

Компакт вентиляторли градирняда иссиqlik va massa almashinuvning uch fazali modeli hamda uning tajribaviy adekvatligini baholash

Shohzodbek S. Sanayev¹, Rakhimjan P. Babakhodjaev^{1,a)}

^{1a)} DSc, prof., Toshkent davlat texnika universiteti, Toshkent, 100095, O'zbekiston; rakhimjan@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-2293-6577>

¹ Katta o'qituvchi, Toshkent davlat texnika universiteti, Toshkent, 100095, O'zbekiston; shahzodbek.sanayev@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-4616-1988>

Dolzarbli: aylanma suv ta'minoti tizimlarida ishlatiladigan gradirnyalar issiqlik elektr stansiyalari hamda kimyo, neft-kimyo va oziq-ovqat sanoati korxonalarining energiya samaradorligini belgilovchi asosiy qurilmalardan biridir. O'zbekistonning issiq va quruq iqlimida havo harorati 40 °C dan oshganda gradirnyalarning sovitish chuqurligi keskin kamayadi, bu esa texnologik uskunalar rejimining yomonlashuviga olib keladi. Maydoni cheklangan korxonalar uchun kompakt ventilyatorli gradirnyalar istiqbolli bo'lib, ularda ixchamlik bilan energetik samaradorlik o'rtasidagi ziddiyatni hal qilish dolzarb vazifa hisoblanadi. Keng qo'llaniladigan Merkel va Poppe modellari quvurli nasadkada havoning bilvosita dastlabki sovitishini hisobga olmaydi, shuning uchun aniqroq hisoblash modelini ishlab chiqish talab etiladi.

Maqsad: ichi bo'sh gorizontall quvurlardan iborat nasadkali kompakt ventilyatorli gradirnyada kechadigan issiqlik-massa almashinuv jarayonining uch fazali matematik modelini ishlab chiqish, uning empirik koeffitsiyentlarini tajriba ma'lumotlari bo'yicha identifikatsiyalash va modelning adekvatligini baholash.

Usullari: uch o'lchamli ko'p fazali tenglamalar tizimini ketma-ket reduksiyalash orqali bir o'lchamli muhandislik modeli olindi; chegaraviy masala to'rtinchi tartibli kollokatsiya usuli bilan yechildi.

Natijalar: model parametrlari identifikatsiyalandi ($C_K = 1,86$; $K_1 = 700 \text{ Vt/(m}^3 \cdot \text{K)}$; $K_2 = 0,624 \text{ kg/(m}^3 \cdot \text{s)}$); ular Merkel usuli bo'yicha mustaqil aniqlangan $\beta_{xv} = 0,567 \pm 0,019 \text{ kg/(m}^3 \cdot \text{s)}$ bilan 10 % aniqlikda mos keldi. Model tajriba bilan sovitilgan suv harorati bo'yicha MAPE = 0,8 %, issiqlik quvvati bo'yicha 5,5 % aniqlikda mos tushdi. 2023–2025-yillarning eng issiq kunlarida o'tkazilgan 15 ta sinovda havoning quvurlar ichidagi bilvosita dastlabki sovitish $\Delta t_n = 1,60 \dots 2,56 \text{ K}$ (o'rtacha 2,02 K) ni tashkil etdi; uning atmosfera haroratiga chiziqli bog'liqligi ($R^2 = 0,989$) model parametri bilan 1,2 % aniqlikda mos keldi.

Kalit so'zlar: kompakt gradirnya, quvurli nasadka, issiqlik-massa almashinuv, uch fazali model, bilvosita dastlabki sovitish, adekvatlik, Merkel soni, energiya samaradorligi.

For citation: Sanayev Sh.S., Boboxo'jayev R.P. A three-phase heat and mass transfer model of a compact mechanical-draft cooling tower with a tubular fill and its adequacy assessment. Scientific and technical journal of Problems of Energy and Sources Saving, 2026, no. 3 (1), pp. 116-126.
<https://doi.org/10.5281/zenodo.23471436>

Received: 10.04.2026

Revised: 29.04.2026

Accepted: 12.06.2026

Published: 19.10.2026

Copyright: © Shohzodbek S. Sanayev, Rakhimjan P. Babakhodjaev, 2026. Submitted to Problems of Energy and Sources Saving for possible open access publication under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

Трёхфазная модель тепло- и массообмена в компактной вентиляторной градирне с трубчатым оросителем и оценка её адекватности

Шахзодбек С. Санаев¹, Рахимжан П. Бабаходжаев^{1,a)}

^{1a)} DSc, проф., Ташкентский государственный технический университет, Ташкент, 100095, Узбекистан; rakhimjan@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-2293-6577>

¹ ст. преподаватель, Ташкентский государственный технический университет, Ташкент, 100095, Узбекистан; shahzodbek.sanayev@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-4616-1988>

Актуальность: градирни систем оборотного водоснабжения во многом определяют энергетическую эффективность тепловых электрических станций, а также предприятий химической, нефтехимической и пищевой промышленности. В жарком и сухом климате Узбекистана при температуре воздуха выше 40 °C глубина охлаждения воды резко снижается, что ведёт к ухудшению режима работы технологического оборудования. Для предприятий с ограниченной площадью перспективны компактные вентиляторные градирни, для которых разрешение противоречия между компактностью и энергетической эффективностью является актуальной задачей. Широко применяемые модели Меркеля и Поппе не учитывают косвенного предварительного охлаждения воздуха в трубчатой насадке, поэтому требуется разработка более точной расчётной модели.

Цель: разработка трёхфазной математической модели тепло- и массообмена в компактной вентиляторной градирне с оросителем из полых горизонтальных труб, идентификация её эмпирических коэффициентов по экспериментальным данным и оценка адекватности модели.

Методы: последовательная редукция трёхмерной многофазной системы уравнений к одномерной инженерной модели; решение краевой задачи методом коллокации четвёртого порядка.

Результаты: идентифицированы параметры модели ($C_K = 1,86$; $K_1 = 700 \text{ Vt/(m}^3 \cdot \text{K)}$; $K_2 = 0,624 \text{ kg/(m}^3 \cdot \text{s)}$), согласующиеся с независимо полученным по методу Меркеля значением $\beta_{xv} = 0,567 \pm 0,019 \text{ kg/(m}^3 \cdot \text{s)}$ в пределах 10 %. Расхождение расчёта с экспериментом составило MAPE = 0,8 % по температуре охлаждённой воды и 5,5 % по тепловой мощности. В 15 испытаниях, проведённых в самые жаркие дни 2023–2025 гг., глубина косвенного предварительного охлаждения воздуха в трубах составила $\Delta t_n = 1,60 \dots 2,56 \text{ K}$ (в среднем 2,02 K), а её линейная зависимость от температуры атмосферного воздуха ($R^2 = 0,989$) совпала с параметром модели с точностью 1,2 %.

Ключевые слова: компактная градирня, трубчатый ороситель, тепло- и массообмен, трёхфазная модель,



косвенное предварительное охлаждение, адекватность, число Меркеля, энергетическая эффективность.

