

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ГРАДИРЕН ПРОТИВОТОЧНОГО И ПОПЕРЕЧНОТОЧНОГО ТИПОВ ПО ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМ ЗАТРАТАМ

Дмитриев А.В.¹, Зинуров В.Э.², Дмитриева О.С.³, Харьков В.В.⁴, Зиангиров А.Ф.⁵

^{1,2,5}Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия

^{3,4}Казанский национальный исследовательский технологический университет,
г. Казань, Россия

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8979-4457>, ieremiada@gmail.com¹

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1380-4433>, vadd_93@mail.ru²

ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6221-0167>, ja_deva@mail.ru³

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8219-7323>, v.v.kharkov@gmail.com⁴

ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-4025-828X>, zinaydar@mail.ru⁵

Резюме: **АКТУАЛЬНОСТЬ.** Градири эффективно охлаждают воду промышленных установок. Актуальным является выбор нужной для этих целей конструкции градирни, исходя из заданных параметров. Методики расчета вентиляторных градирен необходимы при проектировании новых и привязке существующих проектов градирен к определенным метеопараметрам с учетом требований по температуре воды и гидравлическим нагрузкам. При этом конечной целью является снижение энергетических затрат при сохранении тепловой эффективности градирни. Расчеты поперечноточных градирен аналогичны расчетам мокрых противоточных градирен, однако сложность заключается в характере распределения воды и воздуха в горизонтальном и вертикальном направлениях в оросителе, выполненном из различных материалов. Анизотропия существенно сказывается на коэффициенте теплопередачи при поперечном токе воздуха в градирне. **ЦЕЛЬ.** Создание упрощенной методики расчета характеристик градирен, которая была бы удобной для использования инженером-технологом или проектировщиком с целью анализа энергетических затрат. Задачи исследования – сравнение градирни противоточной и поперечноточной по энергетическим затратам, изучение влияния свободного объема насадки на расход энергии, учитывая влияние орошения на величину гидравлического сопротивления. **МЕТОДЫ.** При решении поставленной задачи применяется классическая методика теплового и аэродинамического расчета испарительных градирен. **РЕЗУЛЬТАТЫ.** В статье представлен анализ энергетических затрат, затрачиваемых по воздуху, от свободного объема сухой и орошаемой насадки двух типов градирен. Представляются соотношения для расчета характеристик работы градирни. В качестве примера оценивается эффективность работы градирен с противоточным и поперечным током. В результате проведенного исследования также учитывается сопротивление элементов градирни. **ЗАКЛЮЧЕНИЕ.** В ходе сравнительного анализа было установлено, что энергетические затраты при использовании градирни с противоточным движением фаз больше, чем у градирни с перекрестным движением фаз в среднем на 11,6%.

Ключевые слова: испарительная градирня; противоточная градирня; поперечноточная градирня; энергетические затраты; свободный объем насадки.

Благодарности: работа выполнена при финансовой поддержке стипендии Президента РФ молодым ученым и аспирантам.

Для цитирования: Дмитриев А.В., Зинуров В.Э., Дмитриева О.С., Харьков В.В., Зиангиров А.Ф. Сравнительный анализ градирен противоточного и поперечноточного типов по энергетическим затратам // Вестник Казанского государственного энергетического университета. 2023. Т. 15. № 4 (60). С. 58-68.

COMPARATIVE ANALYSIS OF COUNTERCURRENT AND CROSSCURRENT COOLING TOWERS BY ENERGY COSTS

AV. Dmitriev¹, VE. Zinurov², OS. Dmitrieva³, VV. Kharkov⁴, AF. Ziangirov⁵

^{1,2,5}Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

^{3,4}Kazan National Research Technological University, Kazan, Russia

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8979-4457>, ieremiada@gmail.com¹

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1380-4433>, vadd_93@mail.ru²

ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6221-0167>, ja_deva@mail.ru³

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8219-7323>, v.v.kharkov@gmail.com⁴

ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-4025-828X>, zinaydar@mail.ru⁵

Abstract: *RELEVANCE.* Cooling towers effectively cool the water of industrial installations. It applies to choose the cooling tower design necessary for these purposes, based on the specified parameters. The calculation methods of fan cooling towers are necessary when designing new and linking existing cooling tower projects to certain meteorological parameters, considering the requirements for water temperature and hydraulic loads. The goal is to reduce energy costs while maintaining the thermal efficiency of the cooling tower. Calculations of cross-flow cooling towers are like calculations of wet counter-current cooling towers, but the difficulty lies in the distribution's nature of water and air in horizontal and vertical directions in the sprinkler made of various materials. Anisotropy significantly affects the heat and mass transfer coefficient at the transverse air flow in the cooling tower. *THE PURPOSE.* Creation of a simplified method for calculating the characteristics of cooling towers, which would be convenient for use by a process engineer or designer in order to analyze energy costs. The objectives of the study are to compare counter-current and cross-current cooling towers in terms of energy costs, to study the effect of the free volume of the nozzle on energy consumption, considering the effect of irrigation on the amount of hydraulic resistance. *METHODS.* When solving this problem, the classical method of thermal and aerodynamic calculation of evaporative cooling towers is used. *RESULTS.* The article presents an analysis of the energy costs spent by air from the free volume of dry and irrigated nozzles of two types of cooling towers. The relations for calculating the characteristics of the cooling tower are presented. As an example, we evaluate the efficiency of cooling towers with countercurrent and transverse current. Because of the study, they also taken the resistance of the cooling tower elements into account. *CONCLUSION.* In the course of a comparative analysis, we found that the energy costs when using a cooling tower with a countercurrent phase movement are greater than those of a cooling tower with a cross-phase movement by an average of 11.6%.

