

УДК 621.9

DOI: 10.24160/1993-6982-2018-2-35-41

Оценка эффективности охлаждения воды в системах оборотного водоснабжения теплоэлектроцентрали

Н.Х. Тевосян, М.Ю. Юркина

Показан способ совершенствования системы оборотного водоснабжения промышленных предприятий, осуществляющих производственный цикл с выработкой теплоты и ее отводом с помощью охлаждающей воды для дальнейшего охлаждения. Модернизация проводится с целью увеличения производственной мощности и коэффициента полезного действия (КПД).

Представлен мировой опыт и приведены передовые способы охлаждения оборотной воды.

Выполнен технический расчет системы испарительного охлаждения оборотной воды на примере теплоэлектроцентрали. Рассчитаны основные показатели работы (электрическая мощность, КПД и т. д.) на двух режимах, зависящих от метеоусловий. Рассмотрены такие экономические показатели эффективности, как чистый дисконтированный доход и срок окупаемости.

Ключевые слова: системы оборотного водоснабжения и испарительного охлаждения воздуха, охлаждение оборотной воды, башенная градирня, теплотехнический расчет.

Для цитирования: Тевосян Н.Х., Юркина М.Ю. Оценка эффективности охлаждения воды в системах оборотного водоснабжения теплоэлектроцентрали // Вестник МЭИ. 2018. № 2. С. 35—41. DOI: 10.24160/1993-6982-2018-2-35-41.

Water Cooling Efficiency in the CHPP Circulation Water Systems

N.Kh. Tevosyan, M.Yu. Yurkina

The article presents a method for improving the circulation water system at an industrial enterprise the production cycle of which involves generation of heat and its removal by means of cooling water, which is then cooled for being used again in the process cycle. The upgrading is aimed at increasing the production capacity and improving its efficiency.

The experience gained around the world in the field of circulation water systems is presented together with advanced circulation cooling water methods.

Engineering calculation of the circulation water evaporative cooling system is carried out as applied to a combined heat and power plant. The enterprise main performance parameters (electric power capacity, efficiency, etc.) are calculated for two operating modes depending on the meteorological conditions. Economic efficiency indicators such as net present value and payback period are considered.

Key words: circulation water systems, evaporative air cooling systems, circulation water cooling system, chimney-type cooling tower, thermal engineering calculation.

For citation: Tevosyan N.Kh., Yurkina M.Yu. Water Cooling Efficiency in the CHPP Circulation Water Systems. MPEI Vestnik. 2018;2:35—41. (in Russian). DOI: 10.24160/1993-6982-2018-2-35-41.

Введение

Известно, что на промышленных предприятиях и теплоэлектростанциях технологическое оборудование работает с выделением большого количества тепла. Избыточное тепло приводит к перегреву и снижению производительности и качества, образованию брака и поломке оборудования. Избыточное тепло отводится системами водоснабжения. Вода необходима для конденсации дистиллята в холодильниках-конденсаторах при ректификации нефти или в турбинном конденсаторе генерирующей установки, чем она холоднее, тем больше продукта конденсируется.

Для получения воды с необходимой для охлаждения температурой применяются градирни. Их ис-

пользование сопряжено с рядом трудностей и недостатков.

Во-первых, степень охлаждения воды в градирне напрямую зависит от параметров наружного воздуха. Чем выше температура наружного воздуха, тем менее эффективен процесс охлаждения оборотной воды.

Во-вторых, в башенных типах градирен охлаждение воды недостаточно интенсивно и его трудно регулировать.

В третьих, существенным недостатком является ненадлежащее техническое обслуживание системы водоснабжения.

Основной проблемой всех существующих систем градирен по праву считается высокая температура наружного воздуха в летний период.

Таким образом, проведен анализ возможных способов снижения температуры воздуха на входе в градирню и решены следующие задачи:

- изучен мировой опыт применения систем снижения температуры воздуха на входе в градирню;
- спроектирована система снижения температуры воздуха на примере теплоэлектроцентрали (ТЭЦ);
- рассчитана экономическая эффективность от внедрения технологии испарительного охлаждения воздуха.