A three-phase heat and mass transfer model of a compact mechanical-draft cooling tower with a tubular fill and its adequacy assessment

Shokhzodbek S. Sanaev¹, Rakhimjan P. Babakhodjaev^{1,a)}

^{1a)} DSc, prof., Tashkent State Technical University, Tashkent, 100095, Uzbekistan; rakhimjan@mail.ru
<https://orcid.org/0000-0002-2293-6577>

¹ Senior Lecturer, Tashkent State Technical University, Tashkent, 100095, Uzbekistan; shahzodbek.sanaev@gmail.com
<https://orcid.org/0000-0003-4616-1988>

Relevance: cooling towers of circulating water supply systems largely determine the energy efficiency of thermal power plants and of chemical, petrochemical and food industry enterprises. In the hot and dry climate of Uzbekistan, at air temperatures above 40 °C the cooling range drops sharply, which degrades the operating mode of process equipment. For plants with limited floor area, compact mechanical-draft cooling towers are promising, and resolving the contradiction between compactness and energy efficiency is a topical task. The widely used Merkel and Poppe models do not account for the indirect pre-cooling of air inside a tubular fill, so a more accurate calculation model is required.

Aim: to develop a three-phase mathematical model of heat and mass transfer in a compact mechanical-draft cooling tower with a fill made of hollow horizontal tubes, to identify its empirical coefficients from experimental data and to assess the adequacy of the model.

Methods: successive reduction of a three-dimensional multiphase system of equations to a one-dimensional engineering model; solution of the boundary-value problem by the fourth-order collocation method;

Results: the model parameters were identified ($C_k = 1.86$; $K_1 = 700 \text{ W/(m}^3 \cdot \text{K)}$; $K_2 = 0.624 \text{ kg/(m}^3 \cdot \text{s)}$) and agree within 10 % with $\beta_{xv} = 0.567 \pm 0.019 \text{ kg/(m}^3 \cdot \text{s)}$ obtained independently by the Merkel method. The deviation between calculation and experiment is MAPE = 0.8 % for the cooled water temperature and 5.5 % for the heat duty. In 15 tests carried out on the hottest days of 2023–2025 the indirect pre-cooling of air inside the tubes was $\Delta t_a = 1.60 \dots 2.56 \text{ K}$ (2.02 K on average), and its linear dependence on ambient air temperature ($R^2 = 0.989$) matched the model parameter within 1.2 %.

Keywords: compact cooling tower, tubular fill, heat and mass transfer, three-phase model, indirect pre-cooling, adequacy, Merkel number, energy efficiency.

1. Введение (Introduction)

Системы оборотного водоснабжения тепловых электрических станций, предприятий химической, нефтехимической и пищевой промышленности потребляют заметную долю электроэнергии на собственные нужды, а их эффективность определяется в первую очередь работой градирен. Снижение температуры охлаждённой воды на 1 °C в конденсаторном контуре паротурбинной установки углубляет вакуум в конденсаторе и увеличивает выработку электроэнергии, а в компрессорных и холодильных контурах — уменьшает удельный расход электроэнергии. Поэтому задачи повышения энергетической эффективности градирен и корректного прогнозирования их режимов остаются актуальными как в мировой, так и в отечественной практике [1, 2].

Особую остроту эти задачи приобретают в условиях континентального климата Узбекистана, где в июле дневная температура воздуха достигает 40–43 °C при относительной влажности 10–20 %. Низкая влажность сама по себе благоприятна для испарительного охлаждения, однако высокая температура сухого термометра снижает тепловую мощность существующих аппаратов именно тогда, когда потребность в холоде максимальна. Для предприятий с ограниченной производственной площадью перспективны компактные вентиляторные градирни, основное техническое противоречие которых состоит в том, что уменьшение объёма оросителя сокращает поверхность контакта фаз и, следовательно, энергетическую эффективность аппарата.

Расчёт тепло- и массообмена в градирнях традиционно основывается на моделях Меркеля и Поппе, а также на методе effectiveness-NTU. Сравнительный анализ этих подходов, выполненный на полностью оснащённом стенде комбинированной системы охлаждения, показал, что обе теории предсказывают температуру охлаждённой воды с отклонением менее 1 °C, однако только теория Поппе позволяет корректно рассчитать состояние выходящего воздуха и потери воды на испарение [3]. В работе [4] установлено, что упрощённые «серые» модели существенно различаются по способности к экстраполяции: модели, в которых разность энтальпий заменена разностью температур по мокрому термометру, теряют точность при выходе за границы обучающей выборки. Развиваются и чисто данные-ориентированные подходы — нейросетевое моделирование с последующей оптимизацией методом роя частиц [5], алгоритмы оптимизации

работы вентиляторов промышленных градирен, позволяющие экономить до 50 % энергии на привод [2], а также приёмы компенсации неблагоприятного влияния ветрового напора [6]. Отдельное направление — интенсификация теплообмена за счёт рабочей среды: применение химических добавок [7] и наножидкостей в сочетании с увеличением плотности насадки [8].

Предварительное охлаждение приточного воздуха признано одним из наиболее действенных способов улучшения работы охладителей в жарком климате. Однако в известных решениях оно реализуется внешними устройствами — увлажняющими насадками, форсуночными системами распыла или отдельными теплообменниками [9–11], что усложняет конструкцию, увеличивает гидравлическое сопротивление и требует дополнительного расхода воды. Конструкция, в которой ороситель одновременно выполняет две функции — образует поверхность контакта фаз и служит элементом косвенного предварительного охлаждения приточного воздуха, — в литературе не описана. Такая схема реализована авторами в вентиляторной градирне с оросителем из полых горизонтальных труб [23]. Её принципиальная особенность состоит в том, что граничное условие по температуре входящего воздуха перестаёт быть независимым: воздух охлаждается стенкой трубы, температура которой, в свою очередь, задаётся плёнкой оборотной воды. Классические модели Меркеля и Поппе такую обратную связь не учитывают.

Разработка и экспериментальное исследование компактной вентиляторной градирни с трубчатым оросителем ведутся авторами с 2019 г. На первом этапе были получены расчётные зависимости для температуры оборотной воды, охлаждаемой в орошаемых слоях [12], сформулированы критерии рационального выбора и реконструкции градирен [13] и исследованы особенности теплоотдачи водных растворов в аппаратах воздушного охлаждения [14]. Математическое описание гидродинамики и теплообмена в градирне с полимерным оросителем из пучка труб шахматного расположения выполнено в [15], где коэффициенты теплоотдачи для поперечного обтекания шахматного пучка определены по уравнению М.А. Михеева. Опыт внедрения компактной системы водяного охлаждения на промышленных предприятиях обобщён в [16], анализ современного состояния применяемых установок и описание созданной экспериментальной установки приведены в [17]. Компьютерная модель теплового баланса вентиляторной градирни, реализованная в среде MATLAB/Simulink, развивалась в работах [18, 20, 22], многоступенчатый системный анализ градирни с выделением распылительной, трубчатой и нижней (барботажной) зон выполнен в [19], а методы расчёта тепловых процессов, включая метод Меркеля и подход на основе теории испарительного охлаждения, систематизированы в [21]. Настоящая работа развивает это направление: предлагается трёхфазная модель, в которой трубчатый ороситель описывается одновременно как поверхность контакта фаз и как элемент косвенного предварительного охлаждения воздуха.

Цель настоящей работы — разработка трёхфазной математической модели тепло- и массообмена в компактной вентиляторной градирне с трубчатым оросителем, идентификация её эмпирических коэффициентов по экспериментальным данным и оценка адекватности модели, в том числе в наиболее тяжёлых климатических условиях летнего периода.

