,582	26,0	40,5	16,49	16,99	11,134	20,298
4.0	6	268	7590	23,22	4,644	25,4	39,9	14,51	17,19	10,540	19,828
4.0	7	256	7784	23,82	4,764	24,9	39,4	12,88	17,36	10,055	19,583
4.0	8	240	7826	23,95	4,790	24,8	39,3	12,71	17,62	10,084	19,664
4.0	10	220	8222	25,16	5,032	24,5	39,0	11,71	18,02	9,884	19,940
4.5	5	284	7231	22,12	4,426	27,0	41,5	20,24	16,98	12,376	21,228
4.5	6	268	7292	22,30	4,462	26,5	41,0	18,21	17,18	11,765	20,689
4.5	7	256	7440	22,78	4,555	26,0	40,5	16,51	17,35	11,257	20,367
4.5	8	240	7445	22,78	4,555	26,0	40,5	16,54	17,60	11,351	20,461
4.5	10	220	7803	23,74	4,747	25,8	40,2	15,5	18,00	11,260	20,650
5.0	5	284	7029	21,50	4,300	28,0	42,5	24,14	16,97	13,668	22,268
5.0	6	268	7054	21,58	4,318	27,5	42,0	22,14	17,16	13,068	21,704
5.0	7	256	7165	21,92	4,384	27,1	41,6	20,42	17,33	12,552	21,320
5.0	8	240	7140	21,85	4,370	27,2	41,7	20,69	17,58	12,726	21,466
5.0	10	220	7384	22,60	4,513	27,0	41,5	20,01	17,98	12,629	21,667

Полученные параметры оребрения, обеспечивающие минимальные значения приведенных затрат на сооружение трубного пучка, не являются оптимальными для обеспечения необходимого теплосъема в градирне.

Тенденция влияния параметров оребрения на тепловые и гидродинамические параметры, включая данные связанных с потерей мощности приведенных затрат Z_{Np} , противоположна тенденции приведенных затрат на сооружение трубного пучка, поэтому для нахождения оптимальных параметров оребрения необходимо совместное рассмотрение указанных приведенных затрат. Также в табл. 1 приведены суммарные затраты. Из данных таблицы видно, что минимальное значение затрат при разных шагах оребрения соответствует высоте ребра, равной $h_p = 7$ мм.

Приведенные затраты снижаются с уменьшением шага оребрения. Наименьшие приведенные затраты соответствуют шагу ребра $3 \div 3,5$ мм. Отличие приведенных затрат при шаге оребрения $3,5$ мм от приведенных затрат при шаге оребрения 3 мм составляет всего 1% .

В пользу выбора шага оребрения, равного $3,5$ мм вместо $3,0$ мм, указывают данные, приведенные в [9]. Анализируя исследования по выбору оптимального шага оребрения, авторы [9] утверждают, что расстояние между ребрами должно быть не менее двойной толщины пограничного слоя δ . Для ламинарного потока эту величину можно определить согласно Блазиусу: $\delta = 5,83\sqrt{\nu D / \omega}$, а для турбулентного потока – согласно Карману: $\delta = 0,37D^{4/5} (\nu / \omega)^{1/4}$.

Оценка величин пограничного слоя по указанным зависимостям показала, что для условий, соответствующих течению потока воздуха в трубном пучке градирни, двойная величина толщины пограничного слоя несколько больше 3 мм. Поэтому в дальнейших расчетах за оптимальные параметры принимаются: шаг оребрения $t_p = 3,5$ мм, высота ребра $h_p = 7$ мм.

Шаг расположения оребренных труб в пучке и количество рядов труб по глубине пучка могут существенно влиять на теплогидравлические показатели теплообменной поверхности сухой градирни.