Основы перевооружения систем технического водоснабжения теплоэлектроцентрали

Система технического водоснабжения

Система технического водоснабжения (СТВ) — сложный природно-технический комплекс, являющийся одним из основных и главных технологических узлов низкочастотной части электростанции. Он состоит из циркуляционных насосов и водоохладителей, конденсаторов паровых турбин, маслогазоохладителей и других технологических теплообменников. На станции важную роль играет обеспечение турбоагрегатов с установленной мощностью охлаждающей водой и поддержание наивыгоднейшего (экономического) вакуума в конденсаторах независимо от изменения режимов их эксплуатации.

Анализ результатов обследований и технологических испытаний градирен и систем технического водоснабжения выявил, что охлаждение воды в системах ниже нормативного в среднем на 2...10 °С, а недостаток воды для обеспечения охлаждения расчетных объемов пара в конденсаторах турбин составляет 30...40 % [1]. Ограничения мощности тепловых электростанций представляют собой серьезную проблему в процессе производства электрической энергии как фактор, снижающий установленную мощность генерирующего агрегата (электростанции), и как весомая причина, понижающая надежность и ухудшающая экономичность работы всего оборудования ТЭС.

Причины, определяющие наличие ограничений мощности

Расчеты системы технического водоснабжения не учитывают гидравлического и теплового балансов турбоагрегатов и градирен в реальных метеорологических условиях. Расчетные параметры при заданных погодных условиях часто не соответствуют значениям 5 %-й обеспеченности. Для поддержания номинальной электрической мощности турбоагрегатов (в соответствии с их техническими условиями) температура охлажденной воды должна [2]:

- быть 12 °С (для турбин типа К) и 20 °С (для турбин типа Т и ПТ) для обеспечения экономического вакуума в конденсаторах турбин;
- удовлетворять условиям конденсации отработавшего пара после его расширения в паровых турбинах при давлении не более 0,012 МПа (0,12 кгс/см²) или температуре насыщения 49,1 °С;

- составлять не более 33 °С по условиям температурного режима работы вспомогательного оборудования (маслогазоохладителей (МГО)).

На величину располагаемой мощности влияют не только характеристики турбин, конденсаторов и градирен, но и метеофакторы (температура и влажность). Расчетные значения температуры охлажденной воды в градирнях значительно превышают значения 12 и 20 °С для обеспечения экономического вакуума в конденсаторах турбин.

Мировой опыт развития систем снижения температуры наружного воздуха для градирни

Градирня Майсоценко

Основываясь на цикле Майсоценко (М-цикле), можно понизить температуру атмосферного воздуха в аппарате косвенно-испарительного охлаждения при противоточном или перекрестноточном течениях воздуха (газа) в системе сухих и влажных каналов.

Внешний воздух, попадая в сухой рабочий канал, охлаждается за счет контакта с обратной стороной рабочего влажного канала. Во влажном канале температура воздуха, контактирующего с влажной стенкой, снижается, на что затрачивается скрытая теплота испарения воды. Температура стенки влажного рабочего канала при этом также падает.

При идеальных условиях поток на входе во влажный рабочий канал достигает насыщенного состояния (температуры точки росы). При движении по длине рабочего влажного канала воздух сохраняет насыщенное состояние, его абсолютная влажность, а также энтальпия возрастают, а температура поверхности канала понижается. Это используется для охлаждения воздуха в сухом канале охлаждения — в пределе до точки росы входящего воздуха.

Градирня по циклу Майсоценко использует насадку, состоящую из системы ячеек аппарата косвенно-испарительного охлаждения. Охлажденный воздух подается внутрь ячеек и после охлаждения до температуры, близкой к точке росы, движется навстречу охлаждаемой жидкости [3].

Однако у цикла Майсоценко существует ряд трудностей:

- не найдена капиллярно-пористая поверхность, обеспечивающая равномерное смачивание поверхности при высоких температурах потока;
- не исследованы тепло- и массообменные процессы в каналах теплообменного аппарата Майсоценко и не разработана методика расчета.

Таким образом, из-за указанных недостатков практического применения в градирнях цикл пока не нашел [4].