Keywords: *evaporative cooling tower; countercurrent cooling tower; cross-flow cooling tower; energy costs; free volume of the nozzle.*

Acknowledgments: *the study was carried out with the financial support of the scholarship of the President of the Russian Federation to young scientists and postgraduate's*

For citation: Dmitriev A.V., Zinurov V.E., Dmitrieva O.S., Kharkov V.V., Ziangirov A.F. Comparative analysis of countercurrent and crosscurrent cooling towers by energy costs. KAZAN STATE POWER ENGINEERING UNIVERSITY BULLETIN. 2023; 15; 4 (60):58-68.

Введение (Introduction)

Вода регулярно используется в качестве охлаждающей жидкости в промышленных процессах. В большинстве отраслей промышленности в конце производственного цикла нагретая вода охлаждается, очищается и повторно вводится в установку. Охлаждение происходит в градирнях, они очень распространены в энергетике, химической промышленности и других областях. Они функционируют на основе испарительного и конвективного теплообмена между газовой и жидкой фазами для отвода тепла и охлаждения циркулирующей воды [1]. По направлению потока охлаждающего воздуха и горячей воды градирни подразделяются на поперечноточные (перекрестноточные) и противоточные градирни. В частности, процесс тепломассообмена в мокрых градирнях преимущественно происходит в зоне оросителя, а, следовательно, тепловые характеристики и характеристики аэродинамического сопротивления насадки напрямую влияют на эффективность работы градирен [2].

Неэффективное охлаждение во влажных градирнях может привести к значительным потерям энергии или снижению качества выпускаемой продукции. Следовательно, существует значительный интерес к повышению тепловой эффективности градирен. На эффективность теплопередачи градирни влияют многие факторы, такие как тип насадки, скорость движения воздуха и воды, температура воды на входе в аппарат [3].

Причем улучшение характеристик насадки может эффективно увеличить диапазон температур циркулирующей воды и снизить эксплуатационные расходы на такое оборудование, например, как вентиляторы, т.к. до 70% мощности рассеивания тепла приходится на эту область [2, 4]. Изменение охлаждающей способности в градирнях разного типа по направлению воздуха при определенных метеопараметрах является актуальной проблемой, к сожалению, не полностью исследованной, поэтому необходимо изучение гидродинамических явлений в зоне насадки. Основываясь на вышеизложенном, исследователи попытались улучшить производительность градирен. Так, проведено моделирование работы поперечноточной градирни в работе [5], доказано, что основным параметром, влияющим на тепловой КПД поперечноточной градирни, является средний радиус капли. Однако моделирование перекрестного потока при испарительном охлаждении осложняется тем, что большинство типов наполнителей анизотропны, т.е. их эксплуатационные характеристики в перекрестном потоке не такие, как в противотоке [6].

Литературный обзор (Literature Review)

Согласно теории Меркеля весь тепло- и массоперенос, происходящий в каждой точке градирни, можно рассматривать как единый процесс передачи, движущей силой которого является разница энтальпий. Бейкер и Шрайок [7] разработали процедуру решения уравнения Меркеля для противоточных и перекрестноточных градирен. Насадки, как правило, работают в условиях неполного смачивания и использования неполного объема, занимаемого насадочной частью аппарата. Чтобы увеличить площадь поверхности теплообмена, можно увеличить плотность орошения за счет уменьшения площади поперечного сечения аппарата, что, в свою очередь, малоэффективно, т.к. приведет к росту скорости газа и гидравлического сопротивления, а также уносу жидкости из аппарата [8]. Учитывая, что 3–5% циркулирующей воды теряется в результате испарения, дрейфа и продувки, такое решение неприемлемо для применений, где воды не хватает.

Возможным вариантом решения проблемы является организация перекрестного (поперечного) тока в градирне. Причем можно скомпоновать ороситель таким образом, чтобы сечение для прохода охлаждающего воздуха было больше сечения для прохода воды, подаваемой на охлаждение [9]. При этом даже при небольших расходах воздуха можно обеспечить достаточную плотность орошения, не допуская уноса жидкости и не увеличивая гидравлическое сопротивление аппарата по воздуху [10].

Для организации большей движущей силы массопередачи в работе [11] предложена новая методика оптимизации противоточной мокрой градирни, представлены тепловые характеристики и выполнен эксергетический анализ. Математические модели для оптимального проектирования противоточных градирен с учетом снижения общих годовых затрат предложены авторами работы [12]. В отличие от анализа противоточных градирен, которые рассматриваются в одномерной системе координат, поперечноточную градирню следует рассматривать в двумерной системе, поскольку существуют изменения температуры и влажности как в вертикальном, так и в горизонтальном направлениях движения сред.