В табл. 2 для четырехрядного пучка приведены результаты расчета массовых и стоимостных показателей для различных значений поперечного шага расположения труб в пучке. Изменение зазора между трубами от 1 до 8 мм привело к изменению поперечного шага в пучке $S_1 = d_n + 2h_p + \delta_{m-tp}$

Таблица 2. Результаты расчета по выбору межтрубного расстояния

Table 2. Results of calculation for selection of the annular distance

Величина зазора между трубами (δ_{m-tp} , мм)	Поперечный шаг труб (S_1 , мм)	Количество труб в колонне (N_1 , шт.)	Масса колонны (M_k , кг)	Капиталовложения в трубный пучок градирни ($K_{гн}$, млн долл. США)	Приведенные затраты на сооружение трубного пучка ($Z_{стп}$, млн долл. США/год)	Температура на выходе ($t_{г, вых}$, °C)	Температура конденсации (t_k , °C)	Снижение мощности турбины (ΔN , МВт)	Мощность на привод насосов ($N_{пр}$, МВт)	Приведенные затраты, связанные с потерей мощности ($Z_{Np} + \Delta N$, млн долл. США/год)	Суммарные приведенные затраты ($Z_{с}$, млн долл. США/год)
1	37	260	8355	25,56	5,113	23,61	38,11	9,33	17,33	8,863	19,089
2	38	256	8226	25,17	5,034	23,71	38,21	9,58	17,38	8,965	18,971
3	39	248	7969	24,39	4,877	24,08	38,58	10,57	17,50	9,331	19,085
4	40	240	7712	23,60	4,720	24,51	39,01	11,76	17,62	9,771	19,210
6	42	232	7455	22,81	4,563	24,98	39,48	13,18	17,76	10,288	19,414
8	44	220	7070	21,63	4,327	25,87	40,37	16,02	18,00	11,310	19,965

Из результатов расчета, приведенных в табл. 2, видно, что увеличение расстояния между трубками в пучке от 1 до 8 мм привело к изменению поперечного шага расположения труб от 37 до 44 мм. При этом уменьшилось количество труб в колонне с 260 до 220 шт. Уменьшение числа труб в колонне соответственно изменило ее массу и капиталовложения в трубный пучок градирни. Приведенные затраты на сооружение трубного пучка с увеличением шага от 37 до 44 мм изменились от $5,113$ до $4,327$ млн долл. США/год. Большему шагу труб соответствуют меньшие стоимостные показатели.

Суммарные приведенные затраты показывают, что минимальное значение затрат соответствует расстоянию между оребренными трубами, равному 2 мм, при котором в свою очередь шаг оребрения $t_p = 38$ мм.

Влияние количества рядов труб на приведенные затраты показано в табл. 3. Суммарные приведенные затраты в зависимости от количества рядов в пучке имеют ярко выраженный минимум, который соответствует четырем рядам труб в пучке.

Таким образом, полученные оптимальные параметры оребрения и компоновки трубного пучка позволяют определиться с выбором параметров колонны сухой градирни, которые приведены в табл. 4.

Таблица 3. Результаты расчета по выбору числа рядов труб в пучке

Table 3. Results of calculation for choosing the number of rows of tubes in a bundle

Количество труб по глубине пучка (m , шт.)	Поперечный шаг труб, (S_1), мм	Количество труб в колонне (N_1 , шт.)	Масса колонны (M_k , кг)	Капиталовложения в трубный пучок градирни ($K_{г.н}$, млн долл. США)	Приведенные затраты на сооружение трубного пучка ($Z_{стп}$, млн долл. США/год)	Температура на выходе ($t_{г.вых}$, °C)	Температура конденсации (t_k , °C)	Снижение мощности турбины (ΔN , МВт)	Мощность на привод насосов ($N_{пр}$, МВт)	Приведенные затраты, связанные с потерей мощности ($Z_{N_p} + \Delta N$, млн долл. США/год)	Суммарные приведенные затраты (Z_{Σ} , млн долл. США/год)
2	38	128	4113	12,59	2,517	33,86	48,36	53,06	22,18	25,018	30,050
4	38	256	8226	25,17	5,034	23,71	38,21	9,58	17,38	8,965	18,971
6	38	384	12339	37,75	7,550	20,92	35,42	3,79	16,33	6,690	21,790