Градирни испарительного типа (модель В.А. Калатозова)

Данный тип градирни предусматривает охлаждение воды поступающим в нее атмосферным воздухом

с дальнейшим выбросом полученных в результате испарения тепла и паровоздушной смеси в окружающую среду [5].

В такой модели существует зависимость охлаждающей способности градирни от температуры атмосферного воздуха и влажности. Рост влажности воздуха одновременно вызывает ослабление охлаждающей способности, большие потери тепла и воды и невозможность получения воды из атмосферного воздуха. Предлагаемое В.А. Калатузовым изобретение исключает эти недостатки.

Технический результат его модели достигается тем, что вода охлаждается воздухом, полученным из паровоздушной смеси, образованной в градирне в процессе встречного движения, и контакта охлаждаемой воды с воздухом или воздухом, полученным из смеси атмосферного воздуха и паровоздушной смеси градирни, при этом влажность охлажденного воздуха меньше влажности окружающего атмосферного воздуха, а температура меньше температуры окружающего атмосферного воздуха по сухому термометру [6].

Применение данного метода сопряжено с высокими материальными затратами. Кроме этого для монтажа необходим полный останов систем оборотного водоснабжения, что в рамках непрерывного производственного процесса невозможно.

Применение систем испарительного охлаждения воздуха в градирнях

Системы испарительного охлаждения воздуха (СИОВ)

Проблема охлаждения воды в летний период в условиях жаркого климата при температуре окружающего воздуха, достигающей отметки выше 30°C, пока не решена. Если оборотная вода, подаваемая в градирню на охлаждение, имеет температуру 35...40 °С, а температура поступающего для охлаждения воды воздуха достигает той же отметки, то работа градирни неэффективна [7]. Техническое решение позволяет повысить эффективность работы градирни в условиях жаркого климата за счет создания в проемах воздухоподводящих окон условий принудительного охлаждения поступающего в градирню воздуха. Горячий наружный воздух имеет наименьшую влажность по сравнению с воздухом внутри градирни, т. е. в результате установки оросительной системы на уровне проемов воздухоподводящих окон можно повысить способность воздуха охладиться за счет испарения влаги, создаваемой форсунками, распыляющими воду при входе в градирню.

Наиболее важными факторами испарительного охлаждения являются относительная влажность, температура наружного воздуха, размер капель воды, расход воздуха и расстояние, которое проходит капля воды до условия полного своего испарения.

Чтобы испарение происходило мгновенно, без привлечения энергии извне, воду следует распылять

на крошечные капли (менее 10 мкм), которые имеют меньшее поверхностное натяжение. Привлечение энергии извне не требуется, однако даже для естественного процесса испарения воды нужно некоторое количество энергии [8]. Она забирается из воздуха, который чтобы абсорбировать воду, должен отдать явное тепло, а значит при этом снизится его температура. Таким образом, за счет испарительного охлаждения достигается двойной эффект: воздух и увлажняется, и охлаждается. Единственное для чего требуется электроэнергия, это для нагнетания воды, которая подается насосом на распылительные форсунки.

Система испарительного охлаждения воздуха (СИОВ) состоит из испарительных панелей с установленными равномерно по их периметру форсунками, насосов высокого давления (до 80 атм.), фильтров тонкой очистки воды, трубопроводов, шлангов высокого давления и коллекторов. На входе воздуха в градирню устанавливаются испарительные панели, которые связаны между собой трубопроводом и образуют в совокупности испарительную систему. По периметру каждой испарительной панели равномерно установлены вихревые форсунки. Подаваемая насосом высокого давления вода, проходя через форсунки (диаметр выходного отверстия 0,2...0,5 мм), превращается в высокодисперсные капельки, которые мгновенно испаряются и обеспечивают охлаждение поступающего в градирню воздуха.