Для прогнозирования теплового поведения поперечноточных градирен были разработаны различные математические модели, проанализированные в работе [13], так, например, Снайдер применил конструкционный подход для расчета движущей силы градирни с перекрестным потоком тем же способом, который использовался для расчета средней разницы температур в теплообменнике с поперечными перегородками, и получил общий коэффициент передачи энтальпии. Он предположил линейную зависимость между температурой воды и энтальпией насыщенного воздуха. Зиви и Бранд решили дифференциальные уравнения численно, используя нелинейную зависимость между температурой воды и энтальпией насыщенного воздуха. Шехтер и Канг применили метод Зиви и Бранда к более общим условиям эксплуатации, представив экспоненциальную функцию для выражения равновесного соотношения между температурой воды и энтальпией насыщенного воздуха в ограниченном диапазоне. Бейкер и Шрайок предложили интегральное решение, основанное на теории Меркеля. Инадзуми и Кагеяма предложили графический метод расчета движущей силы

энтальпии в градирне с перекрестным потоком. Учитывая вышесказанное и всю сложность анализа поперечноточных градирен, необходимость валидации всех аналитических методик не вызывает сомнений.

Цель исследования (*The purpose of the study*)

Основная цель настоящей работы – предоставить упрощенную методику для расчета характеристик градирен, которая была бы удобной для использования инженером-технологом или проектировщиком с целью анализа энергетических затрат. В непосредственные задачи исследования входит сравнение градирни противоточной и поперечноточной по энергетическим затратам, изучить влияние свободного объема насадки на расход энергии, учитывая влияние орошения на величину гидравлического сопротивления. Объектом исследования является процесс охлаждения оборотной воды градирней противоточного типа, разработанной фирмой ТМИМ и поперечноточного типа, разработанной НИИ ВОДГЕО.

Материал и методы исследования (*Material and methods of research*)

Для расчета теплового потока, который поступал от воды в градирне, применялась следующая формула:

$$Q = L_m c_{p.в.} (t_{в.н.} - t_{в.к.}), \quad (1)$$

где L_m – массовый расход воды, кг/с; $c_{p.в.}$ – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·°С); $t_{в.н.}$, $t_{в.к.}$ – начальная и конечная температура воды, °С.

Тепловая энергия, передаваемая от воды к воздуху, рассчитывалась по формуле:

$$Q = \beta V_{op} k \Delta I_{cp}, \quad (2)$$

где β – объемный коэффициент массоотдачи, кг/(м³·с·кг/[кг сух. в-ха]); V_{op} – объем оросителя, м³; k – коэффициент, который позволяет учесть снижение расхода воды вследствие ее испарения; ΔI_{cp} – средняя разность удельных энтальпий влажного воздуха, кДж/(кг сух. в-ха) [14].

Стоит отметить, что в формуле (2) при расчете параметра ΔI_{cp} вычислялась разность энтальпий насыщенного воздуха у поверхности пленки, т.е. в его пограничном слое, которая стекала по оросителю и воздуха, который находился между пластинами оросителя, т.е. в его ядре.

Объемный коэффициент массоотдачи рассчитывался по эмпирическому выражению [15]:

$$\beta = A \lambda^m g_b, \quad (3)$$

где A – постоянный коэффициент, который зависит от типа конструкции, 1/м; λ – отношение массовых расходов воздуха и воды, кг/кг; m – постоянный коэффициент, который зависит от скорости воздуха; g_b – плотность орошения, кг/(м²·с). Чем больше значение коэффициентов A и m , тем лучше эффективность работы оросителя [16, 17].

Как видно, объемный коэффициент массоотдачи β зависит от геометрических особенностей конструкции оросителя градирни и от объемов воздуха и воды, которые проходят через градирню [18].

Коэффициент k в уравнении (2) можно определить по формуле [15]:

$$k = 1 - \frac{c_{p.в.} t_{в.к.}}{r}, \quad (4)$$

где r – удельная теплота парообразования при средней температуре воды, кДж/кг.

Средняя разность удельных энтальпий влажного воздуха ΔI_{cp} вычислялась в зависимости от разности энтальпий:

$$\frac{\Delta I_6}{\Delta I_m} = \frac{(I_1^* - I_2)}{(I_2^* - I_1)}, \quad (5)$$

где I_1 – удельная энтальпия воздуха, находящегося между пластинами на входе в

ороситель, кДж/(кг сух. в-ха); I_2 – удельная энтальпия воздуха на выходе из оросителя, кДж/(кг сух. в-ха); I_1'' – удельная энтальпия насыщенного воздуха в пограничном слое у поверхности пленки воды в верхней части оросителя, кДж/(кг сух. в-ха); I_2'' – удельная энтальпия насыщенного воздуха в нижней части оросителя, кДж/(кг сух. в-ха); индексы: б – больший; м – меньший.