2. Методы и материалы (Methods and materials)

2.1. Объект исследования. Экспериментальный образец компактной вентиляторной градирни изготовлен и испытан в лаборатории кафедры «АЭС и теплоэнергетика» Ташкентского государственного технического университета имени Ислама Каримова. Принципиальная схема установки приведена на рис. 1. Градирня содержит прямоугольный корпус 1, каплеуловитель 2, распылительное устройство 3 с форсунками 4, факелы которых направлены вниз, расположенные горизонтально в шахматном порядке полые трубы оросителя 5, обечайку 6, вентилятор 7, водосборник 8 со сливом 9, герметичный патрубок 10 и теплоизолированный воздуховод 11. Более подробное описание установки и её измерительной системы приведено в [17, 19], а технические требования к конструкции приняты в соответствии с рекомендациями [24].

Охлаждаемая вода подаётся в верхнюю часть корпуса и через распылительное устройство распределяется по поверхности оросителя, стекая по наружной поверхности труб в виде плёнки. Одновременно вентилятор создаёт поток атмосферного воздуха, который проходит через внутренние полости труб и за счёт теплопередачи через стенку косвенно охлаждается; охлаждение стенок обеспечивается контактом их наружной поверхности с водой, часть которой испаряется. Предварительно охлаждённый воздух через герметичный патрубок и теплоизолированный воздуховод поступает к вентилятору и подаётся в нижнюю часть корпуса, откуда поднимается вверх и контактирует с водой в противотоке. Теплоизоляция воздуховода принципиальна: она предотвращает повторный нагрев воздуха на участке до вентилятора. Стенки корпуса выполнены из прозрачного органического материала, что позволяет вести визуальное наблюдение за процессом. Схема размещения труб оросителя в сечении А–А показана на рис.

2, основные параметры установки — в табл. 1.

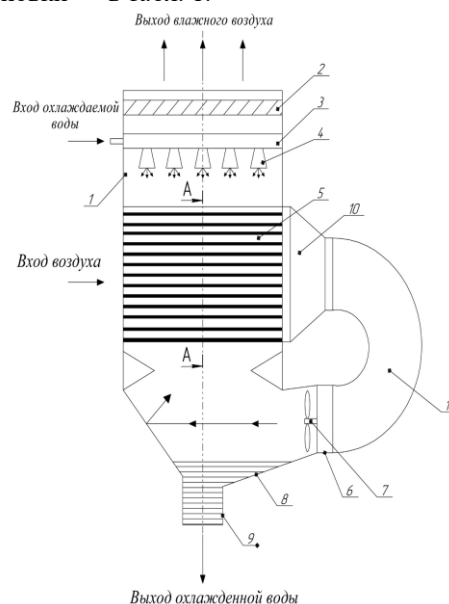


Рис. 1. Принципиальная схема компактной вентиляторной градирни с трубчатым оросителем: 1 — корпус; 2 — каплеуловитель; 3 — распылительное устройство; 4 — форсунки; 5 — полые трубы оросителя; 6 — обечайка; 7 — вентилятор; 8 — водосборник; 9 — слив; 10 — герметичный патрубок; 11 — теплоизолированный воздуховод

Fig. 1. Schematic diagram of the compact mechanical-draft cooling tower with a tubular fill: 1 — casing; 2 — drift eliminator; 3 — water distribution system; 4 — spray nozzles; 5 — hollow fill tubes; 6 — fan shroud; 7 — fan; 8 — cold water basin; 9 — drain; 10 — sealed connection pipe; 11 — thermally insulated air duct

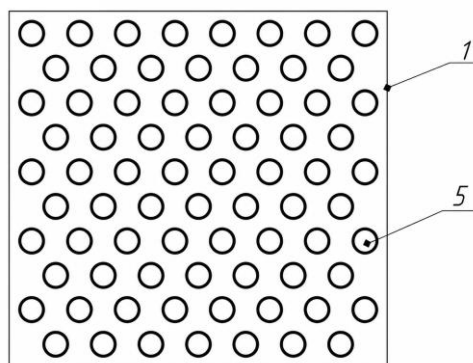


Рис. 2. Размещение полых труб оросителя в шахматном порядке (сечение А–А): 1 — корпус; 5 — полые трубы оросителя

Fig. 2. Staggered arrangement of the hollow fill tubes (section A–A): 1 — casing; 5 — hollow fill tubes

Таблица 1. Основные конструктивные и режимные параметры экспериментальной установки

Table 1. Main design and operating parameters of the experimental setup

Параметр	Значение
Поперечное сечение корпуса, м × м	1,0 × 1,0
Общая высота градирни, м	2,83
Ороситель	60 полых труб Ø65/63 мм, шахматный порядок
Шаги труб S_x/S_y , мм	125 / 106
Высота оросителя, м	0,85
Свободное сечение оросителя, м ²	0,51
Поверхность теплообмена внутренняя / наружная, м ²	11,9 / 12,3
Эффективная поверхность контакта фаз, м ² /м ³	18,0
Водораспределение	9 форсунок Ø2,5 мм, 3×3, Н _ф = 4,0 м вод. ст.
Расход воды $G_{ж}$, м ³ /ч	1,40...3,34
Расход воздуха $G_{в}$, м ³ /ч	1000...2300
Полное аэродинамическое сопротивление (при 1009 м ³ /ч), Па	16,3



2.2. Математическая модель. Рабочий объём оросителя рассматривается как система трёх взаимодействующих фаз: плёнки воды, стекающей по наружной поверхности труб; влажного воздуха, движущегося противотоком; стенки трубы, передающей теплоту от плёнки воздуха, проходящему внутри трубы. Приняты допущения: течение одномерное и стационарное; параметры усреднены по поперечному сечению; свойства фаз постоянны в пределах элементарного слоя; потери теплоты в окружающую среду пренебрежимо малы; унос капель не учитывается.

Исходная трёхмерная многофазная система уравнений (неразрывности, Навье — Стокса, энергии, переноса влаги, k - ϵ модели турбулентности) приведена к одномерной инженерной форме последовательной редукцией: геометрическим упрощением, осреднением по сечению и алгебраическим замыканием по твёрдой фазе. В результате получена система из трёх обыкновенных дифференциальных уравнений и одного алгебраического соотношения:

$$G_{\text{ж}} \cdot c_{\text{ж}} \cdot (dT_w/dz) = A_1(T_w - T_a) + A_2(T_w - T_s) + K_2 \cdot r \cdot (x_w'' - x); \quad (1)$$

$$G_{\text{в}} \cdot (dI/dz) = A_1(T_w - T_a) + A_3(T_s - T_a) + K_2 \cdot r \cdot (x_w'' - x); \quad (2)$$

$$G_{\text{в}} \cdot (dx/dz) = K_2 \cdot (x_w'' - x); \quad (3)$$

$$T_s = (A_2 \cdot T_w + A_3 \cdot T_a) / (A_2 + A_3), \quad (4)$$

где T_w, T_a, T_s — температуры воды, влажного воздуха и стенки трубы, °C; I — удельная энтальпия влажного воздуха, кДж/кг сухого воздуха; x и x_w'' — влагосодержание воздуха и насыщенного воздуха при температуре воды, кг/кг; r — теплота парообразования, кДж/кг; $G_{\text{ж}}$ и $G_{\text{в}}$ — массовые расходы воды и сухого воздуха, кг/с; z — координата по высоте оросителя, м. Объёмные проводимости $A_1 = h_{wa} \cdot a_{wa}$ (вода — воздух), $A_2 = h_{ws} \cdot a_{ws}$ (вода — стенка) и $A_3 = h_{sa} \cdot a_{sa}$ (стенка — воздух), а также объёмный коэффициент массоотдачи $K_2 = k_m \cdot a_{wa}$ определяются через коэффициенты тепло- и массоотдачи и удельные поверхности контакта.