Таблица 4. Параметры теплообменной колонны для сухой градирни

Table 4. Parameters of the heat-exchange columns for dry cooling tower

Наименование параметра	Обозначение	Величина
Наружный диаметр трубы, мм	d_n	22
Внутренний диаметр трубы, мм	$d_{вн}$	19
Высота ребра, мм	h_p	7
Шаг оребрения, мм	t_p	3,5
Коэффициент оребрения	ϕ_p	6,35
Поперечный шаг труб, мм	S_1	38
Продольный шаг труб, мм	S_2	32,9
Коэффициент сужения	C_f	0,38
Ширина колонны по фронту, м	A_1	2,4
Количество труб по глубине пучка, шт.	m	4
Количество труб в ряду, шт.	n_1	64
Количество труб в колонне, шт.	N_1	256
Количество ходов по воде, шт.	Z	2
Длина трубы колонны, м	l	20
Масса одного метра погонной трубы, кг/м	m_1	1,34
Масса трубного пучка колонны, кг	$M_{труб}$	6855
Масса камеры колонны, кг	$M_{кам}$	1371
Масса колонны, кг	M_k	8226
Стоимость материала теплообменника, долл. США	Π	11 654
Стоимость колонны, долл. США	$Ст$	34 960

Для обоснования выбора оптимальных параметров системы охлаждения будем считать наперед заданными значения количества теплообменных колонн 450, 550, 600, 650, 700, 850 шт. Для каждого из значений количества колонн изменялся расход охлаждающей воды через градир-

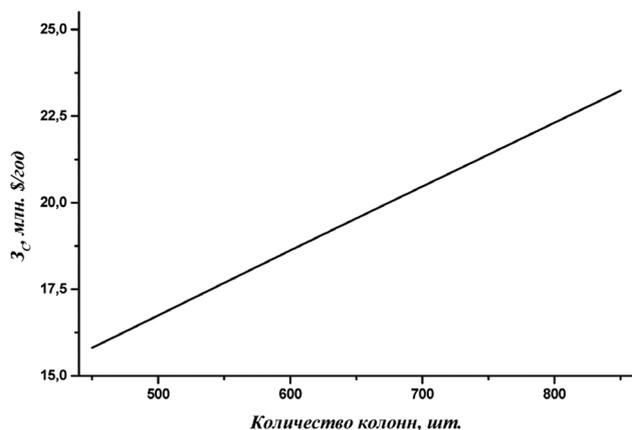


Рис. 1. Влияние количества колонн градирни на приведенные затраты, связанные с сооружением градирни и конденсатора
Fig. 1. Influence of number of columns on the given costs of the tower, associated with the construction of the cooling tower and the condenser

Суммарные затраты по системе охлаждения (капитальная составляющая и составляющая в связи с потерей мощности) приведены на рис. 3. Из этих данных видно, что кривая, отображающая минимальные общие затраты, соответствует перепаду температуры в градирне $\Delta T = 10$ °С. Кроме того, приведенные затраты (рис. 3) вначале с ростом количества колонн (от 450 до 600 шт.) убывают из-за снижения затрат за счет снижения мощности (см. рис. 2), а затем в общих затратах при изменении количества колонн от 600 до 700 шт. наблюдается определенный минимум приведенных затрат, причем отличие приведенных затрат при 600 и 650 колоннах при $\Delta T = 10$ °С составляет всего 0,13 %. Такие небольшие отличия в цифрах улавливаются только при компьютерных расчетах, а на практике эти значения можно считать равными. Исходя из анализа приведенных результатов, принимается оптимальным 600 теплообменных колонн на одну градирню при температурном перепаде воды в градирне, равном $\Delta T = 10$ °С. Данному перепаду соответствует расход воды 23 910 кг/с. На один блок Белорусской АЭС должно быть две градирни, поэтому $G_0 = 2 \cdot 23\,910 = 47\,820$ кг/с, что составляет 172 000 м³/ч.