Исходные данные теплотехнического расчета

Турбина ПТ–60–130 ЛМЗ

Давление свежего пара p , МПа	12,8
Раход свежего пара D , т/ч	320
Температура свежего пара $t_{п}$, °С	555
Давление промышленного отбора $p_{отб}$, МПа	1,27
Раход промышленного отбора $D_{отб}$, т/ч	140
Номинальное давление в конденсаторе $p_{к.ном}$, кПа	4
Удельный расход топлива на выработку электроэнергии b , т.у.т/1000 кВт·ч	0,28

Конденсатор 60-КЦС

Номинальное давление в конденсаторе $p_{к.ном}$, кПа	4
Раход пара в конденсаторе D_k , т/ч	180
Раход охлаждающей воды W , м³/ч	8000
Разность теплосодержаний отработавшего пара и конденсата Δh , кДж/кг	2240
Разность температур охлаждающей воды в конденсаторе Δt , °С	12

Градирня 1200 м²

Площадь орошения F , м²	4000
Расход охлаждающей воды W , м³/ч	8000
Удельная гидравлическая нагрузка $q_{гидр}$, м³/(м²·ч)	6
Диаметр основания градирни D , м	80

Рассмотрим схему работы предприятия, технологический процесс которого требует пар со следующими параметрами: $p_{отб} = 1,27$ МПа, $D_{отб} = 420$ т/ч. Для этих целей используется 3 турбины ПТ–60–130 ЛМЗ, установленные на ТЭЦ.

Системы испарительного охлаждения воздуха предполагается использовать в летний период, когда отсутствует теплофикационная нагрузка. Общий расход пара на турбину составит 320 т/ч.

Замкнутость пароводяного цикла тепловых электростанций предопределяет необходимость конденсации всего расхода пара, проработавшего в турбине. Этот процесс протекает в конденсационной установке при постоянном давлении за счет подогрева охлаждающей воды, температура которой ниже температуры насыщения пара.

Процесс конденсации может идти при любом давлении. Однако чем меньше температура отвода теплоты цикла (соответствует более низкому давлению конденсации), тем выше тепловая экономичность паротурбинной установки при неизменных начальных параметрах.

После конденсатора циркуляционная вода направляется в градирню для охлаждения. Градирни характеризует удельная гидравлическая нагрузка. Она зависит от расчетных параметров атмосферного воздуха при заданном проценте обеспеченности, требуемых перепадов температуры воды, расчетных температур охлажденной воды и выбранного вида и конструкции градирен.

Ориентировочно для градирен, проектируемых для средней полосы РФ, удельная гидравлическая нагрузка принимается при капельном оросителе от 6 до 10 м³/(м²·ч). Тогда можно оценить необходимую площадь градирни из расчета того, что на градирню завязано 3 конденсатора. Расход каждого составляет 8000 м³/час.

$$F = W/q_{гв} = (8000 \cdot 3)/6 = 4000 \text{ м}^2.$$

Теплотехнический расчет системы испарительного охлаждения воздуха

Температуру нагрева воды в конденсаторе Δt_v можно определить следующим образом:

$$\Delta t_v = (D_k \Delta h) / (W_p C_p) = (180 \cdot 2240) / (8000 \cdot 1000 \cdot 4,19) = 12 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Удельная тепловая нагрузка U_{cp} равна [9]

$$U_{cp} = q_{гидр} \Delta t_v = 6 \cdot 12 = 72 \text{ Мкал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

Определение температуры охлажденного воздуха с применением системы испарительного охлаждения воды

Рассмотрим процесс адиабатического охлаждения воздуха. Для эффективной работы градирни ограничимся пределом увлажнения воздуха в 80 %. Влага, выпадающая в виде осадков, несомненно приводит к увеличению влагосодержания наружного воздуха, при этом снижается и его температура. В любом случае при повышенной влажности (более 80 %) эффекта адиабатического увлажнения добиться не удастся.

Используя психрометрическую диаграмму для влажного воздуха, установим параметры воздуха для наиболее жарких месяцев года: июня, июля, августа, сентября. Из характеристики башенной градирни определим температуру охлажденной воды на выходе из градирни t_{ox1} , $^\circ\text{C}$ и давление в конденсаторе турбины по зависимости абсолютного давления от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды.

Найдем средние значения для двух температурных уровней: выше 30 $^\circ\text{C}$ и 25 < t < 30 $^\circ\text{C}$ (табл. 1).

