

УДК 536.3

Анатолий Иванович Сокольский

ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», доктор технических наук, профессор кафедры энергетики теплотехнологий и газоснабжения, Россия, Иваново, e-mail: tevp@tvp.ispu.ru

Евгений Валентинович Гусев

ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», кандидат технических наук, доцент кафедры энергетики теплотехнологий и газоснабжения, Россия, Иваново, e-mail: gusev_pcm@mail.ru; tevp@tvp.ispu.ru

Петр Аркадьевич Шомов

Научно-технический центр «Промышленная энергетика», кандидат технических наук, директор, Россия, Иваново, e-mail: ljwtyinfo@ivpromenergo.ru

Владимир Юрьевич Пронин

ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», кандидат технических наук, доцент кафедры энергетики теплотехнологий и газоснабжения, Россия, Иваново, e-mail: tevp@tvp.ispu.ru

Методика тепломассообменного расчета процесса охлаждения технической воды на ТЭЦ при работе пруда-охладителя с брызгальными устройствами

Авторское резюме

Состояние вопроса. Производство электрической энергии на тепловых и атомных электростанциях связано с отводом большого количества тепловой энергии, для утилизации которой применяют охлаждающие устройства (градирни, брызгальные бассейны, водохранилища). Повышение эффективности охлаждающей способности данного оборудования в системе оборотного водоснабжения ТЭЦ связано с понижением температур, отвечающих оптимальным технико-экономическим показателям работы объекта. Этим проблемам посвящены работы И.И. Макарова, В.А. Гладкова, Б.С. Фарфаровского, З.К. Маймекова, С.А. Супруна. В связи с этим актуальным является разработка методики расчета процесса охлаждения технической воды для создания температурного режима работы оборудования при конденсации отработанного рабочего тела паровых турбин и минимизации количества добавочной воды из реки Томь в теплый период года.

Материалы и методы. Для оценки работы брызгательных устройств использованы экспериментальные данные, полученные при обследовании пруда-охладителя Западно-Сибирской ТЭЦ (г. Новокузнецк), методы физического моделирования тепломассопереноса.

Результаты. Для повышения эффективности охлаждения технической воды на ТЭЦ предлагается дополнительно к существующему пруду-охладителю установить брызгальные устройства. Разработана методика расчета процесса охлаждения воды в брызгальных устройствах при совместной работе с прудом-охладителем, основанная на расчете оптимальной температуры воды в точке забора при соблюдении режимных параметров работы конденсаторов турбогенераторов и отличающаяся от существующих учетом влияния явлений теплоотдачи и массообмена в пограничном слое у поверхности диспергированных капель воды.

Выводы. Полученные экспериментально-расчетные данные подтверждают, что применение брызгательных устройств в пруде-охладителе снижает количество добавочной воды, забираемой из реки Томь, по сравнению с лимитным ее расходом почти в 10 раз при установленном перепаде температур при конденсации отработанного пара в летний период года. Методика расчета охлаждения технической воды в пруде-охладителе с брызгательными устройствами рекомендуется к внедрению на Западно-Сибирской ТЭЦ (г. Новокузнецк).

Ключевые слова: техническая вода, пруд-охладитель, брызгальные устройства, сопла, конденсатор, система охлаждения, теплоотдача, массообмен, самоиспарение

Anatoly Ivanovich Sokolsky

Ivanovo State Power Engineering University, Doctor of Engineering Sciences (Post-doctoral degree), Professor of Thermal Technologies and Gas Supply Department, Russia, Ivanovo, e-mail: tevp@tvp.ispu.ru

Evgenii Valentinovich Gusev

Ivanovo State Power Engineering University, Candidate of Engineering Sciences (PhD), Associate Professor of Thermal Technologies and Gas Supply Department, Russia, Ivanovo, e-mail: gusev_pcm@mail.ru; tevp@tvp.ispu.ru

Petr Arkadieievich Shomov

Research and Development Center "Industrial Energy", Candidate of Engineering Sciences (PhD), Director, Russia, Ivanovo, e-mail: ljwtynininfo@ivpromenergo.ru

Vladimir Yurievich Pronin

Ivanovo State Power Engineering University, Candidate of Engineering Sciences (PhD), Associate Professor of Thermal Technologies and Gas Supply Department, Russia, Ivanovo, e-mail: tevp@tvp.ispu.ru

Method of heat and mass transfer calculation of cooling technical water process at CHP plant when cooling pond with spray devices is operated

Abstract

Background. The generation of electrical energy at thermal and nuclear power plants is associated with outward heat transmission of large amount. Cooling devices (cooling towers, spray pools, reservoirs) are used for its utilization. The increase of the efficiency of the cooling capacity of this equipment in the circulating water supply system of the CHP plant is occurred due to a decrease of temperatures that meet the optimal technical and economic performance of the facility. The studies of I.I. Makarova, V.A. Gladkova, B.S. Farfarovsky, Z.K. Maimekova, S.A. Suprun are devoted to these issues. The aim of the study is to develop a methodology to calculate the process of cooling technical water to create an operating temperature mode of the equipment during condensation of the waste heat of steam turbines and to minimize the amount of additional water from the Tom River in the warm season.