При расчетном значении $\Delta I_6/\Delta I_m > 1,8$ средняя разность энтальпий вычислялась по выражению:

$$\Delta I_{cp} = \frac{\Delta I_6 - \Delta I_m}{\ln \frac{\Delta I_6}{\Delta I_m}} = \frac{(I_1'' - I_2) - (I_2'' - I_1)}{\ln \frac{(I_1'' - I_2)}{(I_2'' - I_1)}}. \quad (6)$$

При расчетном значении $\Delta I_6/\Delta I_m \leq 1,8$ средняя разность энтальпий вычислялась по выражению:

$$\Delta I_{cp} = 0,5(\Delta I_6 + \Delta I_m) = 0,5((I_1'' - I_2) + (I_2'' - I_1)). \quad (7)$$

Следует отметить, что при расчете градирни, в которой происходит перекрестное движение воды и воздуха дополнительно рассчитывается поправочный коэффициент ε , определяемый по вспомогательным справочным данным [19].

В большинстве случаев при расчете расхода воздуха, поступающего в ороситель, применяется итерационный способ, т.к. определить его по классическим методикам не представляется возможным.

Расход энергии вычисляется по формуле (8):

$$N = G_v \Delta p_{op}, \quad (8)$$

где Δp_{op} – потери давления в градирне, Па, которые вычисляются по выражению:

$$\Delta p_{op} = A \Delta p_c, \quad (9)$$

где Δp_c – потери давления неорошаемого слоя оросителя, Па; A – постоянный коэффициент, который позволяет определить во сколько раз сопротивление орошаемой насадки больше, чем сухой [20].

Коэффициент A в формуле (9) вычисляется по выражению (10):

$$A = 1 + C \left(\frac{L_m}{G_m} \right)^{0,405} \left(\frac{\rho_{воз}}{\rho_v} \right)^{0,225} \left(\frac{\mu_v}{\mu_{воз}} \right)^{0,0405} \quad (10)$$

где C – поправочный коэффициент; $\rho_{воз}$, ρ_v – плотность воздуха и воды, кг/м³; $\mu_{воз}$, μ_v – коэффициент динамической вязкости воздуха и воды, Па·с.

Гидравлическое сопротивление неорошаемого слоя насадки Δp_c можно определить по формуле:

$$\Delta p_c = \zeta \frac{H}{d_s} \frac{\rho_{воз} w_{воз}^2}{2}, \quad (11)$$

где $\zeta = 4(40/Re + 0,75)$ – коэффициент трения; $Re = w_{воз} d_s \rho_{воз} / \mu_{воз}$ – критерий Рейнольдса; H – высота слоя насадки, м; $d_s = 4\varepsilon/a$ – эквивалентный диаметр канала, м; ε – свободный объем насадки, м³/м³; a – удельная поверхность насадки, м²/м³; $w_{воз} = 0,3w_{п}$ – скорость воздуха, м/с; $w_{п}$ – предельная скорость воздуха, которая определяется из выражения:

$$\lg \left[\frac{w_{п}^2 a \rho_{воз}}{g \varepsilon^3 \rho_v} \left(\frac{\mu_{воз}}{\mu_v} \right)^{0,16} \right] = A_n - B_n \left(\frac{L_m}{G_m} \right)^{1/4} \left(\frac{\rho_{воз}}{\rho_v} \right)^{1/8}, \quad (12)$$

где A_n, B_n – коэффициенты, которые зависят от конструкционных особенностей насадки; L_m и G_m – массовые расходы воды и воздуха, кг/с.

Гидравлическое сопротивление по воде определялось по формуле:

$$\Delta p_{\text{в}} = \rho_{\text{в}} g h, \quad (13)$$

где h – высота градирни, м.

Для определения затрачиваемой мощности по воде использовалось выражение:

$$N = L_{\text{в}} \Delta p_{\text{в}}. \quad (14)$$

В ходе проведения сравнительного анализа градирен с противоточным и поперечноточным взаимодействием потоков воды и воздуха по энергетическим затратам принимались следующие начальные параметры: температура охлажденной и горячей воды – 22 и 27°C соответственно, расход воды – 1,39 м³/с, температура мокрого термометра 19,2°C, площадь орошения для поперечноточной и противоточной градирни составляла 18,04 и 18,06 м² соответственно (рис. 1-2). Плотность орошения задавалась равной 7,68 кг/(м²·с) и была рассчитана при перекрестном взаимодействии. Расстояние, которое было необходимо преодолевать воздуху через ороситель составлял 2,2 м при перекрестном взаимодействии фаз и 2,45 м при противоточном взаимодействии фаз. Необходимо отметить, что расчеты проводились по классической методике [20]. При сравнении рассчитывались энергетические затраты двух типов градирен путем изменения свободного объема насадки от 0,5 до 0,95 м³/м³.

На втором этапе проводилось сравнение рассчитанной на первом этапе поперечно точной градирни с градирней фирмы ТМИМ БМГ-1000¹. Учитывая, что количество секций в двух сравниваемых градирнях различно, осуществлялся перерасчет массового расхода воды. Для противоточной градирни фирмы ТМИМ БМГ-1000, которая состояла из 6 секций, массовый расход воды на 1 секцию составлял 230,9 кг/с. Для поперечноточной градирни, которая состояла из 10 секций, массовый расход воды на 1 секцию составил 138,5 кг/с. Плотность орошения насадки составляла 3,6 кг/(м²·с), которая была рассчитана на основе площади орошения 64 м² (рис. 3-4).