Удельные поверхности рассчитаны по фактической геометрии насадки с учётом турбулизирующего действия шахматного расположения (коэффициент $\phi_{\text{ш}} = 1,25$): $a_{wa} = 18,02$; $a_{ws} = 9,01$ и $a_{sa} = 28,39$ м²/м³. Геометрическая удельная поверхность, вычисленная двумя независимыми способами — по шагам труб и прямым подсчётом, — составила 15,4 и 14,41 м²/м³ соответственно, то есть согласуется в пределах 6 %.

Принципиальное отличие системы (1)–(4) от моделей Меркеля и Поппе состоит в двух положениях. Во-первых, конвективная, косвенная и испарительная составляющие записаны раздельно, что позволяет анализировать процессы на внутренней и наружной поверхностях трубчатой насадки по отдельности. Во-вторых, двухступенчатая схема движения воздуха выражена соотношением, связывающим граничное условие $T_a(H)$ с самим решением: температура воздуха на входе в рабочий объём равна температуре воздуха на выходе из труб и потому не может быть задана независимо, тогда как в традиционных моделях это условие принимается постоянным.

Величины A_1 и K_2 , вычисленные по критериальным зависимостям для поперечного обтекания шахматного пучка труб [15], вводятся в модель с единым поправочным коэффициентом S_K , подлежащим определению по опытным данным: $K_1 = S_K \cdot h_{wa} \cdot a_{wa}$ и $K_2 = S_K \cdot k_m \cdot a_{wa}$. Краевая задача (1)–(4) решается методом коллокации четвёртого порядка; сопоставление с аналитическим решением упрощённой модели подтвердило порядок сходимости 4,00 — при увеличении числа узлов с 2 до 64 погрешность уменьшилась с $1,29 \cdot 10^{-5}$ до $1,33 \cdot 10^{-11}$ К. В отличие от ранее применявшейся блочной компьютерной модели теплового баланса [18, 20, 22], где ороситель рассматривался как единый квазиаппарат, система (1)–(4) описывает распределение параметров по высоте оросителя и разделяет вклад внутренней и наружной поверхностей труб.

2.3. Методика эксперимента и обработки результатов. Испытания проводились в соответствии с требованиями международных стандартов СТІ АТС-105 [25] и EN 13741 [26] и рекомендациями [24]: выход на стационарный режим не менее 30 мин, продолжительность измерений не менее 60 мин с периодичностью 5 мин (не менее 12 наборов), допустимые колебания расхода воды, тепловой нагрузки и глубины охлаждения ± 5 %. Расход воздуха измерялся стандартным соплом по ГОСТ 8.586.3 (ИСО 5167-3), расход воды — ротаметром с контролем объёмным способом, температуры воды — лабораторными термометрами с ценой деления 0,1 °C, параметры влажного воздуха — аспирационным психрометром.

Глубина предварительного охлаждения воздуха в трубах составляет всего 1,5–2,5 К, поэтому при измерении обычными термометрами ($\pm 0,2$ °C) относительная неопределённость достигала бы 19 %, то есть была бы одного порядка с самим измеряемым эффектом. В связи с этим применён дифференциальный метод измерения парой взаимно откалиброванных цифровых датчиков: одинаковое систематическое смещение сокращается в разности, и остаточная расширенная неопределённость составляет $U = 0,033$ К, то есть 2,2 % при $\Delta t_b = 1,5$ К.

Обработка результатов и оценка неопределённости выполнены по O'z DSt ISO/IEC Guide 98-3 (GUM) [27]. Расширенная неопределённость ($k = 2$) теплового потока, определённого по водяной стороне, составила 2,0 %, по воздушной — 4,9 %. Отсюда ожидаемый предел расхож-



дения между ними равен $\sqrt{(2,0^2 + 4,9^2)} = 5,3 \%$, что метрологически обосновывает принятый критерий сведения теплового баланса $\delta = 2(Q_{\text{ж}} - Q_{\text{в}})/(Q_{\text{ж}} + Q_{\text{в}}) \cdot 100 \% \leq 5 \%$.

3. Результаты и обсуждение (Results and discussion)

3.1. Идентификация коэффициентов модели. По режимам, удовлетворяющим критерию сведения теплового баланса, интегральным методом Меркеля [21] определён объёмный коэффициент массоотдачи $\beta_{\text{хв}} = 0,567 \pm 0,019 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{с})$ при числе Меркеля $Me = 0,519$, тепловом КПД по жидкой фазе $\eta_{\text{ж}} = 38,1 \%$, соотношении расходов $\lambda = 0,76$ и плотности орошения $q_{\text{ж}} = 3,34 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Идентификация параметров модели (1)–(4) по тем же данным дала поправочный коэффициент $C_{\text{к}} = 1,86$, объёмный коэффициент теплоотдачи $K_1 = 700 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ и объёмный коэффициент массоотдачи $K_2 = 0,624 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{с})$. Расхождение между K_2 и независимо полученным $\beta_{\text{хв}}$ составляет 10 %. Близость результатов, полученных двумя принципиально разными математическими аппаратами — интегральным методом Меркеля и дифференциальной трёхфазной моделью, — служит взаимной проверкой обоих подходов. Анализ чувствительности показал, что 20 %-я погрешность в определении K_1 приводит к отклонению температуры охлаждённой воды всего на 0,9 К, то есть модель устойчива к неточности этого параметра.

3.2. Роль стенки трубы и условность эффекта предварительного охлаждения. Сопоставление объёмных проводимостей показывает, что проводимость «вода — стенка» на порядки превосходит остальные: $A_2 = 4,63 \cdot 10^5 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ против $A_1 + A_3 = 846 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$, то есть в 547 раз. Из соотношения (4) непосредственно следует $(T_{\text{с}} - T_{\text{w}}) < 0,005 \text{ К}$: температура стенки трубы практически совпадает с температурой водяной плёнки.

Отсюда вытекает важный для проектирования вывод: эффект косвенного предварительного охлаждения воздуха является условным и возникает только при $t_{\text{в1}} > T_{\text{w}}$, где T_{w} — средняя температура воды в оросителе. Положение нейтральной точки зависит от температуры воды на входе: при $t_{\text{ж1}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ она составляет $32,1 \text{ }^\circ\text{C}$, при $t_{\text{ж1}} = 41 \text{ }^\circ\text{C}$ — $37,0 \text{ }^\circ\text{C}$. Ниже нейтральной точки воздух в трубах не охлаждается, а нагревается на 0,8–2,5 К.

Этот же вывод служит метрологическим критерием достоверности измерений. В предварительных сериях опытов температура стенки, следующая из зарегистрированного $\Delta t_{\text{в}}$, получалась равной $11 \dots 23,5 \text{ }^\circ\text{C}$, то есть на 4–20 К ниже температуры воды на выходе, что физически невозможно. Именно это несоответствие позволило выявить постоянное систематическое смещение между датчиками температуры воздуха и обосновать переход к дифференциальной схеме измерения, описанной в п. 2.3.