Materials and methods. To evaluate the operation of spray devices the authors have used experimental data obtained during the survey of the cooling pond of the West Siberian CHP plant in Novokuznetsk city and methods of physical modeling of heat and mass transfer.

Results. To increase the efficiency of technical water cooling at the CHP plant, it is proposed to install spray devices in addition to the existing cooling pond. A method has been developed to calculate the process of water cooling in spray devices during collaboration with a cooling pond. The method is based on the calculation of the optimal water temperature at the intake point in accordance with the operating parameters of turbine generator condensers. The method differs from the existing ones as it considers the influence of heat transfer and mass transfer phenomena in the boundary layer near the surface of dispersed drops water.

Conclusions. The experimental and calculated results confirm that the use of spray devices in the cooling pond reduces the amount of additional water taken from the Tom River compared to its limit flow by almost 10 times at the established temperature difference during the condensation of exhaust steam in the summer period of the year. The method to calculate the cooling of technical water in a cooling pond with spray devices is recommended for implementation at the West Siberian CHP plant in Novokuznetsk city.

Key words: technical water, cooling pond, spray devices, nozzles, condenser, cooling system, heat transfer, mass transfer, self-evaporation

DOI: 10.17588/2072-2672.2022.2.021-028

Введение. На тепловых электростанциях при выработке электрической энергии выделяется значительное количество тепловой энергии в виде нагретой воды, особенно в теплый период года. Эффективное охлаждение воды искусственных или естественных водоемов за счет увеличения их поверхностной площади зеркала далеко не всегда возможно, поэтому на практике широко применяются и другие способы, одним из которых является распыление воды на мелкие капли при помощи форсунок (сопел), конструкции и режимные параметры которых определяют поверхность охла-

ждения водяного факела. При повышении напора она увеличивается вследствие удлинения траекторий полета капель и уменьшения их диаметра.

Совместная работа брызгальных устройств с водохранилищами-охладителями используется при недостаточной охлаждающей способности водоема в теплый период года. Работа брызгальных устройств в этих случаях носит периодический характер, исходя из обеспечения максимально допустимой по технологическим требованиям температуры воды в точке забора.

Ниже определяется эффективность снижения расхода добавочной технической воды из водоема (в точке забора) за счет повышения охлаждающей способности пруда-охладителя с брызгальными устройствами при совместной работе с турбинными установками при выработке электрической мощности 400 МВт в теплый период года.

Методы исследования. Объектом исследований является Западно-Сибирская ТЭЦ – филиал «ЕВРАЗ ЗСМК» (в дальнейшем ЗС ТЭЦ). ЗС ТЭЦ располагается рядом с территорией Западно-Сибирского металлургического комбината (г. Новокузнецк), который является главным потребителем производимой на ТЭЦ тепловой энергии. В настоящее время установленная электрическая мощность ТЭЦ составляет 600 МВт, тепловая мощность – 1307,5 Гкал/ч.

Для выполнения расчетов используются данные климатических наблюдений: среднемесячные значения температур наружного воздуха; максимальные и минимальные значения зафиксированных температур (по данным метеостанции г. Новокузнецка) в теплое время года (табл. 1).

Система охлаждения ЗС ТЭЦ прямо-точно-оборотная, состоит из пруда-охладителя, береговой насосной станции, циркуляционных водоводов, каналов и т.д. В качестве добавочной воды используется вода, забираемая из реки Томь. Расход добавочной воды составляет 20–30 % от общего расхода.

Согласно «Нормам водопотребления ЗС ТЭЦ», общий расход воды системы охлаждения турбогенераторов (ТГ) состав-

ляет 40049 м³/ч, в том числе расход воды на маслогазоохладители (МГО) – 3131 м³/ч. Забор воды из реки ограничен лимитом по договору. Максимальное значение лимитного расхода составляет 16800 м³/ч.

Основными потребителями технической воды на электростанции являются конденсаторы турбогенераторов.

Расход циркуляционной воды летом составляет 50–60 тыс. м³/ч, зимой – 24 тыс. м³/ч.

Средние за летние месяцы температуры составили: наружного воздуха 18 °С; исходной воды 16,9 °С; охлаждающей воды 26 °С.

Для повышения эффективности охлаждения технической воды на ТЭЦ предлагается дополнительно к существующему пруду-охладителю установить брызгальные устройства. Суммарный расход охлаждаемой воды должен обеспечивать нагревание воды в конденсаторах на 9–12 °С при выработке мощности 400 МВт.