Результаты исследования и их обсуждение (Research results and their discussion)

Результаты сравнительного анализа градирен были представлены графически в виде зависимостей энергетических затрат, затрачиваемых по воздуху, от свободного объема насадки (рис. 1-4). В ходе сравнительного анализа (рис. 1-2), было установлено, что энергетические затраты при использовании градирни с противоточным движением фаз больше, чем у градирни с перекрестным движением фаз в среднем на 11,6% (рис. 1, 2). В ходе сравнительного анализа поперечно-точной градирни и противоточной градирни ТМИМ БМГ-1000 (рис. 3-4) было установлено, что энергетические затраты у первого типа больше, чем у второго на 19,6–40,2%.

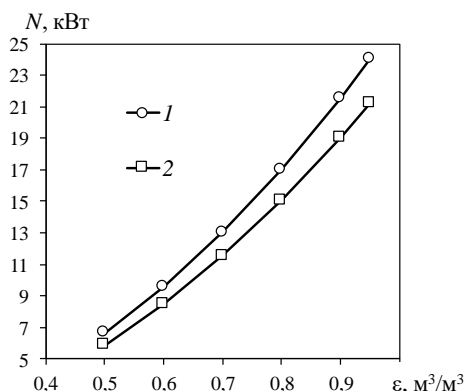


Рис. 1. Зависимость энергетических затрат от свободного объема сухой насадки: 1 – противоточной градирни; 2 – поперечноточной градирни

Источник: составлено автором. Source: compiled by the author.

¹Градирни БМГ-1000. [Электронный ресурс] <https://gradirni.tmim.ru/produktsiya/gradirni/gradirni-bmg-1000>

Энергетические затраты при противотоке и перекрестном токе составили от 6,6 до 24,1 и от 5,9 до 21,2 кВт соответственно при изменении свободного объема блока оросителя от 0,5 до 0,95 м³/м³. Необходимо отметить, что в ходе расчета сопротивление на воду не учитывалось (рис. 1). При этом объем, занимаемый оросителем, при противоточном движении фаз значительно меньше, чем при перекрестном движении. Так, при противоточном движении фаз объем составляет 44 м³, что на 318% меньше, чем при перекрестном движении фаз (занимаемый объем равен 140 м³).

С учетом сопротивления по воде энергетические затраты при противоточном и перекрестном движении фаз возросли в среднем на 3,3 и 4,7 кВт соответственно. При изменении свободного объема блока оросителя от 0,5 до 0,95 м³/м³ энергетические затраты при противотоке и перекрестном токе составили от 9,9 до 27,3 и от 10,5 до 25,9 кВт соответственно. Необходимо отметить, что можно выделить два диапазона числовых значений свободного объема блока оросителя. При ϵ , м³/м³ равным от 0,5 до 0,6 энергетические затраты при перекрестном токе взаимодействия фаз больше, чем при противоточном в среднем на 3,5 %. При объеме блока оросителя от 0,7 до 0,95 м³/м³ энергетические затраты при противоточном токе взаимодействия фаз больше, чем при перекрестном в среднем на 3,6 % (рис. 2).

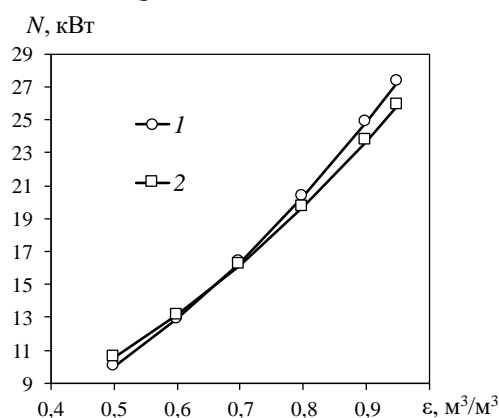


Рис. 2. Зависимость энергетических затрат от свободного объема орошаемой насадки: 1 – противоточной градирни; 2 – поперечноточной градирни

Fig. 2. Dependence of energy costs on the free volume of the irrigated nozzle: 1 – countercurrent cooling tower; 2 – cross-flow cooling tower

Источник: составлено автором. Source: compiled by the author.

Энергетические затраты у поперечноточной и противоточной градирни ТМММ БМГ-1000 составили от 5,9 до 21,2 и от 4,7 до 17,1 кВт соответственно при изменении свободного объема насадки от 0,5 до 0,95 м³/м³, т.е. при перекрестном токе взаимодействия фаз энергетические затраты больше, чем при противоточном токе в среднем на 19,6%. При этом расчет осуществлялся при условиях, когда сопротивление по воде не учитывалось (рис. 3).