3.3. Оценка адекватности модели. Адекватность оценивалась по критериям $\text{MAPE} \leq 3 \%$ для температуры охлаждённой воды и $\text{MAPE} \leq 5 \%$ для тепловой мощности. Эти границы согласованы с полученными неопределённостями измерений (2,0 и 4,9 % соответственно): погрешность модели не должна существенно превышать погрешность измерительной системы. Результаты сопоставления приведены в табл. 2.

Таблица 2. Сопоставление расчётных и экспериментальных данных

Table 2. Comparison of calculated and experimental data

Показатель	Режим	Метод Меркеля	Трёхфазная модель ($C_{\text{к}} = 1,86$)	Эксперимент	MAPE, %
Температура охлаждённой воды $t_{\text{ж2}}$, $^\circ\text{C}$	B3	32,10	31,74	31,50	0,8
	B6	31,10	30,74	31,00	
Тепловая мощность Q , кВт	B3	35,77	35,90	34,58	5,5
	B6	33,85	33,95	31,71	
Коэффициент массоотдачи $\beta_{\text{хв}}$, $\text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{с})$	B3	0,568	0,624	0,581	2,5
	B6	0,569	0,623	0,554	
Тепловой КПД $\eta_{\text{ж}}$, %	B3	37,5	38,9	40,0	3,7
	B6	35,8	36,0	36,2	

Как видно из табл. 2, по температуре охлаждённой воды модель даёт $\text{MAPE} = 0,8 \%$, по коэффициенту массоотдачи — 2,5 %, по тепловому КПД — 3,7 %. По тепловой мощности отклонение составило 5,5 % — на границе принятого критерия и одного порядка с неопределённостью измерения теплового потока по воздушной стороне (4,9 %). Таким образом, достигнутая точность ограничена измерительной системой, а не структурой самой модели. Для сравнения, расчёт по литературной корреляции, полученной ранее для трубчатых оросителей иной геометрии, даёт отклонение $-5,0 \dots -5,3 \text{ К}$ по температуре охлаждённой воды и $+65 \dots +71 \%$ по тепловой мощности, что указывает на необходимость перекалибровки таких корреляций применительно к рассматриваемой конструкции.

3.4. Проверка модели в условиях максимальных летних температур. Поскольку эффект предварительного охлаждения проявляется лишь при $t_{b1} > T_w$, проверка модели в этой части потребовала испытаний в наиболее жаркие дни. По архивным данным Ташкентской метеостанции за май — июль 2023, 2024 и 2025 гг. отобрано по пять дней с максимальной дневной температурой — всего 15 испытаний; каждое проведено в самом жарком полтора часовом окне суток. Водяной контур во всех испытаниях поддерживался в одном режиме ($t_{ж1} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{ж} = 3,34\text{ м}^3/\text{ч}$, $V_b = 2300\text{ м}^3/\text{ч}$), поэтому от опыта к опыту изменялись только параметры атмосферного воздуха, что позволило выделить исследуемый эффект. Результаты приведены в табл. 3.

Таблица 3. Результаты испытаний в самые жаркие дни 2023–2025 гг. ($t_{w1} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_a = 2300\text{ м}^3/\text{ч}$)

Table 3. Test results on the hottest days of 2023–2025. ($t_{w1} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_a = 2300\text{ м}^3/\text{ч}$)

№	Дата	$t_{b1},\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\phi_1, \%$	$\Delta t_b, \text{ K}$	$\Delta \tau, \text{ K}$	$t_{ж2},\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta t_{ж}, \text{ K}$	$Q, \text{ кВт}$	$\eta_{ж}, \%$
1	12.07.2023	41,1	9,5	2,20	0,68	29,13	5,87	22,75	35,1
2	13.07.2023	41,6	11,0	2,30	0,69	29,35	5,65	21,90	35,6
3	18.07.2023	39,8	15,2	1,84	0,54	29,49	5,51	21,38	36,1
4	25.07.2023	41,5	13,2	2,25	0,65	29,53	5,47	21,21	36,3
5	26.07.2023	41,2	16,0	2,15	0,60	29,77	5,23	20,27	36,8
6	27.06.2024	40,3	19,2	1,91	0,52	29,92	5,08	19,70	37,3
7	25.07.2024	39,5	14,5	1,79	0,53	29,33	5,67	21,99	36,0
8	26.07.2024	39,4	19,2	1,71	0,48	29,77	5,23	20,30	37,0
9	27.07.2024	39,4	16,2	1,74	0,51	29,50	5,50	21,33	36,2
10	28.07.2024	38,7	15,0	1,60	0,48	29,29	5,71	22,13	35,7
11	04.07.2025	42,7	10,5	2,56	0,76	29,43	5,57	21,62	35,9
12	18.07.2025	40,4	12,8	2,01	0,60	29,34	5,66	21,94	35,7
13	19.07.2025	40,7	14,5	2,06	0,60	29,54	5,46	21,16	36,3
14	21.07.2025	40,7	12,5	2,08	0,62	29,35	5,65	21,93	35,8
15	22.07.2025	41,1	16,0	2,13	0,60	29,75	5,25	20,37	36,8
—	Среднее	40,5	14,4	2,02	0,59	29,50	5,50	21,33	36,2

Условие нейтральной точки ($t_{b1} > T_w = 32,3\text{ }^{\circ}\text{C}$) выполнено во всех 15 днях, тогда как в предварительных сериях опытов — лишь в двух режимах из восемнадцати. Глубина предварительного охлаждения составила $\Delta t_b = 1,60...2,56\text{ K}$ при среднем значении $2,02\text{ K}$; средние по годам значения равны $2,15, 1,75$ и $2,17\text{ K}$, что объясняется различием температурного уровня этих лет. Зависимость эффекта от температуры атмосферного воздуха практически линейна (рис. 3):

$$\Delta t_b = 0,245 \cdot t_{b1} - 7,89, \quad R^2 = 0,989. \quad (5)$$

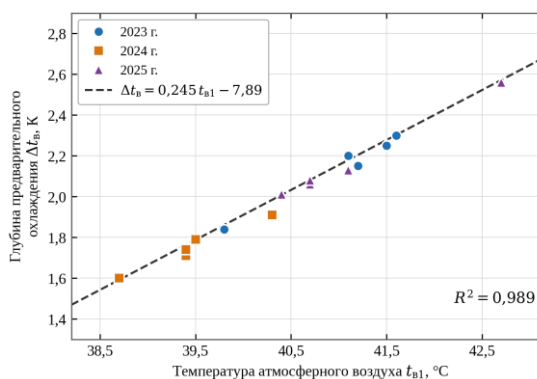


Рис. 3. Зависимость глубины косвенного предварительного охлаждения воздуха в трубах оросителя от температуры атмосферного воздуха по данным 15 испытаний 2023–2025 гг.

Fig. 3. Dependence of the depth of indirect pre-cooling of air in the fill tubes on the ambient air temperature, based on 15 tests conducted in 2023–2025.