Комплекс проведенных расчетов показывает, что требуемые параметры охлажденной воды могут быть достигнуты при охлаждении ее в пруду при расходах 19 тыс. м³/ч, в брызгальных устройствах – 36 тыс. м³/ч.

Брызгальные устройства предлагается выполнить в виде шести отдельных модулей производительностью по 6000 м³/ч с использованием сопел типа ЦО-85. Такая конструкция позволит в широком диапазоне регулировать температуру охлаждающей воды в зависимости от температурных условий наружного воздуха.

Таблица 1. Среднемесячные данные работы ЗС ТЭЦ (за 2018 год)

Параметры	Месяцы				
	V	VI	VII	VIII	IX
Среднее количество ТГ в работе	5,0	4,7	4,4	5,0	5,3
Выработка электроэнергии, тыс. кВт·ч	232680	170508	170810	199571	227511
– всего	1001080				
– по теплофикационному циклу	86620	28444	31533	32419	53125
Средняя мощность (брутто), МВт, в т.ч.	312,7	236,8	229,6	268,2	316,0
– по теплофикационному циклу	116,4	39,5	42,4	43,6	73,8
– по конденсационному циклу	196,3	197,3	187,2	224,7	242,2
Температура циркуляционной воды на входе в конденсатор, °С	19,2	28,1	27,8	30,3	24,9
Среднее давление в конденсаторе, кПа	8,3	11,2	12,6	14,1	–
УРУТ на отпуск электроэнергии, г/кВт·ч	411,66	481,21	482,35	478,04	394,68
Электричество на собственные нужды, %	10,6	13,29	12,14	12,32	10,79

Для расчета охлаждения циркуляционной воды брызгальными устройствами используется методика АО «ВНИИГ имени Б.Е. Веденеева», согласно которой температура охлажденной воды определяется в зависимости от режима работы охладителя при заданном давлении воды и метеоусловий [1–2].

При известных метеорологических условиях, параметрах циркуляционной воды, конструкции сопла на основе уравнения тепломассообмена между охлаждаемой водой и воздухом за счет тепловой конвекции и испарения температура воды t_{6y} на выходе из брызгального устройства определяется по выражению

$$t_{6y} = t_{16y} - K_{исп} \left[0,4t_p + \frac{r_p P_p^H}{c_{цв} P} - \left(0,4t_b + \varphi_{воз} \frac{r_b P_b^H}{c_{цв} P} \right) \right], \quad (1)$$

где $K_{исп} = \beta_p F / V_{6y}$ – число испарения; β_p – коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности парциальных давлений, кг/(м²с); F – общая поверхность капель в факеле разбрызгивания, м²; V_{6y} – расход воды в брызгальном устройстве, м³/с; $t_{16y} = t_{2x}$ – температура воды на входе в брызгальное устройство, °С; t_p – расчетная температура в брызгальном устройстве, °С; r_p – удельная теплота парообразования при t_p , кДж/кг; P_p^H – давление насыщенного пара при температуре t_p , кПа; $c_{цв}$ – удельная теплоемкость воды, кДж/кг; P – давление наружного воздуха, кПа; t_b – температура воздуха, °С; $\varphi_{воз}$ – относительная влажность наружного воздуха; r_b – удельная теплота парообразования при t_b , кДж/кг; P_b^H – давление насыщенного пара при t_b , кПа.

Используя приведенную методику, методом последовательных приближений рассчитываются температура циркуляционной воды на выходе из брызгального устройства с учетом влияния нагрева воды в конденсаторах турбин и температура воды в точке забора. Расчет производится для сопла ЦО-85 при давлении воды перед соплом 0,14 МПа. Температура свободной поверхности пруда-охладителя $t_{св} = 34$ °С.

Правильность расчетов проверим по методике, учитывающей процессы теплоотдачи и массообмена, протекающие в пограничном слое у поверхности капель при определяющей температуре t_0 [3].

Современные турбины обычно проектируются так, что экономическая нагрузка

составляет 0,8–0,9 от той максимальной мощности, которую турбина может развивать в течение длительного времени [4].

Для получения требуемой электрической мощности $N_{тр}^э = 400$ МВт принимаем к расчету 6 турбоагрегатов: ТГ1, ТГ2, ТГ3, ТГ4, ТГ5, ТГ6, электрическая мощность которых приведена в табл. 2. Каждая из турбин имеет систему регенерации.