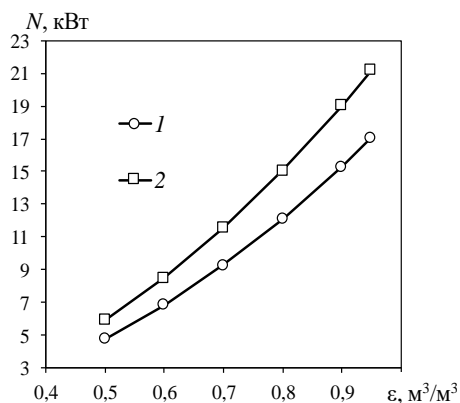


Рис. 3. Зависимость энергетических затрат от свободного объема сухой насадки для градирни с одной секцией: 1 – противоточной; 2 – поперечноточной

Fig. 3. Dependence of energy costs on the free volume of a dry nozzle for a cooling tower with one section: 1 – counter-current; 2 – cross-current

Источник: составлено автором. Source: compiled by the author.

При учете в расчетных формулах сопротивления по воде энергетические затраты при противоточном и перекрестном движении фаз возросли в среднем на 0,02 и 4,7 кВт соответственно. При изменении свободного объема блока оросителя от 0,5 до 0,95 м³/м³ энергетические затраты при противотоке и перекрестном токе составили от 4,7 до 17,1 и от 10,6 до 25,9 кВт соответственно, т.е. при перекрестном токе взаимодействия фаз энергетические затраты больше, чем при противоточном токе в среднем на 40,2% (рис. 4).

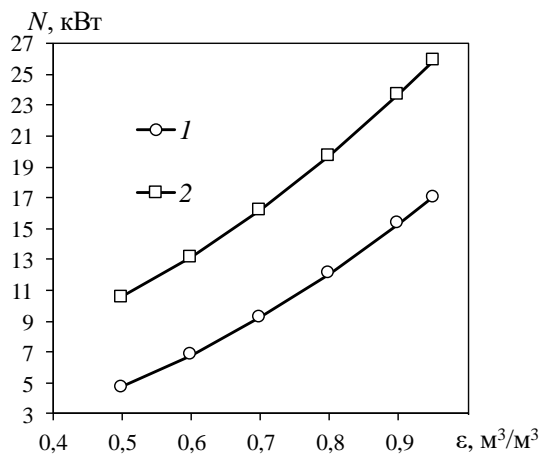


Рис. 4. Зависимость энергетических затрат от свободного объема орошаемой насадки для градирни с одной секцией: 1 – противоточной; 2 – поперечноточной

Fig. 4. Dependence of energy costs on the free volume of a irrigated nozzle for a cooling tower with one section: 1 – counter-current; 2 – cross-current

Источник: составлено автором. Source: compiled by the author.

В ходе сравнительного анализа градирен также было установлено, что в градирне противоточного типа энергозатраты на преодоление сопротивления, вызванного потоком воды через распылительные форсунки, а также при прохождении каплеуловителей часто сопоставимы с энергетическими затратами при прохождении слоя оросителя.

На создание давления в форсунках необходимо затрачивать большое количество энергии, требуется более высокий напор насоса. В противном случае будет неравномерное распределение жидкости, что существенно снизит эффективность работы градирен. Также не стоит забывать, что для равномерного распределения воздушного потока через ороситель требуются более высокие затраты энергии для вентиляторов.

Следует также отметить, что тепловые характеристики градирни существенно зависят от влажности и температуры окружающего воздуха, при имеющихся исходных данных для расчета, имеем, что средняя движущая сила у перекрестноточных градирен составляет значение примерно в 2 раза ниже, чем у градирен противоточного типа. Как следствие, появляется необходимость прокачивать большие объемы воздуха через ороситель, что затрудняет контроль обмерзания входных жалюзи в зимний период времени. Поэтому энергетические затраты в случае противоточного взаимодействия оказываются значительно ниже.

Выводы (Conclusions)

1. Анализ литературного обзора показал актуальность использования различных типов испарительных градирен в настоящее время. Каждый тип конструкции обладает, как своими достоинствами, так и недостатками, по отношению к другому типу. В целом, можно заключить, что в противоточных градирнях давление в системе распределения жидкости форсунками больше. Однако в целом энергетическая эффективность теплообмена больше, чем в поперечноточных установках, габаритные размеры и стоимость градирни противоточного типа меньше.

2. В ходе сравнительного анализа, проведенного по классической методике, было установлено, что энергетические затраты при использовании градирни с противоточным движением фаз больше, чем у градирни с перекрестным движением фаз в среднем на 11,6%, на одну секцию.

3. При сравнении затрачиваемых энергетических затрат по воздуху у поперечноточной градирни, состоящей из 10 модулей, и противоточной градирни ТМИМ БМГ-1000, состоящей из 6 модулей, установлено, что у первого варианта они больше, чем у второго на 19,6–40,2%.