При температуре $t > 30 \text{ } ^\circ\text{C}$ $p_{конд}$ равно 0,0137 МПа (без системы испарительного охлаждения воздуха, $t_{ox1} = 34 \text{ } ^\circ\text{C}$) и 0,0114 МПа (с системой испарительного охлаждения, $t_{ox1} = 30,5 \text{ } ^\circ\text{C}$).

В условиях 25 < t < 30 $^\circ\text{C}$ $p_{конд}$ составляет 0,012 МПа (без системы испарительного охлаждения воздуха, $t_{ox1} = 31,5 \text{ } ^\circ\text{C}$) и 0,0106 МПа (с системой испарительного охлаждения, $t_{ox1} = 29,5 \text{ } ^\circ\text{C}$).

Для корректной оценки энергосберегающего эффекта от внедрения СИОВ определено число часов стояния параметров наружного воздуха в рассматриваемом регионе, для которых возможно использовать СИОВ (табл. 2).

Вычислено изменение КПД станции $\Delta \eta_{оипту}$: при температуре $t > 30 \text{ } ^\circ\text{C}$ $\Delta \eta_{оипту} = 0,228 \text{ } \%$ (режим А); при температуре 25 < t < 30 $^\circ\text{C}$ $\Delta \eta_{оипту} = 0,172 \text{ } \%$ (режим Б).

Снижение расхода топлива можно рассчитать по формуле:

Таблица 1

Параметры охлаждающего воздуха и температура охлажденной воды на выходе из градирни

Период	Параметры											
	$f_t, \%$		$t_{cp,v}, ^\circ\text{C}$		$t_{ox1}, ^\circ\text{C}$		$f_{ювл.в}, \%$		$t_{cp.окл.в}, ^\circ\text{C}$		$t_{ox1}, ^\circ\text{C}$	
	$t > 25$	$t > 30$	$t > 25$	$t > 30$	$t > 25$	$t > 30$	$t > 25$	$t > 30$	$t > 25$	$t > 30$	$t > 25$	$t > 30$
	СИОВ выключена						СИОВ включена					
Июнь	43,8	29	27,5	30,7	32	33	80	80	21,2	20,5	30	29
Июль	47	30	27	33	32,5	33	80	80	21,3	22,4	30	31
Август	30	22	27	33	31	33	80	80	17,9	20,3	28	29,5
Сентябрь	36	130	27	33	31,5	33	80	80	19,2	22,4	29	31
Среднее за 4 месяца	39,3	27,7	27,2	32,4	31,5	34	80	80	19,4	21,7	29,5	30,5

Таблица 2

Число часов стояния рассматриваемых метеословий в регионе

Период	Число часов при температуре воздуха t		$f, \%$		$t_{\text{ср.в.}}$	
	$t > 25$	$t > 30$	$t > 25$	$t > 30$	$t > 25$	$t > 30$
Июнь	135	6	43,8	29	27,5	30,7
Июль	138	54	47	30	27	33
Август	198	132	30	22	27	33
Сентябрь	144	36	36	30	27	33
Среднее за 3 месяца	—	—	39,3	27,7	27,2	32,3
Сумма часов, n	615	228	—	—	—	—

$$\Delta B = \left(\frac{1}{\eta_{\text{ойту1}}} - \frac{1}{\eta_{\text{ойту2}}} \right) N n \frac{3,6}{Q_n^p} 10^{-3}.$$

При температуре $t > 30$ °С $\Delta B_1 = 61,54$ тыс. м³ газа ($n = 228$ часов работы на режиме А). При температуре $25 < t < 30$ °С $\Delta B_2 = 186,45$ тыс. м³ газа ($n = 615$ часов работы на режиме Б). Таким образом, экономия газа с трех установок составит

$$\Delta B = (\Delta B_1 + \Delta B_2) \cdot 3 = (61,54 + 124,91) \cdot 3 = 559,35 \text{ тыс. м}^3 \text{ газа, т. е. } 3120000 \text{ руб. ежегодно.}$$

В рассматриваемой градирне циркуляция наружного воздуха осуществляется за счет естественной циркуляции, которая определяется перепадом давлений между наружным воздухом и воздухом в градирне, а также высотой башни. В результате адиабатического охлаждения воздуха незначительно возрастает плотность холодного воздуха, значит теоретически улучшается самотяга. При этом эквивалентно понижается плотность горячего воздуха на выходе из градирни. Таким образом, дельта плотностей (с включенной и выключенной СИОВ) сильно не меняется, что в свою очередь не приводит к изменениям самотяги (рис. 1).