Таблица 2. Рабочие параметры турбин

Тип турбины	Мощность, МВт	Расход пара, кг/с	Тепловой поток, кВт
ТГ-1	48,25	48,67	82287,7
ТГ-2	39,75	40,1	67798,1
ТГ-3	48,25	48,67	82287,7
ТГ-4	82,25	82,97	140279,7
ТГ-5	90,75	91,55	154786,1
ТГ-6	90,75	91,55	154786,1

Расход пара на теплофикационную турбину с регенеративными отборами определяется выражением

$$D_{тгi} = \beta_p (D_{тг(k)} + \sum D_T y_T), \quad (2)$$

где β_p – коэффициент, учитывающий увеличение расхода пара на турбину с регенеративными отборами (для современных теплофикационных турбин $\beta_p \approx 1,15$); $D_{тг(k)}$ – расход пара на турбину с теми же параметрами, но без регенерации; D_T – расход пара на теплофикационные отборы; y_T – коэффициент недовыработки мощности паром теплофикационных отборов.

В летний период турбоагрегаты работают в конденсационном режиме при $D_T y_T = 0$.

Расход пара на турбину без регенерации составляет

$$D_{тг(k)i} = N_{тгi}^э / H_i \eta_M \eta_r, \quad (3)$$

где $H_i = (h_0 - h_{ki})$ – использованный теплорепад турбины [5]; h_0 – энтальпия пара на входе в турбину при P_0, t_0 ; h_{ki} – энтальпия пара на выходе из турбины при $P_k, x_k = 0,9$; η_M – механический КПД; η_r – КПД генератора.

Коэффициент η_r зависит от мощности генератора, числа оборотов и способа охлаждения [6]. Для генераторов большой мощности (от 50 МВт и выше) с водородным охлаждением при $n = 3000$ об/мин можно принимать $\eta_r = 0,985$; $\eta_M = 0,99$.

Начальные параметры пара, рекомендуемые для турбин ТЭЦ, следующие: $P_0 = 130$ кг/см², $t_0 = 560$ °С. Рекомендуемое

для летних условий давление в конденсаторах составляет $P_k = 7$ кПа при $h_0 = 3500$ кДж/кг, $h_{ki} = 2331$ кДж/кг; энтальпия конденсата – $h'_{ki} = 163,4$ кДж/кг при $P_k = 7$ кПа, $x = 0$.

Конденсационные установки ТГ1, ТГ2, ТГ3 состоят из одного конденсатора, а ТГ4, ТГ5, ТГ6 – из двух конденсаторов. Общее количество конденсаторов – 9 шт. с номинальным расходом циркуляционной воды $V_{цв}^H = 8000$ м³/ч или $G_{цв}^H = 2206,7$ кг/с.

Тепловой поток рассчитывается из уравнения

$$Q_{ТГ}^K = D_{ТГ}^K (h_{ki} - h'_{ki}). \quad (4)$$

Рассчитанные рабочие параметры турбин приведены в табл. 2.

Рекомендуемый расход циркуляционной воды на конденсаторы составляет $V_k = 55000$ м³/ч или $G_k = 15170,8$ кг/с [7–8]. В связи с этим фактический расход циркуляционной воды на один конденсатор составляет $V_{цв} = 55000/9 = 6111,1$ м³/ч или $G_{цв} = 1685,6$ кг/с.

Результаты поверочного расчета конденсаторов приведены в табл. 3.

Исходными данными для расчета охлаждения воды в брызгальном устройстве являются: расход воды $V_{бу} = 140,2$ м³/ч; диаметр сопла $d_c = 0,085$ м; высота факела $h_{ф} = 6$ м; расходы циркуляционной воды: общий $V_{цв} = 55000$ м³/ч, через прудоохладитель $V_{пр} = 19000$ м³/ч и брызгальные устройства $V_{бу} = 36000$ м³/ч; температура воздуха $t_b = 25,6$ °С; температура мокрого термометра $t_m = 19$ °С; относительная влажность воздуха $\varphi_{воз} = 0,55$; давление наружного воздуха $P = 98067$ Па = 735,6 мм рт.ст.; температура свободной поверхности пруда $t_{об} = 34$ °С; число испарения $K_{исп} = 0,6$.

Расчетная температура воды в брызгальном устройстве составляет

$$t_p = t_{2к} - 0,5\Delta t_{Ксп} = 36,77 - 0,5 \cdot 10,83 = 31,35 \text{ °С}. \quad (5)$$

При этом давление насыщенного пара и удельная теплота парообразования при температуре t_p имеют значения: $P_p^H = 4,587$ кПа; $r_p = 2427$ кДж/кг.

Температура воды на выходе из брызгального устройства определяется выражением (1):

$$t_{2бу} = 36,77 - 0,6 \left(0,4 \cdot 31,35 + \frac{2427 \cdot 4,587}{4,19 \cdot 98,067} \right) - 0,6 \left(0,4 \cdot 25,6 + 0,55 \cdot \frac{2440 \cdot 3,283}{4,19 \cdot 98,067} \right) = 25,56 \text{ °С}.$$

Температура охлажденной воды на выходе из пруда-охладителя рассчитывается из уравнения

$$t_{об} = t_{цв} - 0,25\Delta t_K = 34 - 0,25 \cdot 10,83 = 31,29 \text{ °С}. \quad (6)$$

Температура циркуляционной воды на входе в конденсаторы составляет

$$t'_{1к} = (V_{пр}t_{об} + V_{бу}t_{2бу})/V_{цв} = (19000 \cdot 31,29 + 36000 \cdot 25,56)/55000 = 27,54 \text{ °С}. \quad (7)$$

Уточнение температуры циркуляционной воды на входе в конденсатор производится по полученным значениям температуры $t'_{1к}$.