Литература

1. Sharma M., Goswami N., Bhowal A. et al. Process intensification in a cross-flow rotating packed bed for evaporative cooling of water // *Materials Today: Proceedings*. 2023. Vol. 76. Part 1. P. 194–200. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.12.177>.
2. Zhao Z., Gao J., Zhu X. et al. Experimental study of the corrugated structure of film packing on thermal and resistance characteristics of cross-flow cooling tower // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2023. Vol. 141. P. 106610. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2022.106610>.
3. Xi Y., Yu Z., Zhang L. et al. Research on heat and mass transfer characteristics of a counterflow wet cooling tower using a new type of straight wave packing // *International Journal of Thermal Sciences*. 2023. Vol. 193. P. 108540. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2023.108540>.
4. Yang Y., Cui G., Lan C.Q. Developments in evaporative cooling and enhanced evaporative cooling - A review // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2019. Vol. 113. P. 109230. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.06.037>.
5. Fisenko P., Brin A.A. Simulation of a cross-flow cooling tower performance // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2007. Vol. 50. No. 15–16. P. 3216–3223. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.05.028>.
6. Grobbelaar P.J., Reuter H.C.R., Bertrand T.P. Performance characteristics of a trickle fill in cross- and counter-flow configuration in a wet-cooling tower // *Applied Thermal Engineering*. 2013. Vol. 50. No. 1. P. 475–484. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.06.026>.
7. Baker D.R., Shryock H.A. A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance // *ASME Journal of Heat and Mass Transfer*. 1961. Vol. 83. P. 339–350.
8. Лаптев А.Г., Лаптева Е.А. Определение тепловой эффективности и высоты блоков оросителей противоточных градирен // *Инженерно-физический журнал*. 2020. Т. 93. № 3. С. 715–721.
9. Габалова Д.В., Князькина Е.В., Ращепкина С.А. О безнасадочных брызгальных градирнях // *Наукофера*. 2022. № 7–2. С. 85–91.
10. Романова Н.А. Сравнительная характеристика поперечноточной вентиляторной и эжекционной градирен и их энергоэффективность // *Современные технологии в строительстве. Теория и практика*. 2021. Т. 1. С. 272–277.
11. Keshtkar M.M. Performance analysis of a counter flow wet cooling tower and selection of optimum operative condition by MCDM-TOPSIS method // *Applied Thermal Engineering*. 2017. Vol. 114. P. 776–784. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.043>.
12. Rubio-Casto E., Serna-Gonzalez M., Ponce-Ortega J.M. et al. Optimal design of cooling towers // *Heat Mass Transfer*. 2011. No. 8. P. 117–142. <https://doi.org/10.5772/22383>.
13. Hajidavalloo E., Shakeri R., Mehrabian M.A. Thermal performance of cross flow cooling towers in variable wet bulb temperature // *Energy Conversion and Management*. 2010. Vol. 51. No. 6. P. 1298–1303. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.01.005>.
14. Дмитриев А.В., Дмитриева О.С., Мадышев И.Н. Определение объемного коэффициента массоотдачи в градирнях со струйно-пленочными контактными устройствами // *Инженерно-физический журнал*. 2021. Т. 94. № 1. С. 121–126.
15. Пономаренко В.С., Арефьев Ю.И. Градирни промышленных и энергетических предприятий. М.: Энергоатомиздат, 1998. 376 с.
16. Пушнов А.С., Пирогова О.В., Макаренков Д.А. и др. Влияние материала и геометрических характеристик насыпных насадок на их гидравлическое сопротивление // *Химическая технология*. 2020. Т. 21. № 11. С. 523–527. <https://doi.org/10.31044/1684-5811-2020-21-11-523-527>
17. Dmitriev A.V., Madyshev I.N., Kharkov V.V. et al. Experimental investigation of fill pack impact on thermal-hydraulic performance of evaporative cooling tower // *Thermal Science and Engineering Progress*. 2021. Vol. 22. P. 100835. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100835>.
18. Лаптев А.Г., Ведьгаева И.А. Устройство и расчет промышленных градирен. Казань: КГЭУ, 2004. 180 с.
19. Якимов Н.Д., Дмитриева О.С., Харьков В.В. Сравнительный анализ градирен с противоточным и поперечноточным взаимодействием потоков воды и воздуха // *Вестник технологического университета*. 2020. Т. 23. № 3. С. 93–96.
20. Переселков А.Р., Круглякова О.В. Расчеты вентиляторных градирен. Харьков: НТУ "ХПИ", 2016. 56 с.

Авторы публикации

Дмитриев Андрей Владимирович – д-р. техн. наук, доцент, зав. кафедрой «Автоматизация технологических процессов и производств» (АТПП) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Зинуров Вадим Эдуардович – канд. техн. наук, и.о. зав. кафедрой «Инженерная графика» (ИГ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Дмитриева Оксана Сергеевна – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры «Оборудование пищевых производств» (ОПП) Казанского национального исследовательского технологического университета (КНИТУ).

Харьков Виталий Викторович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Оборудование пищевых производств» (ОПП) Казанского национального исследовательского технологического университета (КНИТУ).