Сопротивление проходу приточного воздуха в градирню также будет определяться направлением распыла. Так, применение форсунок, направленных в сторо-

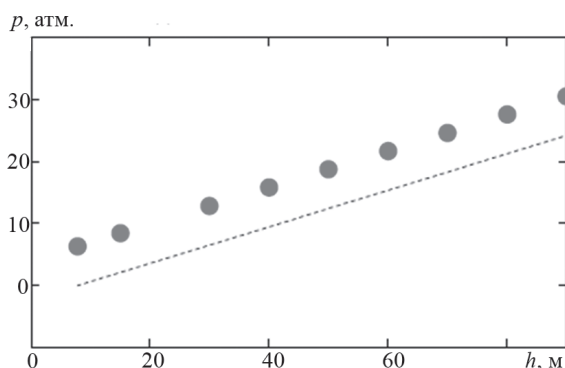


Рис. 1. Изменение давления по высоте башенной градирни: ● — самотяга со включенной СИОВ; ---- — расчетная самотяга в градирне

ну движения воздуха, может обеспечить подпор столба воздуха [9]

$$H_{\text{оп}} = 12K\mu p.$$

где K — величина, зависящая от направления форсунок, $K = -0,22$ (при направлении в сторону движения воздуха), $K = 0,13$ (против движения воздуха), $K = 0,075$ (форсунки направлены друг против друга); μ — коэффициент орошения форсунки тонкого распыла с диаметром выходного отверстия менее 2 мм, $\mu = 0,00351$ кг/кг.с.в.; p — давление воды.

$$H_{\text{оп}} = 12 \cdot 0,22 \cdot 0,00351 \cdot 70 = 0,648 \text{ кг/м}^2 = 6,35 \text{ Па}$$

Оценка энергосберегающего эффекта от внедрения системы испарительного охлаждения воздуха

Капитальные затраты включают в себя покупку насосного оборудования, фильтров, шлангов высокого давления и испарительных панелей (рис. 2). Затраты единовременны. Цены взяты с официальных сайтов представителей оборудования.

К переменным затратам относят покупку электроэнергии и химически очищенной воды, подготавливаемой на ТЭЦ (рис. 3). При расчете показателей



Рис. 2. Структура капитальных затрат



Рис. 3. Структура переменных затрат

эффективности проекта с учетом фактора времени использовался следующий прогноз роста параметров внешней и внутренней среды, отраженный в табл. 3.

Таблица 3

Параметры внешней и внутренней среды

Параметр	Прогнозное значение роста ежегодно, %
Рост тарифа на покупку электроэнергии	11
Рост тарифа на газ	7,5
Рост стоимости химически очищенной воды	6
Рост стоимости на ремонт и комплектующие	7

Заключение

Представленные теоретические расчеты доказывают практическую возможность и необходимость применения системы испарительного охлаждения воздуха на предприятии. Применение СИОВ (на примере ТЭЦ с промышленным отбором пара) позволяет добиться повышения КПД более чем на 0,2 %. Экономический расчет указывает на малый срок окупаемости проекта (дисконтированный $T_{\text{окуп}} = 2 \text{ г. } 8 \text{ мес.}$). Дисконтированная прибыль на момент износа основного оборудования составит 9 млн руб.

Помимо очевидной прибыли в виде снижения расхода топлива, понижая температуру оборотной воды, мы улучшаем условия работы конденсатора и циркуляционного оборудования, увеличиваем ресурс как основного, так и вспомогательного оборудования турбин.

Литература

1. Мошкарин А.В., Калатuzов В.А. Современные основы технического перевооружения систем техни-

ческого водоснабжения тепловых электростанций // Вестник ИГЭУ. 2008. Вып. 2. С. 41—45.