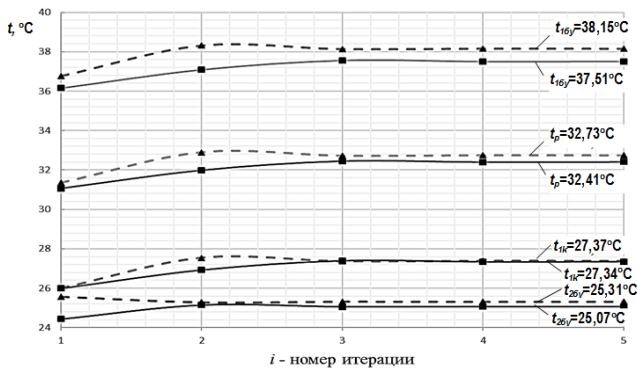
Температура циркуляционной воды на выходе из конденсаторов рассчитывается как

$$t_{2к} = \frac{G_{цв}}{G_k} \left[(t'_{1к} + \Delta t_{к1}) + (t'_{1к} + \Delta t_{к2}) + (t'_{1к} + \Delta t_{к3}) + 2(t'_{1к} + \Delta t_{к4}) + 2(2(t'_{1к} + \Delta t_{к4})) \right] = \frac{1685,6}{15170,8} \left[(27,54 + 11,69) + (27,54 + 9,636) + (27,54 + 11,69) + 2(27,54 + 9,969) + 2(2(27,54 + 9,969)) \right] = 38,31 \text{ °С}. \quad (8)$$

Используя метод последовательных приближений, повторяют расчет $t'_{1к}$ и $t_{2к}$ до постоянных значений. Результаты расчета приведены на рисунке.

Таблица 3. Результаты поверочного расчета конденсаторов

Тип турбины	$F_p, \text{ м}^2$	$\omega_{цв}, \text{ м/с}$	$d_k, \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$	$\bar{K}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$	$\Delta t_k, \text{ °С}$	$\Delta t, \text{ °С}$	$P'_k, \text{ кПа}$
ТГ1	3027,7	1,409	45,13	4959,7	11,69	1,568	7,094
ТГ2	2933,1	1,684	37,6	5341,3	9,636	1,105	6,193
ТГ3	2933,1	1,684	46,59	6721	11,69	0,755	6,792
ТГ4	6279,3	1,609	37,1	5282,1	9,969	1,042	6,285
ТГ5,6	6279,3	1,609	40,93	5250,9	11	1,167	6,690



Значения температур оборотной воды при работе турбогенераторов и $P_c = 0,14$ МПа: - - - - - на расчетной мощности; — на номинальной мощности

Погрешность между полученными окончательными температурами составляет

$$\delta = \frac{t'_{1к} - t''_{1к}}{t'_{1к}} = \left(\frac{27,38 - 27,37}{27,38} \right) 100 = 0,03 \% . \quad (9)$$

Число устанавливаемых сопел равно

$$n_c = V_c / V_{c0} = 36000 / 140,2 = 257 \text{ шт.} \quad (10)$$

Средняя температура циркуляционной воды в процессе испарения определяется полученными из расчета данными (см. рисунок):

$$t_{6y}^{cp} = 0,5(t_{16y} + t_{26y}) = 0,5(38,15 + 25,31) = 31,73 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (11)$$

При этой температуре плотность, удельная теплоемкость воды, удельная теплота парообразования составляют: $\rho_{цв} = 995,1$ кг/м³; $c_{цв} = 4,174$ кДж/кг; $r_{и} = 2426$ кДж/кг.

Скорость истечения воды из сопла определяется из уравнения расхода:

$$\omega_c = \frac{4V_c}{3600\pi d_c^2} = \frac{4 \cdot 140,2}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,085^2} = 6,866 \text{ м/с.} \quad (12)$$

Средняя скорость капель в факеле рассчитывается как

$$\omega_{cp} = 0,5\omega_c = 0,5 \cdot 6,866 = 3,433 \text{ м/с.} \quad (13)$$

Время пребывания капель в факеле составляет

$$\tau = 2h_{ф} / \omega_{cp} = (2 \cdot 6) / 3,433 = 3,49 \text{ с.} \quad (14)$$

При $\omega_{cp} > 0,5$ м/с парциальное давление водяного пара в движущемся воздухе можно рассчитать по выражению

$$P_{п} = P'_{нас} - A(t_b - t_m)P, \quad (15)$$

где $P'_{нас}$ – давление насыщенного пара при t_m ; A – коэффициент, зависящий от ряда факторов, из которых основным является скорость воздуха:

$$A = 0,00001(65 + 6,75/\omega_{cp}) = 0,00001(65 - 6,75/3,433) = 0,00063. \quad (16)$$

Парциальное давление водяного пара с учетом выражения (15) составляет $P_{п} = 16,48 - 0,00063(25,6 - 19)735,6 = 13,41$ мм рт. ст.