Тепловая мощность и тепловой КПД установки в этих испытаниях определяются в первую очередь температурой мокрого термометра атмосферного воздуха t_1 , задающей термодинамический предел испарительного охлаждения (рис. 4):

$$Q = 41,15 - 1,00 \cdot t_1, \quad R^2 = 0,997; \quad \eta_{ж} = 0,697 \cdot t_1 + 22,39, \quad R^2 = 0,979. \quad (6)$$

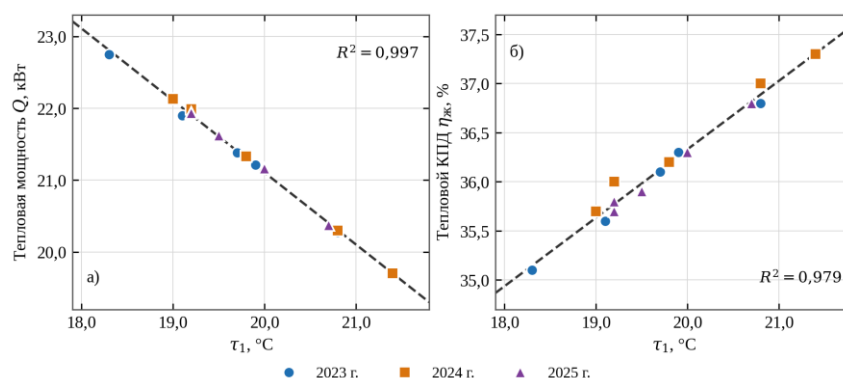


Рис. 4. Зависимость тепловой мощности (а) и теплового КПД (б) компактной градирни от температуры мокрого термометра атмосферного воздуха по данным 15 испытаний 2023–2025 гг.

Fig.4. Dependence of the heat rejection capacity (a) and thermal efficiency (b) of the compact cooling tower on the ambient wet-bulb temperature, based on 15 tests conducted in 2023–2025.

Рост $\eta_{ж}$ при одновременном снижении Q объясняется тем, что с повышением τ_1 сокращается располагаемый температурный напор $(t_{ж1} - \tau_1)$, тогда как достигнутая глубина охлаждения уменьшается медленнее. Обе зависимости воспроизводятся моделью с МАРЕ 5,5 и 3,7 % соответственно, что подтверждает её применимость во всём исследованном диапазоне климатических условий.

Угловой коэффициент регрессии (0,245) совпадает с независимо рассчитанным по модели коэффициентом эффективности трубчатого прохода $\varepsilon_{тр} = 0,242$ с точностью 1,2 %, а свободный член $\varepsilon_{тр} \cdot T_s = 0,242 \cdot 32,3 = 7,82$ отличается от полученного регрессией значения 7,89 на 0,9 %. Двустороннее совпадение параметров, полученных из модели и из эксперимента независимо друг от друга, подтверждает корректность описания двухступенчатой схемы движения воздуха.

Поскольку воздух охлаждается в трубах при неизменном влагосодержании, снижается и его температура по мокрому термометру: $\Delta t = 0,48 \dots 0,76$ К, в среднем 0,59 К. Так как теоретический предел испарительного охлаждения задаётся именно температурой мокрого термометра, этот предел смещается вниз на ту же величину. Вместе с тем в рассмотренной конфигурации эффект отбирается из самой оборотной воды по цепи «вода — стенка — воздух», поэтому его чистый вклад в тепловую мощность градирни невелик и составляет 0,1...0,7 %. Для полного проявления эффекта необходимы конструктивные решения: забор воздуха для трубчатого прохода из нижних, наиболее холодных рядов насадки либо оставление первых рядов труб неорошаемыми — в этом случае температура стенки стремится не к температуре воды, а к температуре мокрого термометра.

В самых тяжёлых климатических условиях (температура воздуха 38,7...42,7 °С при относительной влажности 9,5...19,2 %) установка охлаждала воду с 35,0 до 29,50 °С в среднем, то есть глубина охлаждения составила 5,50 К при тепловом КПД $\eta_{ж} = 36,2$ % и тепловой мощности 21,33 кВт. Влагосодержание воздуха при этом возрастало с 7,2 до 22,1 г/кг, то есть в 3,1 раза, что подтверждает преимущественно испарительный характер отвода теплоты. Тепловой поток, рассчитанный по воздушной стороне (22,68 кВт), отличается от рассчитанного по водяной (21,33 кВт) в среднем на 6,15 %, что находится на уровне суммарной неопределённости измерений.

3.5. Энергетическая эффективность и практическая реализация. Многокритериальная (Парето) оптимизация показала, что тепловая мощность Q и потребляемая мощность привода N не могут улучшаться одновременно. При требовании $Q \geq 30$ кВт оптимальному режиму соответствуют $V_v = 2300$ м³/ч и $G_{ж} = 3,0$ м³/ч, при которых нетто-критерий энергетической эффективности $\eta_{\Sigma} = Q/(N_{вент} + N_{насос})$ достигает 61,7 кВт/кВт, а температура охлаждённой воды — 31,5 °С. Климатический анализ показал, что при переходе от летних условий к зимним тепловая мощность возрастает с 32,1 до 47,0 кВт (на 46 %), тогда как тепловой КПД, напротив, снижается с 40,0 до 31,7 %.

Результаты исследования реализованы при реконструкции компактной градирни цеха «Каршитермопласт» ООО «Шуртанский газохимический комплекс» АО «Узбекнефтегаз»: температура охлаждённой воды снижена на 2,0 °С, а тепловая мощность увеличена в 1,33 раза при сохранении существующих корпуса, вентилятора и насоса — заменяется только блок насадки, что позволяет выполнить реконструкцию в период короткой остановки оборудования.

4. Заключение (Conclusion)

Разработана трёхфазная (плёнка воды — влажный воздух — стенка трубы) математическая

модель тепло- и массообмена в компактной вентиляторной градирне с оросителем из полых горизонтальных труб. В отличие от моделей Меркеля и Поппе, конвективная, косвенная и испарительная составляющие записаны отдельно, а двухступенчатая схема движения воздуха выражена соотношением, связывающим граничное условие по температуре входящего воздуха с самим решением.

Параметры модели идентифицированы по экспериментальным данным: $C_K = 1,86$; $K_1 = 700$ Вт/(м³·К); $K_2 = 0,624$ кг/(м³·с). Последний согласуется с независимо определённым по методу Меркеля значением $\beta_{xv} = 0,567 \pm 0,019$ кг/(м³·с) в пределах 10 %.

3. Показано, что объёмная проводимость «вода — стенка» превышает сумму остальных в 547 раз, откуда $(T_s - T_w) < 0,005$ К. Следовательно, эффект косвенного предварительного охлаждения воздуха условен и возникает только при температуре атмосферного воздуха выше средней температуры воды; положение нейтральной точки составляет 32,1 °С при $t_{ж1} = 35$ °С и 37,0 °С при $t_{ж1} = 41$ °С.

Адекватность модели подтверждена: МАРЕ составляет 0,8 % по температуре охлаждённой воды, 2,5 % по коэффициенту массоотдачи, 3,7 % по тепловому КПД и 5,5 % по тепловой мощности, то есть находится на уровне неопределённости измерительной системы (2,0 % по водяной и 4,9 % по воздушной стороне).

В 15 испытаниях, проведённых в самые жаркие дни 2023–2025 гг., эффект оказался воспроизводимым: $\Delta t_b = 1,60 \dots 2,56$ К при среднем значении 2,02 К. Линейная зависимость $\Delta t_b = 0,245 \cdot t_{b1} - 7,89$ ($R^2 = 0,989$) совпадает с рассчитанным по модели коэффициентом эффективности трубчатого прохода $\varepsilon_{тр} = 0,242$ с точностью 1,2 %. Даже в этих условиях установка обеспечила глубину охлаждения 5,50 К при $\eta_{ж} = 36,2$ %.