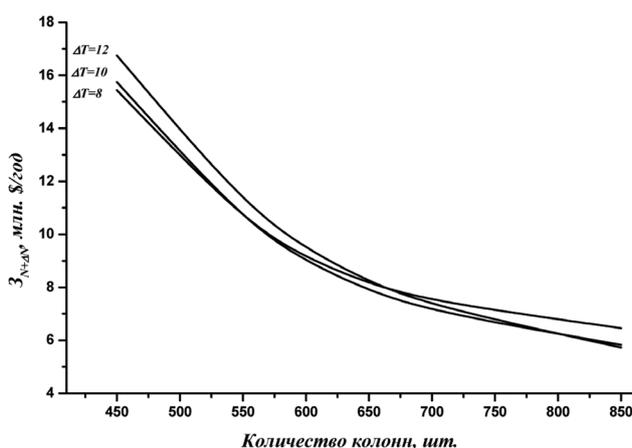


Рис. 2. Влияние количества колонн градирни на приведенные затраты, связанные со снижением мощности турбины и затратами на привод насосов перекачки охлаждающей воды

Fig. 2. Influence of number of columns on the given costs of the tower, associated with a decrease in turbine power and the cost of the drive pumps pumping cooling water

нию $G = Q/(C_p \cdot \Delta T)$ в соответствии с ее нагревом на 8, 9, 10, 11, 12 °С.

На рис. 1 показано влияние количества колонн на приведенные затраты, связанные с сооружением системы охлаждения. Приведенные затраты, связанные с капиталовложением в сооружение градирни и конденсатора, с увеличением количества колонн возрастают.

Приведенные затраты, связанные с потерей мощности (рис. 2), убывают с ростом количества колонн, причем более сильное изменение приведенных затрат наблюдается в левой части рисунка. Так, если количество колонн изменяется от 450 до 650 шт., то уменьшение затрат составляет 48 %, а при таком же изменении от 650 до 850 шт. – всего 25 %, то есть почти в 2 раза меньше.

При среднегодовой температуре окружающего воздуха 5,4 °С температура воды на выходе из градирни равна 23,7 °С. Масса теплообменника градирни – 5,347 тыс. т. Капиталовложения в теплообменник составят 25,17 млн долл. США, капиталовложения в бетонную башню – 17,76 млн, капиталовложения в сухую градирню – 42,93 млн долл. США.

Масса конденсатора равна 2,012 тыс. т. Поверхность теплообмена по наружной трубе диаметром 28 × 1 мм составляет 88 422 м². Капиталовложения в конденсатор – 7,272 млн долл. США. Температура насыщения в конденсаторе – 38,2 °С, давление конденсации – 0,068 ата (6,8 кПа).

Мощность насосов для прокачки воды по контуру охлаждения составляет 17,38 МВт, снижение мощности турбины $\Delta N = 9,58$ МВт. Капиталовложения в систему (две градирни и конденсатор) – 93,14 млн долл. США.

Приведенные затраты на сооружение системы составляют 18,63 млн долл. США/год. Затраты в связи с потерей мощности $Z_{N_p + \Delta N} = 8,97$ млн долл. США/год. Общие приведенные затраты на систему охлаждения – 27,59 млн долл. США/год.

Изменение климатических условий в течение годового цикла влияет на параметры работы системы охлаждения энергоблока. В табл. 5 приведены основные показатели работы системы охлаждения в течение годового цикла работы энергоустановки.

Результаты расчетов получены для тепловой мощности на одну градирню 1000 МВт, температурного перепада по воде $\Delta t = 10$ °С, что соответствует расходу охлаждающей воды в системе охлаждения $G = 172\,000$ м³/ч. Высота градирни составляет 180 м, количество колонн в градирне – 600 шт.

Из результатов расчета видно, что изменение среднемесячной температуры охлаждающего воздуха ведет в свою очередь к изменению температуры воды на выходе из градирни, температуры конденсации, давления в конденсаторе, снижению мощности турбины. Так, для самого теплого месяца года, когда среднемесячная температура воздуха составляет 17 °С, температура воды на выходе из градирни равна 35,9 °С, давление в конденсаторе достигает 0,13 ата и снижение мощности турбины – 65 МВт.

Из табл. 5 также видно, что основное снижение мощности турбины приходится на летние месяцы работы АЭС, с июня по сентябрь, когда снижение мощности достигает 32–65 МВт.

В зимний период, с ноября по март, турбина работает на номинальных параметрах без снижения мощности $\Delta N_T = 0$. С ростом температуры воздуха выше среднемесячной в июле, когда давление в конденсаторе будет выше 0,13 ата и снижение мощности турбины достигнет 65 МВт и более, потребуется снижение мощности (уменьшение расхода пара через конденсатор) энергоустановки.