Определяющая температура равна

$$t_o = 0,5(t_{cp}^{6y} + t_b) = 0,5(31,73 + 25,6) = 28,66 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (17)$$

При рассчитанных значениях температуры t_b и влагосодержания воздуха в пограничном слое при $\varphi_{лс} = 0,5(\varphi_{нас} + \varphi_{воз}) = 0,8$ кг(Н₂О)/кг(св) температура мокрого термометра составляет $t_m = 25,9$ °C и давление $P_{нас} = 25,08$ мм рт. ст.

Скорость испарения рассчитывается как

$$G_{и} = 0,04075\omega_{cp}^{0,8}\Delta P = 0,04075 \cdot 3,433^{0,8} \times (25,08 - 13,41) = 1,276 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{ч)}. \quad (18)$$

Количество теплоты, отданное каплям в процессе испарения, составляет

$$Q_{и} = \frac{V_c \rho_{цв} c_{цв}}{3600} (t_{16y} - t_{26y}) = \frac{140,2 \cdot 995,1 \cdot 4,174}{3600} \times (38,15 - 25,31) = 2077 \text{ кВт.} \quad (19)$$

Количество испаренной влаги равно

$$W_{и} = Q_{и} / r_{и} = 2077 / 2426 = 0,856 \text{ кг/с.} \quad (20)$$

Поверхность капель рассчитывается как

$$F_k = W_{и} / G_{и} = 0,856 / 0,000354 = 2418 \text{ м}^2. \quad (21)$$

Диаметр капель составляет

$$d_k = \frac{6V_c \tau}{F_k} = \frac{6 \cdot 140,2 \cdot 3,49}{3600 \cdot 2418} = 0,000337 \text{ м.} \quad (22)$$

А.В. Нестеренко на основе экспериментальных работ предложил определять коэффициент теплоотдачи α для испарения воды со свободной поверхности по следующей критериальной зависимости [9]:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot \ell}{\lambda} = 4(Gr \cdot Pr)^{0,108}, \quad (23)$$

где теплофизические параметры воздуха при определяющей температуре $t_b = 28,66$ °C: $Pr = \mu \cdot c / \lambda = 0,702$ – критерий Прандтля; $\lambda = 0,0269$ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·K); $\nu = 15,7 \cdot 10^{-6}$ – кинематический

коэффициент вязкости, м²/с; Gr – критерий Грасгофа:

$$Gr = \frac{g\ell^3}{\nu^2} (t_{\text{б}}^{\text{ср}} - t_{\text{в}}) \beta_t = \frac{9,81 \cdot (0,597 \cdot 10^{-3})^3}{(15,7 \cdot 10^{-6})^2} \times (24)$$

$$\times (31,73 - 25,6) 0,0033 = 0,171,$$

где

$$\ell = \sqrt{\pi d_k^2} = \sqrt{3,14 (0,337 \cdot 10^{-3})^2} = 0,597 \cdot 10^{-3} -$$

определяющий размер, м; $\beta_t = T_{\text{в}}^{-1} =$

$$= (25,6 + 273)^{-1} = 0,0033 - \text{коэффициент}$$

объемного расширения, 1/К.

Критерий Нуссельта определяется по уравнению (23):

$$Nu = 4(0,171 \cdot 0,702)^{0,108} = 3,215.$$

Коэффициент теплоотдачи рассчитывается как

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{\ell} = \frac{3,215 \cdot 2,69 \cdot 10^{-2}}{0,597 \cdot 10^{-3}} = 144,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (25)$$

Количество теплоты, переданное в процессе теплообмена равно

$$Q_m = \alpha (t_{\text{б}}^{\text{ср}} - t_{\text{в}}) F_{\text{к}} 10^{-3} = 144,8 (31,73 - 25,6) 2418 \cdot 10^{-3} = 2147 \text{ кВт}. \quad (26)$$

Погрешность расчета составляет

$$\delta_Q = \frac{Q_m - Q_u}{Q_m} = \left(\frac{2147 - 2077}{2147} \right) 100 = 3,26 \%. \quad (27)$$