Сформулированы конструктивные рекомендации по полному проявлению эффекта: забор воздуха для трубчатого прохода из нижних рядов насадки либо оставление первых рядов труб неорошаемыми. Результаты внедрены на производстве: тепловая мощность увеличена в 1,33 раза при замене только блока насадки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ghawash F., Hovd M., Schofield B. Model Predictive Control of Induced Draft Cooling Towers in a Large Scale Cooling Plant // IFAC-PapersOnLine. – 2022. – Vol. 55, No. 7. – P. 161–167. DOI: 10.1016/j.ifacol.2022.07.438.
2. Jayaweera C.D., Hitsov I.P., Wauman J., Van Belzen N., Groot N., Bosch R., Verliefde A., Nopens I. Maximizing the energy efficiency of induced draft and hybrid draft cooling towers // Case Studies in Thermal Engineering. – 2025. – Vol. 71. – 106183. DOI: 10.1016/j.csite.2025.106183.
3. Navarro P., Serrano J.M., Roca L., Palenzuela P., Lucas M., Ruiz J. A comparative study on predicting wet cooling tower performance in combined cooling systems for heat rejection in CSP plants // Applied Thermal Engineering. – 2024. – Vol. 253. – 123718. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2024.123718.
4. Gheni M., Kerskes H., Stergiaropoulos K. A simplified thermal model with robust extrapolation performance for cooling towers // Energy Conversion and Management. – 2025. – Vol. 345. – 120349. DOI: 10.1016/j.enconman.2025.120349.
5. Salins S.S., Kumar S., Ganesha A., Kota Reddy S.V. Machine learning-based optimization and performance analysis of cooling towers // Journal of Building Engineering. – 2024. – Vol. 96. – 110415. DOI: 10.1016/j.job.2024.110415.
6. Zhang D., Chen R., Zhang Z., He S., Gao M. Crosswind influence on heat and mass transfer performance for wet cooling tower equipped with an axial fan // Case Studies in Thermal Engineering. – 2021. – Vol. 27. – 101259. DOI: 10.1016/j.csite.2021.101259.
7. Salman E.A., Rasheed N.S., Ahmed S.A., Makki H.F. Enhancing cooling tower efficiency using ammonium persulfate (APS) as a thermal performance additive // South African Journal of Chemical Engineering. – 2026. – Vol. 55. – P. 398–404. DOI: 10.1016/j.sajce.2025.12.007.
8. Yassien H.N.S., Abedalh A.S., Yousif O.M., Hussein A.T. Impact of CuO+H₂O nanofluid on the cooling towers performance with varying packing densities // Results in Engineering. – 2025. – Vol. 26. – 104664. DOI: 10.1016/j.rineng.2025.104664.
9. Ruiz J., Gascó C., Opolot M., Hooman K. Performance evaluation of natural draft dry cooling towers and pre-cooled natural draft dry cooling towers in concentrated solar power plants // Energy. – 2025. – Vol. 333. – 137362. DOI: 10.1016/j.energy.2025.137362.
10. Nadeem T.B., Imran M., Arshad A., Tandis E. Parametric study and design optimization of finned tube heat exchangers for enhanced indirect evaporative cooling // Thermal Science and Engineering Progress. – 2026. – Vol. 69. – 104481. DOI: 10.1016/j.tsep.2026.104481.
11. Shboul B., Zayed M.E., Abdelrazik A.S., Alrbai M., Odat A.-S., Almomani F. Exergoeconomic and environmental impact assessment of a semi-scale office with solar chimney and evaporative cooling tower for sustainable space cooling and air ventilation // Energy Conversion and Management: X. – 2025. – Vol. 27. – 101191. DOI: 10.1016/j.ecmx.2025.101191.
12. Usmonov N.O., Sanayev Sh.S., Yusupov Z. Calculation of temperature of routine water cooled in irrigated layers // Technical science and innovation. – 2019. – Vol. 2019, Iss. 3, Art. 7. – P. 249–255. DOI: 10.51346/tstu-01.19.3.-77-0036.

13. Muhiddinov D.N., Sanayev S., Boliyev B.B. The ways of rational use of cooling towers // Technical science and innovation. – 2020. – Vol. 2020, Iss. 3, Art. 6. DOI: 10.51346/tstu-01.20.3-77-0070.
14. Алимов Х.А., Курбанова Н.М., Санаев Ш.С. Особенности теплоотдачи водных растворов в аппаратах воздушного охлаждения // Энергия ва ресурс тежаш муаммолари. – 2020. – № 3-4. – С. 317–320.
15. Mukhiddinov D., Mukhiddinova Y., Murtazaev K., Sanaev S. Modeling of hydrodynamics and heat-mass transfer processes in cooling towers // Advanced Materials Research. – 2020. – Vol. 1157. – P. 270–274. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.1157.270.
16. Санаев Ш.С. Внедрение компактной и современной системы водяного охлаждения на промышленных предприятиях // Энергия ва ресурс тежаш муаммолари. – 2021. – Спец. выпуск. – С. 383–388.
17. Мухиддинов Д.Н., Санаев Ш.С. Анализ современного состояния применяемых в промышленности установок водяного охлаждения // Энергия ва ресурс тежаш муаммолари. – 2021. – № 4. – С. 100–106.
18. Санаев Ш.С., Бабаходжаев Р.П., Ташбаев Н.Т. Расчет теплового баланса в вентиляционной градирне // Universum: технические науки. – 2022. – № 4(97), ч. 11. – С. 8–14. DOI: 10.32743/UniTech.2022.97.4.13500.
19. Артиков А.А., Санаев Ш.С., Ташбаев Н.Т., Дронов Д.М. Анализ градирни на основе многоступенчатого системного мышления // Энергия ва ресурс тежаш муаммолари. – 2022. – Спец. выпуск (№ 41). – С. 383–394.
20. Мухиддинов Д.Н., Санаев Ш.С. Вентиляторли градирня насадка кисмини MATLAB дастурида тахлил қилиш // Энергия ва ресурс тежаш муаммолари. – 2022. – № 4. – Б. 98–102.
21. Санаев Ш.С. Градирняда кечадиган иссиқлик жараёнларини ҳисоблаш услублари // Энергия ва ресурс тежаш муаммолари. – 2023. – № 1. – Б. 118–123.
22. Ташбаев Н.Т., Санаев Ш.С., Абдихалилов Х.А., Кобилов О.Г., Мамадиев Б.Р. Расчет теплового баланса промышленной градирни // Энергия ва ресурс тежаш муаммолари. – 2024. – Спец. выпуск (№ 85). – С. 175–182.
23. Санаев Ш.С., Мухиддинов Д.Н. Вентиляторная градирня. Заявка на патент на полезную модель Республики Узбекистан, МПК F28C 1/10.
24. Пособие по проектированию градирен (к СНиП 2.04.02-84 «Водоснабжение. Наружные сети и сооружения»). – М.: Союзводоканалпроект, 1989. – 190 с.
25. CTI ATC-105. Acceptance Test Code for Water Cooling Towers. – Houston: Cooling Technology Institute, 2000.
26. EN 13741:2003. Thermal performance acceptance testing of mechanical draught series wet cooling towers. – Brussels: CEN, 2003.
27. O'z DSt ISO/IEC Guide 98-3. Неопределённость измерения. Часть 3. Руководство по выражению неопределённости измерения (GUM:1995). – Ташкент: Узстандарт.