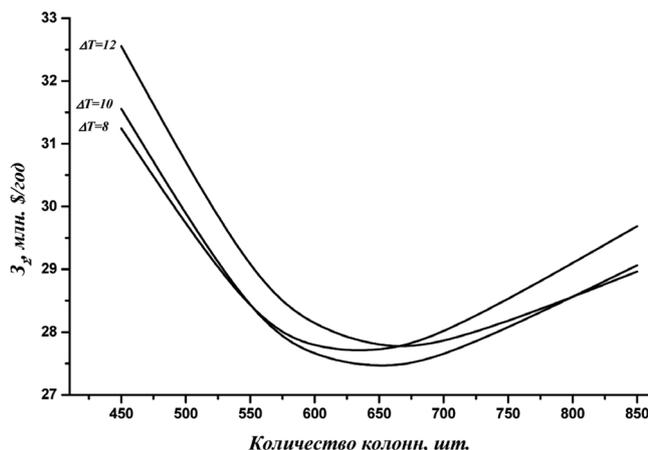


Рис. 3. Влияние количества колонн на общие приведенные затраты, связанные как с сооружением, так и с потерями мощности

Fig. 3. Influence of number of columns on the total given costs, related both to the construction and power losses

Таблица 5. Основные показатели работы системы охлаждения энергоблока в течение годового цикла работы установки

Table 5. Main work indicators of the cooling system during the annual cycle of the installation work

Номер месяца года	Среднемесячная температура воздуха, °С	Влажность окружающей среды, %	Температура на входе в градирню, °С	Температура на выходе из градирни, °С	Температура насыщения в конденсаторе, °С	Давление пара в конденсаторе, ата	Снижение мощности турбины, МВт
I	-6,6	88	21,1	11,09	25,6	0,033	0,00
II	-6,2	86	21,51	11,51	26,01	0,034	0,00
III	-2,2	84	25,72	15,72	30,22	0,044	0,08
IV	5,0	75	33,3	23,3	37,8	0,067	8,55
V	12,1	69	40,77	30,77	45,27	0,099	36,61
VI	15,3	72	44,12	34,12	48,62	0,118	54,51
VII	17	75	45,89	35,89	50,39	0,129	64,97
VIII	16,7	77	45,57	35,57	50,01	0,127	63,03
IX	11,2	82	39,8	29,8	44,3	0,095	31,94
X	5,8	86	34,12	24,12	38,62	0,07	10,68
XI	0,4	90	28,45	18,45	32,95	0,051	0,91
XII	-4,1	91	23,72	13,72	28,22	0,039	0,0

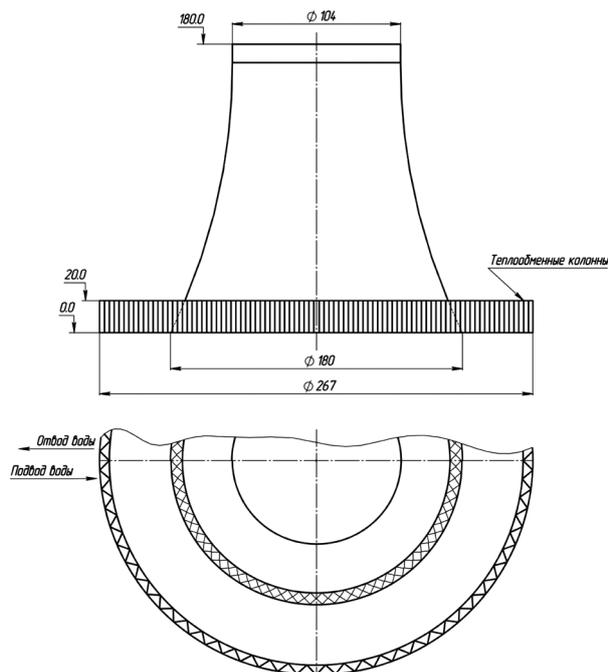


Рис. 4. Сухая градирня. Расчетная тепловая нагрузка 1000 МВт, расход воды 86 000 м³/ч, количество теплообменных колонн 600 шт., поверхность теплообмена 183 366 м².