Количество испаренной влаги для определения коэффициента испарения с поверхности жидкости в турбулентный газовый поток рассчитывается по обобщенному уравнению:

$$Nu_m = 0,027 Re_m^{0,8} Pr_m^{0,33}, \quad (28)$$

где Re_m – критерий Рейнольдса:

$$Re_m = \frac{\omega_{\text{ср}} d_k}{\nu} = \frac{3,433 \cdot 0,332 \cdot 10^{-3}}{15,7 \cdot 10^{-6}} = 72,59; \quad (29)$$

Pr_m – массообменный критерий Прандтля:

$$Pr_m = \nu/D = 15,7 \cdot 10^{-6} / 25,05 \cdot 10^{-6} = 0,627, \quad (30)$$

где D – коэффициент диффузии:

$$D = D_0 \left(\frac{T_0}{273} \right)^{1,5} = 21,9 \cdot 10^{-6} \left(\frac{298,6}{273} \right)^{1,5} = 25,05 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad (31)$$

Массообменный критерий Нуссельта по критериальному уравнению (28) составит:

$$Nu_m = 0,027 \cdot 72,59^{0,8} \cdot 0,627^{0,33} = 0,713.$$

Интенсивность испарения влаги с поверхности жидкости рассчитывается по выражению

$$W_{\text{и}}' = \beta \cdot F \cdot \Delta X = 0,063 \cdot 2418 \cdot (0,0174 - 0,0116) = 0,883 \text{ кг/с}, \quad (32)$$

где β – коэффициент массоотдачи:

$$\beta = \frac{Nu_m D}{d_k} \rho_{\text{в}} = \frac{0,713 \cdot 25,05 \cdot 10^{-6}}{0,332 \cdot 10^{-3}} 1,18 = 0,063 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}); \quad (33)$$

X_1 – влагосодержание воздуха при температуре воздуха, кг(Н₂O)/кг(св):

$$X_1 = \frac{0,622 P_{\text{нас}}^{\text{ф}}}{(P - P_{\text{нас}}^{\text{ф}})} = \frac{0,622 \cdot 25,08 \cdot 0,8}{(735,6 - 25,08 \cdot 0,8)} = 0,0174 \text{ кг(Н}_2\text{O)/кг(св)}. \quad (34)$$

Погрешность расчета составляет

$$\delta_W = \frac{(W_{\text{и}}' - W_{\text{и}})}{W_{\text{и}}'} 100 = \frac{(0,883 - 0,856)}{0,883} 100 = 3,05 \%. \quad (35)$$

Результаты расчета процессов охлаждения в брызгальном устройстве при заданном давлении, номинальной и расчетной мощностях турбин представлены в табл. 4.

В результате самоиспарения с поверхности зеркала пруда и испарения диспергированных капель количество охлаждающей воды можно рассчитать по выражению

Таблица 4. Результаты расчета процессов охлаждения

Давление P_c перед соплом, МПа	$t_{\text{б}}^{\text{ср}}, ^\circ\text{C}$	$\omega_{\text{ср}}, \text{м/с}$	$\tau, \text{с}$	$F, \text{м}^2$	$d_k, \text{мм}$	$Q_m, \text{кВт}$	$W_{\text{и}}, \text{кг/с}$	$\delta_Q, \%$	$\delta_W, \%$
Номинальная мощность турбин									
0,10	33,74	2,899	3,79	1628	0,459	1573	0,668	1,46	4,19
0,12	32,43	3,178	3,58	1981	0,391	1761	0,756	1,72	2,24
0,14	31,25	3,433	3,49	2443	0,334	1997	0,831	0,2	1,21
Расчетная мощность турбин									
0,14	31,73	3,433	3,49	2418	0,332	2147	0,883	3,26	3,05

$$W_o = n_c W_{и} / \rho + W_{пр} = (n_c W_{и} + G_{и} F_{пр}) / \rho =$$

$$= (257 \cdot 0,883 \cdot 3600 +$$

$$+ 1,276 \cdot 700000) / 995 = 1719 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $F_{пр} = 700000 \text{ м}^2$ – поверхность зеркала пруда.

Выводы. Анализ полученных результатов позволяет сделать ряд выводов.

1. Показана возможность установки брызгальных устройств для увеличения охлаждающей способности пруда-охладителя ЗС ТЭЦ и получения электрической мощности 400 МВт в летний период.

2. Выполненный поверочный расчет установленных конденсаторов паровых турбин с учетом степени их загрязненности показал, что установка брызгальных устройств в пруде-охладителе позволяет минимизировать расход лимитной воды из реки Томь в теплое время года почти в 10 раз.

Список литературы

1. **Макаров И.И.** Особенности формирования гидротермического режима в нагруженных водохранилищах-охладителях и упрощенные способы расчета охлаждения воды // Тр. координ. совещ. по гидротехн. Вып. 105. – Л., 1975. – С. 46–50.