REFERENCES

1. Ghawash F., Hovd M., Schofield B. Model Predictive Control of Induced Draft Cooling Towers in a Large Scale Cooling Plant // IFAC-PapersOnLine. – 2022. – Vol. 55, No. 7. – P. 161–167. DOI: 10.1016/j.ifacol.2022.07.438.
2. Jayaweera C.D., Hitsov I.P., Wauman J., Van Belzen N., Groot N., Bosch R., Verliefde A., Nopens I. Maximizing the energy efficiency of induced draft and hybrid draft cooling towers // Case Studies in Thermal Engineering. – 2025. – Vol. 71. – P. 106183. DOI: 10.1016/j.csite.2025.106183.
3. Navarro P., Serrano J.M., Roca L., Palenzuela P., Lucas M., Ruiz J. A comparative study on predicting wet cooling tower performance in combined cooling systems for heat rejection in CSP plants // Applied Thermal Engineering. – 2024. – Vol. 253. – P. 123718. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2024.123718.
4. Gheni M., Kerskes H., Stergiaropoulos K. A simplified thermal model with robust extrapolation performance for cooling towers // Energy Conversion and Management. – 2025. – Vol. 345. – P. 120349. DOI: 10.1016/j.enconman.2025.120349.
5. Salins S.S., Kumar S., Ganesha A., Kota Reddy S.V. Machine learning-based optimization and performance analysis of cooling towers // Journal of Building Engineering. – 2024. – Vol. 96. – P. 110415. DOI: 10.1016/j.jobbe.2024.110415.
6. Zhang D., Chen R., Zhang Z., He S., Gao M. Crosswind influence on heat and mass transfer performance for wet cooling tower equipped with an axial fan // Case Studies in Thermal Engineering. – 2021. – Vol. 27. – P. 101259. DOI: 10.1016/j.csite.2021.101259.
7. Salman E.A., Rasheed N.S., Ahmed S.A., Makki H.F. Enhancing cooling tower efficiency using ammonium persulfate (APS) as a thermal performance additive // South African Journal of Chemical Engineering. – 2026. – Vol. 55. – P. 398–404. DOI: 10.1016/j.sajce.2025.12.007.
8. Yassien H.N.S., Abedalh A.S., Yousif O.M., Hussein A.T. Impact of CuO+H₂O nanofluid on the cooling towers performance with varying packing densities // Results in Engineering. – 2025. – Vol. 26. – P. 104664. DOI: 10.1016/j.rineng.2025.104664.
9. Ruiz J., Gascó C., Opolot M., Hooman K. Performance evaluation of natural draft dry cooling towers and pre-cooled natural draft dry cooling towers in concentrated solar power plants // Energy. – 2025. – Vol. 333. – P. 137362. DOI: 10.1016/j.energy.2025.137362.
10. Nadeem T.B., Imran M., Arshad A., Tandis E. Parametric study and design optimization of finned tube heat exchangers for enhanced indirect evaporative cooling // Thermal Science and Engineering Progress. – 2026. – Vol. 69. – P. 104481. DOI: 10.1016/j.tsep.2026.104481.
11. Shboul B., Zayed M.E., Abdelrazik A.S., Alrbai M., Odat A.-S., Almomani F. Exergoeconomic and environmental impact assessment of a semi-scale office with solar chimney and evaporative cooling tower for sus-

- tainable space cooling and air ventilation // *Energy Conversion and Management*: X. – 2025. – Vol. 27. – 101191. DOI: 10.1016/j.ecmx.2025.101191.
12. Usmonov N.O., Sanayev Sh.S., Yusupov Z. Calculation of temperature of routine water cooled in irrigated layers // *Technical science and innovation*. – 2019. – Vol. 2019, Iss. 3, Art. 7. – P. 249–255. DOI: 10.51346/tstu-01.19.3.-77-0036.
13. Mukhiddinov D.N., Sanayev S., Boliyev B.B. The ways of rational use of cooling towers // *Technical science and innovation*. – 2020. – Vol. 2020, Iss. 3, Art. 6. DOI: 10.51346/tstu-01.20.3-77-0070.
14. Alimov Kh.A., Kurbanova N.M., Sanaev Sh.S. Features of heat transfer of aqueous solutions in air-cooled apparatus // *Problems of Energy and Resource Saving*. – 2020. – No. 3-4. – P. 317–320. (In Russian).
15. Mukhiddinov D., Mukhiddinova Y., Murtazaev K., Sanaev S. Modeling of hydrodynamics and heat-mass transfer processes in cooling towers // *Advanced Materials Research*. – 2020. – Vol. 1157. – P. 270–274. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.1157.270.
16. Sanaev Sh.S. Implementation of a compact and modern water-cooling system at industrial enterprises // *Problems of Energy and Resource Saving*. – 2021. – Special issue. – P. 383–388. (In Russian).
17. Mukhiddinov D.N., Sanaev Sh.S. Analysis of the current state of water-cooling units used in industry // *Problems of Energy and Resource Saving*. – 2021. – No. 4. – P. 100–106. (In Russian).
18. Sanaev Sh.S., Babakhodzhaev R.P., Tashbaev N.T. Calculation of the heat balance in mechanical draft cooling towers // *Universum: Technical Sciences*. – 2022. – No. 4(97), part 11. – P. 8–14. DOI: 10.32743/UniTech.2022.97.4.13500. (In Russian).
19. Artikov A.A., Sanaev Sh.S., Tashbaev N.T., Dronov D.M. Analysis of a cooling tower based on multi-stage system thinking // *Problems of Energy and Resource Saving*. – 2022. – Special issue (No. 41). – P. 383–394. (In Russian).
20. Mukhiddinov D.N., Sanaev Sh.S. Analysis of the fill section of a mechanical draft cooling tower in MATLAB // *Problems of Energy and Resource Saving*. – 2022. – No. 4. – P. 98–102. (In Uzbek).
21. Sanaev Sh.S. Methods for calculating thermal processes occurring in a cooling tower // *Problems of Energy and Resource Saving*. – 2023. – No. 1. – P. 118–123. (In Uzbek).
22. Tashbaev N.T., Sanaev Sh.S., Abdikhalilov Kh.A., Kobilov O.G., Mamadiev B.R. Calculation of the heat balance of an industrial cooling tower // *Problems of Energy and Resource Saving*. – 2024. – Special issue (No. 85). – P. 175–182. (In Russian).
23. Sanaev Sh.S., Mukhiddinov D.N. Mechanical draft cooling tower. Application for a utility model patent of the Republic of Uzbekistan, IPC F28C 1/10.
24. Manual for the design of cooling towers (to SNiP 2.04.02-84 “Water supply. External networks and structures”). – Moscow: Soyuzvodokanalproekt, 1989. – 190 p.
25. CTI ATC-105. Acceptance Test Code for Water Cooling Towers. – Houston: Cooling Technology Institute, 2000.
26. EN 13741:2003. Thermal performance acceptance testing of mechanical draught series wet cooling towers. – Brussels: CEN, 2003.
27. O’z DST ISO/IEC Guide 98-3. Uncertainty of measurement. Part 3: Guide to the expression of uncertainty in measurement (GUM:1995). – Tashkent: Uzstandard.