На энергоблок с ВВЭР-1200 – две таких градирни

Fig. 4. Dry cooler. Estimated heat load of 1000 MW, the water flow of 86,000 m³/h, the amount of heat-exchange columns 600 pcs., the heat exchange surface 183,366 m². The power unit with VVER-1200 has two such cooling towers

Это приводит к снижению мощности турбины в летний период примерно на 60 МВт. Приближенные оценки показывают, что стоимость системы охлаждения с сухими градирнями больше системы охлаждения с испарительными градирнями более чем в 2 раза. Основным положительный эффект заключается в экономии водных ресурсов и обеспечении экологической безопасности окружающей среды.

Благодарности

Авторы выражают благодарность академику А. А. Михалевичу за ценные замечания и внимание к работе.

Acknowledgements

The authors are grateful to Academician A. A. Mikhalovich for his valuable comments and interest in the work.

Список использованных источников

1. Горохов, М. Повышение эффективности сбережения воды в системах охлаждения АЭС. Сухие градирни / М. Горохов // Атом. проект. – 2013. – № 14. – С. 34–37.
2. Тепловые и атомные электрические станции / под общ. ред. В. А. Григорьева. – М.: Энергоиздат, 1989. – 736 с.
3. Синкевич, А. Е. Определение потребности в воде для различных охладителей системы водоснабжения крупных энергетических блоков АЭС / А. Е. Синкевич // Вес. Нац. акад. наук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2005. – № 1. – С. 116–120.
4. Болдырев, В. «Сухие» градирни на тепловых и атомных электростанциях как средство снижения антропогенных выбросов [Электронный ресурс] / В. Болдырев // Промышл. ведомости. – 2008. – № 3–4. – Режим доступа: <http://www.promved.ru/articles/article.phtml?id=1412&nomer=50>. – Дата доступа: 14.04.2015.
5. Гуцев, Д. Ф. Исследование режимов работы воздушно-радиаторных охладителей Билибинской АЭС / Д. Ф. Гуцев, А. В. Дембровский, Р. К. Кузнецов // Электр. станции. – 1985. – № 5. – С. 13–18.
6. Определение теплогидравлических и массогабаритных параметров системы охлаждения энергоблока на основе сухой градирни / В. Л. Малевич [и др.] // Вес. Акад. навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 1995. – № 3. – С. 63–71.
7. Дьяков, А. С. Экономика утилизации оружейного плутония в ядерных реакторах [Электронный ресурс] / А. С. Дьяков, Е. И. Шаров ; Центр по изучению проблем разоружения, энергетики и экологии при МФТИ. – М., 1997. – Режим доступа: http://ontology.mephi.ru/download/ebook/2010-11-22_20-18-36_Ekonomika_utilizatsii_oruzheynogo_plutoniya_v_yadernih_reaktorah.pdf.

Основные технологические показатели по работе энергоблока 1200 МВт с сухими градирнями. Проведенные технико-экономические расчеты по выбору оптимальных параметров охлаждающего устройства энергоблока 1200 МВт с сухими градирнями (рис. 4) показали, что в качестве охлаждающего устройства целесообразно использовать две сухие градирни со следующими характеристиками: количество 20-метровых теплообменников (колонн) в градирне – 600 шт.; компоновка трубного пучка принята по стандартной схеме в виде дельт, состоящих из двух колонн (основные параметры колонны см. в табл. 4); диаметр «юбки» (расположения трубного пучка) – 267 м; высота и диаметр основания бетонной башни – 180 м; диаметр выходного сечения башни – 104 м; объем бетона башни – 21 143 м³; расход охлаждающей воды в контуре (на две башни) – 172 000 т/ч; напор циркуляционных насосов – 32,1 м в. ст.; мощность, потребляемая циркуляционными насосами, – 17,4 МВт.

Заключение Обоснована принципиальная возможность использования сухих градирен (количество сухих градирен на блок не менее двух) в основной системе охлаждения энергетического блока АЭС мощностью 1200 МВт.

8. Будняцкий, Д. М. Тенденции в выборе систем водоснабжения и параметров низкопотенциальной части для мощности зарубежных тепловых электростанций / Д. М. Будняцкий, В. И. Длугосельский // Энергохозяйство за рубежом. – 1974. – № 4. – С. 16–22.