Зиангиров Айдар Фаилевич – магистрант Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

References

1. Sharma M., Goswami N., Bhowal A. et al. Process intensification in a cross-flow rotating packed bed for evaporative cooling of water. *Materials Today: Proceedings*. 2023;76(1):194–200. doi: 10.1016/j.matpr.2022.12.177.
2. Zhao Z., Gao J., Zhu X. et al. Experimental study of the corrugated structure of film packing on thermal and resistance characteristics of cross-flow cooling tower. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2023;141:106610. doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2022.106610.
3. Xi Y., Yu Z., Zhang L. et al. Research on heat and mass transfer characteristics of a counterflow wet cooling tower using a new type of straight wave packing. *International Journal of Thermal Sciences*. 2023;193:108540. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2023.108540.
4. Yang Y., Cui G., Lan C.Q. Developments in evaporative cooling and enhanced evaporative cooling - A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2019;113:109230. doi: 10.1016/j.rser.2019.06.037.
5. Fisenko P., Brin A.A. Simulation of a cross-flow cooling tower performance. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2007;50(15–16):3216–3223. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.05.028.
6. Grobbelaar P.J., Reuter H.C.R., Bertrand T.P. Performance characteristics of a trickle fill in cross- and counter-flow configuration in a wet-cooling tower. *Applied Thermal Engineering*. 2013;50(1):475–484. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.06.026.
7. Baker D.R., Shryock H.A. A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance. *ASME Journal of Heat and Mass Transfer*. 1961;83:339–350.
8. Laptev A.G., Lapteva E.A. Determination of the thermal efficiency and height of the blocks of countercurrent cooling tower sprinklers. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2020;93(3):693–699. doi: 10.1007/s10891-020-02168-7.
9. Gabalova D.V., Knyaz'kina E.V., Rashchepkina S.A. O beznasadochnykh bryzgal'nykh gradirnyakh. *Naukosfera*. 2022;(7–2):85–91.
10. Romanova N.A. Sravnitel'naya kharakteristika poperechnotochnoi ventilyatornoi i ezheksionnoi gradiren i ikh energoeffektivnost'. *Sovremennye tekhnologii v stroitel'stve. Teoriya i praktika*. 2021;1:272–277.
11. Keshtkar M.M. Performance analysis of a counter flow wet cooling tower and selection of optimum operative condition by MCDM-TOPSIS method. *Applied Thermal Engineering*. 2017;114:776–784. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.12.043.
12. Rubio-Casto E., Serna-Gonzalez M., Ponce-Ortega J.M. et al. Optimal design of cooling towers. *Heat Mass Transfer*. 2011;(8):117–142. doi: 10.5772/22383.
13. Hajidavalloo E., Shakeri R., Mehrabian M.A. Thermal performance of cross flow cooling towers in variable wet bulb temperature. *Energy Conversion and Management*. 2010;51(6):1298–1303. doi: 10.1016/j.enconman.2010.01.005.
14. Dmitriev A.V., Dmitrieva O.S., Madyshev I.N. Determination of the volumetric coefficient of mass transfer in cooling towers with jet–film contact devices. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2021;94(1):113–117. doi: 10.1007/s10891-021-02279-9.
15. Ponomarenko V.S., Aref'ev Yu.I. *Gradirni promyshlennykh i energeticheskikh predpriyatii*. Energoatomizdat, Moscow, 1998. 376 p.
16. Pushnov A.S., Pirogova O.V., Makarenkov D.A. et al. Vliyanie materiala i geometricheskikh kharakteristik nasypnykh nasadok na ikh gidravlichesкое soprotivlenie. *Khimicheskaya tekhnologiya*. 2020;21(11):523–527. doi: 10.31044/1684-5811-2020-21-11-523-527.
17. Dmitriev A.V., Madyshev I.N., Kharkov V.V. et al. Experimental investigation of fill pack impact on thermal-hydraulic performance of evaporative cooling tower. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2021;22:100835. doi: 10.1016/j.tsep.2020.100835.

18. Laptev A.G., Ved'gaeva I.A. *Ustroistvo i raschet promyshlennykh gradiren*. KGEU, Kazan, 2004. 180 p.
19. Yakimov N.D., Dmitrieva O.S., Khar'kov V.V. Sravnitel'nyi analiz gradiren s protivotochnym i poperechnotochnym vzaimodeistviem potokov vody i vozdukha. *Vestnik tekhnologicheskogo universiteta*. 2020;23(3):93–96.
20. Pereselkov A.R., Kruglyakova O.V. *Raschety ventilyatornykh gradiren*. NTU "KhPI", Khar'kov, 2016. 56 p.

Authors of the publication

Andrey V. Dmitriev – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department "Automation of Technological Processes and Productions" of Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Vadim E. Zinurov – PhD in Technical Sciences, Acting Head of the Department "Engineering Graphics" of Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Oksana S. Dmitrieva – PhD in Technical Sciences, Associate Professor, Assistant Professor of the Department "Food Production Equipment" of Kazan National Research Technological University, Kazan, Russia.

Vitaly V. Khar'kov – PhD in Technical Sciences, Assistant Professor of the Department "Food Production Equipment" of Kazan National Research Technological University, Kazan, Russia.

Aidar F. Ziangirov – Master's student of Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Шифр научной специальности: 2.4.5. Энергетические системы и комплексы

Получено	23.11.2023г.
Отредактировано	15.12.2023г.
Принято	23.12.2023г.