2. Арансон К.Э., Блинков С.Н., Брезгин В.И. Теплообменники энергетических установок. Екатеринбург: Изд-во УрФУ, 2015.

3. Maisotsenko V., Gillan L., Kozlov A. The Maisotsenko Cycle for Power Generation // Proc. of Clean Energy Supercluster Forum. Fort Collins (USA), 2010.

4. Халатов А., Карп И., Исаков Б. Термодинамический цикл Майсоценко и перспективы его использования в Украине // Вісник національної академії наук України. 2013. № 2. С. 38—49.

5. Берман Л.Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды. М.: Госэнергоиздат, 1957.

6. Пат. № 2294499 РФ. Способ работы башенной и вентиляторной градирни испарительного типа и устройство для его осуществления / В.А. Калатuzов // Бюл. изобрет. 2009. № 22.

7. Спритнюк С.В. Исследование процесса охлаждения воды в безнасадочной градирне установок разновысокого расположения: автореф. дисс. ... канд. техн. наук. М.: МАМИ, 2015.

8. Okafor V.C. Review on Evaporation Cooling Systems // Greener J. Sci. Eng. and Technological Research. 2017. V. 7 (1). Pp. 1—20.

9. Кострюков В.А. Сборник примеров расчета по отоплению и вентиляции. Т. 2. М.: Госстройиздат, 1962.

References

1. Moshkarin A.V., Kalatuzov V.A. Sovremennyye Osnovy Tekhnicheskogo Perevoorzheniya Sistem Tekhnicheskogo Vodospabzheniya Teplovykh Elektrostantsiy. Vestnik IGEU. 2008;2:41—45. (in Russian).

2. Aranson K.E., Blinkov S.N., Brezgin V.I. Teploobmenniki Energeticheskikh Ustanovok. Ekaterinburg: Izd-vo UrFU, 2015. (in Russian).

3. Maisotsenko V., Gillan L., Kozlov A. The Maisotsenko Cycle for Power Generation. Proc. of Clean Energy Supercluster Forum. Fort Collins (USA), 2010.

4. Halatov A., Karp I., Isakov B. Termodinamicheskii Tsikl Maysotsenko i Perspektivy ego Ispol'zovaniya v Ukraine. Visnik Natsional'noi Akademii Nauk Ukraini. 2013;2:38—49. (in Russian).

5. Berman L.D. Isparitel'noe ohlazhdenie Tsirkulyatsionnoy Vody. M.: Gosenergoizdat, 1957. (in Russian).

6. Pat. № 2294499 RF. Sposob Raboty Bashennoy i Ventilatornoy Gradirni Isparitel'nogo Tipa i Ustroystvo dlya ego Osushchestvleniya / V.A. Kalatuzov // Byul. Izobret. 2009;22. (in Russian).

7. Spritnyuk S.V. Issledovanie Protsessa Ohlazhdeniya Vody v Beznasadochnoy Gradirne Ustanovok Raznovysokogo Raspolozheniya: Avtoref. Diss. ... Kand. Tekhn. Nauk. M.: MAMI, 2015. (in Russian).

8. Okafor V.C. Review on Evaporation Cooling Systems. Greener J. Sci. Eng. and Technological Research. 2017;7 (1):1—20.

9. **Kostryukov V.A.** Sbornik Primerov Rascheta po Otopleniyu i Ventilyatsii. T. 2. M.: Gosstroyizdat, 1962. (in Russian).

Сведения об авторах

Тевосян Николай Хачатурович — студент НИУ «МЭИ», e-mail: kolya0714@yandex.ru

Юркина Мария Юрьевна — кандидат технических наук, доцент кафедры тепломассообменных процессов и установок НИУ «МЭИ», e-mail: pre_my@mail.ru

Information about authors

Tevosyan Nikolay Kh. — Student of NRU MPEI, e-mail: kolya0714@yandex.ru

Yurkina Mariya Yu. — Ph.D. (Techn.), Assistant Professor of Heat-and-Mass Exchange Processes and Installations Dept., NRU MPEI, e-mail: pre_my@mail.ru

Статья поступила в редакцию 31.03.2017