2. **Макаров И.И., Соколов А.С., Шульман С.Г.** Моделирование гидротермических процессов водохранилищ-охладителей ТЭС и АЭС. – Л.: Энергоиздат, 1986. – 184 с.

3. **Мамейков З.К., Малофеев Н.А., Малушов В.А.** Массообмен при испарении капель в воздух в колонне распылительного типа // ТОХТ. – 1984. – Т. 18, № 5. – С. 669–673.

4. **Шляхин П.Н.** Паровые и газовые турбины. – М.: Энергия, 1974. – 224 с.

5. **Бродов Ю.М., Савельев Р.З.** Конденсационные установки паровых турбин. – М.: Энергоатомиздат, 1994. – 288 с.

6. **Фарфоровский Б.С., Фарфоровский В.Б.** Охладители циркуляционной воды тепловых электростанций. – Л.: Энергия, 1972. – 111 с.

7. **Мадоян А.А., Паламарчук А.В., Симгин А.С.** Повышение эффективности использования охлаждающей воды прудов-охладителей АЭС и ТЭС // Экология промышленного производства. – 2005. – № 3. – С. 49–52.

8. **Кропоткин Б.И., Шеденко О.И.** Результаты исследований водозаборно-водовыпускных сооружений ТЭС и АЭС // Вестник КрасГАУ. – 2012. – № 12. – С. 159–163.

9. **Лыков А.В.** Тепломассообмен: справочник. – М.: Энергия, 1971. – 560 с.

10. **Оптимизация** циркуляционного потока охлаждающей воды на водоеме-охладителе БГРЭС-1 / С.А. Супрун, А.С. Савельев, О.Г. Морозова, М.А. Янова // Вестник КрасГАУ. – 2017. – № 11. – С. 147–153.

References

1. Makarov, I.I. Osobennosti formirovaniya gidrotermicheskogo rezhima v nagruzhennykh vodokhranilishchakh-okhladitelyakh i uproschennyye sposoby rascheta okhlazhdeniya vody [Features of the formation of the hydrothermal regime in loaded cooling reservoirs and simplified methods for calculating water cooling]. *Trudy koordinatsionnogo soveshchaniya po gidrotekhnike. Vyp. 105* [Proceedings of the coordination meetings on hydraulic engineering. Vol. 105]. Leningrad, 1975, pp. 46–50.

2. Makarov, I.I., Sokolov, A.S., Shul'man, S.G. *Modelirovanie gidrotermicheskikh protsessov vodokhranilishch-okhladiteley TES i AES* [Modeling of hydrothermal processes in reservoirs-coolers of TPPs and NPPs]. Leningrad: Energoizdat, 1986. 184 p.

3. Mameykov, Z.K., Malofeev, N.A., Maluysov, V.A. Massoobmen pri isparenii kapel' v vozdukh v kolonne raspylitel'nogo tipa [Mass exchange during evaporation of droplets into air during evaporation of droplets into air in a spray column]. *ТОХТ*, 1984, vol. 18, no. 5, pp. 669–673.

4. Shlyakhin, P.N. *Parovye i gazovye turbiny* [Steam and gas turbines]. Moscow: Energiya, 1974. 224 p.

5. Brodov, Yu.M., Savel'ev, R.Z. *Kondensatsionnye ustanovki parovykh turbin* [Steam turbine condensing units]. Moscow: Energoatomizdat, 1994. 288 p.

6. Farforovskiy, B.S., Farforovskiy, V.B. *Okhladiteli tsirkulyatsionnoy vody teplovykh elektrostantsiy* [Circulating water coolers for thermal power plants]. Leningrad: Energiya, 1972. 111 p.

7. Madoyan, A.A., Palamarchuk, A.B., Simagin, A.C. Povyshenie effektivnosti ispol'zovaniya okhlazhdayushchey vody prudov-okhladiteley AES i TES [Improving the efficiency of using the cooling water of the cooling ponds of nuclear power plants and thermal power plants]. *Ekologiya promyshlennogo proizvodstva*, 2005, no. 3, pp. 49–52.

8. Kropotkin, B.I., Shedenko, O.I. Rezul'taty issledovaniy vodozaborno-vodovypusknnykh sooruzheniy TES i AES [Research results of water intake and water supply structures of TPP and NPP]. *Vestnik KrasGAU*, 2012, no. 12, pp. 159–163.

9. Lykov, A.V. *Heat and mass transfer: a reference book*. Moscow: Energy, 1971. 560 p.

10. Suprun, S.A., Savel'ev, A.S., Morozova, O.G., Yanova, M.A. Optimizatsiya tsirkulyatsionnogo potoka okhlazhdayushchey vody na vodoeme-okhladitele BGRES-1 [Optimization of the circulating flow of cooling water on the cooling pond BGRES-1]. *Vestnik KrasGAU*, 2017, no. 11, pp. 147–153.