9. Стасюлявичус, Ю. К. Теплофизика 6, Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков ребристых труб / Ю. К. Стасюлявичус, А. Ю. Скрынска. – Вильнюс: Минтис, 1974. – 243 с.

References

1. Gorokhov M. Increase of water saving effectiveness in nuclear power plant cooling systems. Dry cooling towers. *Atomnyi proekt = Atomic Project*, 2013, no. 14, pp. 34–37 (in Russian).
2. Grigoriev V. A. (ed.). *Thermal and nuclear power plants*. Moscow, Energoizdat Publ., 1989. 736 p. (in Russian).
3. Sinkevich A. E. Determination of water requirements for various cooling water systems of large power A.E NPP. *Vestsi Natsyonal'nai akademii navuk Belarusi. Seryya fizika-technichnykh navuk = Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physical-technical series*, 2005, no. 1, pp. 116–120 (in Russian).
4. Boldyrev V. “Dry” cooling towers at thermal and nuclear power plants as a means of reducing anthropogenic emissions. *Promyshlennye vedomosti [Industry News]*, 2008, no. 3–4. Available at: <http://www.promved.ru/articles/article.phtml?id=1412&nomer=50>. (accessed 14.04.2015) (in Russian).
5. Gutsev D. F., Dembrovskii A. V., Kuznetsov R. K. Study modes of the air-fin coolers Bilibino NPP/DF. *Elektricheskie stantsii = Power Technology and Engineering*, 1985, no. 5, pp. 13–18 (in Russian).
6. Malevich V. L., Mikhalevich A. A., Parkhomova Z. S., Sinkevich A. E. Determination of thermal-hydraulic and cooling system weight and size parameters of the power unit on the basis of dry cooling towers. *Vestsi Akademii navuk Belarusi. Seryya fizika-technichnykh navuk = Proceedings of the Academy of Sciences of Belarus. Physical-technical series*, 1995, no. 3, pp. 63–71 (in Russian).
7. D'iakov A. S., Sharov E. I. *Economy disposal of weapons plutonium in nuclear reactors*. Moscow, Moscow Institute of Physics and Technology (State University), 1997. Available at: http://ontology.mephi.ru/download/ebook/2010-11-22_20-18-36_Ekonomika_utilizatsii_oruzheynogo_plutoniya_v_yadernih_reaktorah.pdf.
8. Budniatskii D. M., Dlugosel'skii V. I. Trends in the choice of water supply systems and the low potential of the power settings for overseas thermal power. *Energokhoziaistvo za rubezhom [Energy Facilities Abroad]*, 1974, no. 4, pp. 16–22 (in Russian).
9. Stasiuliavichus Yu. K., Skrynska A. Yu. *Thermal Physics 6, crossflow heat dissipation fin tube bundles*. Vilnius, Minthis Publ., 1974. 243 p. (in Russian).

Информация об авторах

Нагула Петр Константинович – кандидат технических наук, заведующий лабораторией, Объединенный институт энергетических и ядерных исследований – Сосны Национальной академии наук Беларуси (ул. Академика Красина, 99, 220109, Минск, Республика Беларусь). E-mail: nagulapk@mail.ru

Синкевич Александр Евстафьевич – кандидат технических наук, доцент, ведущий научный сотрудник, Объединенный институт энергетических и ядерных исследований – Сосны Национальной академии наук Беларуси (ул. Академика Красина, 99, 220109, Минск, Республика Беларусь). E-mail: 7Sinae@gmail.com

Information about the authors

Piotr K. Nahula – Ph. D. (Engineering), Head of Laboratory, Joint Institute for Power and Nuclear Research – Sosny of the National Academy of Sciences of Belarus (99, Akademik Krasin Str., 220109, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: nagulapk@mail.ru

Alexander E. Sinkevich – Ph. D. (Engineering), Assistant Professor, Leading Researcher, Joint Institute for Power and Nuclear Research – Sosny of the National Academy of Sciences of Belarus (99, Akademik Krasin Str., 220109, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: 7Sinae@gmail.com