

Исследования, проведенные ООН, показали, что к 2025 году потребление воды увеличится на 40%. В то же время вследствие изменения климата во многих регионах возникает нехватка воды, что создает значительные проблемы для промышленности [1]. Себестоимость электрической энергии на сегодняшний день включает малую оплату за потребление воды из природных источников, это связано с тем, что не производится учёт негативного влияния процесса охлаждения на окружающую среду региона. Аномальная жара, настигшая Европу летом, привела к обмелению и истощению многих рек создала проблему дефицита воды и немалого роста цен на электроэнергию на энергетических биржах стран Евросоюза [2]. По предварительным данным до 2025 года, затраты на развитие водного хозяйства для водоснабжения, канализации, водоочистки и охраны окружающей среды составят 180 млрд. долларов в год. Широкое использование водоэффективных, водосберегающих и водоохранных мероприятий и технологий позволит сократить данные затраты на 10-25 млрд. долларов ежегодно [3]. За счет применения новейших технологий преимущество наблюдается в снижении материальных затрат, объемов потребления воды, улучшении качества естественных водоемов при уменьшении антропогенного воздействия на них и их водосборы. Следовательно, с ужесточением проблемы, связанной с нехваткой воды в мире, всё более интенсивно будет развиваться и расширяться направление рационального водопользования с применением водоэффективных, водосберегающих, а также водоохранных технологий [4]. При охлаждении технологического оборудования существенно сократить потребление свежей воды в районах с недостаточной обеспеченностью водными ресурсами позволит применение систем оборотного водоснабжения [5]. Предложенный путь рационально и экономично реализуется за счет применения в циркуляционном водоснабжении градирен [6]. Однако охлаждение оборотной воды в градирнях достаточно дорогой и энергоемкий процесс. Кроме того, при строительстве узлов ректификации на существующих предприятиях, очень часто возникает проблема с размещением новых градирен или увеличением пропускной способностью действующих. Эту проблему частично можно решить путем установки разработанных авторами статьи воздушных конденсаторов, представленных на рис. 1. Рис. 1 - Принципиальная схема воздушного конденсатора: 1 - корпус конденсатора; 2 - паропровод; 3 - переливные отверстия; 4 - турбина; 5 - неподвижные лопасти; 6 - направляющая обечайка; 7 - теплопередающая поверхность; 8 - вал; 9 - лопасти вентилятора Устройство работает следующим образом. Пар, движущийся по паропроводу 2, конденсируется на корпусе конденсатора 1, отдавая свое тепло жидкости, находящейся внутри него. Жидкость испаряется, вращая турбину 4. Это вращение через вал 8 передается лопастям вентилятора 9, которые прокачивают воздух вдоль теплопередающей поверхности 7. На внутренней поверхности 7 конденсируется пар. Образующийся конденсат стекает вниз и

через переливные отверстия 3 попадает в корпус конденсатора 1.

Гофрированная теплопередающая поверхность существенно увеличивает площадь теплообмена. С помощью специализированных графических программ осуществляется моделирование гидродинамических процессов в разработанном аппарате [7]. Для оценки энергоэффективности предлагаемого устройства авторами статьи была разработана методика расчета. Энергия, образующаяся от конденсации пара, расходуется на вращение турбины и на создание теплового потока в окружающую среду: . (1) С другой стороны, эту энергию можно определить по формуле: , (2) где G_{m1} - массовый расход конденсирующегося пара в паропроводе, кг/с; r_1 - удельная массовая теплота конденсации пара в паропроводе, Дж/кг. Расход образующегося пара в корпусе конденсатора определяется: , (3) где r_2 - удельная массовая теплота испарения жидкости в корпусе конденсатора, Дж/кг. Тепловой поток от теплопередающей поверхности в окружающую среду можно определить по формуле: , (4) где α - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); F - площадь теплопередающей поверхности, м²; Δt_{cp2} - средняя разница температур теплопередающей поверхности и окружающей среды, °С. С другой стороны, этот тепловой поток можно рассчитать по соотношению: . (5) Мощность турбины можно определить: , (6) где ρG_2 - плотность пара в корпусе конденсатора, кг/м³; Δp - перепад давлений до и после турбины, Па. Перепад давлений зависит от конструкции турбины и ее расчетной мощности и может быть рассчитан исходя из условия работы гидрозатвора: , (7) где Δh - расстояние от верхнего края переливного отверстия до свободной поверхности жидкости в корпусе конденсатора, м. Окончательно уравнение для определения массового расхода конденсирующегося пара запишется: . (8)

Результаты расчетов показали, что расход конденсирующегося пара увеличивается при повышении разницы температур между паром и окружающей средой, коэффициента теплоотдачи (рис. 2), который пропорционален скорости вращения лопастям вентилятора, и площади теплопередающей поверхности (рис. 3). Несомненным достоинством является, что реализация предложенной схемы позволит избавиться от основных причин, приводящих к значительным потерям воды и повышенным энергозатратам в системах оборотного водоснабжения [8]. Рис. 2 - Зависимость расхода конденсирующегося пара (кг/сутки) от средней разницы температур теплопередающей поверхности и окружающей среды (°С); $F = 5$ м²; $r_1 = 2,5$ МДж/кг; $r_2 = 1,5$ МДж/кг; α , Вт/(м²·К): 1 - 10; 2 - 20; 3 - 30 Рис. 3 - Зависимость расхода конденсирующегося пара (кг/сутки) от средней разницы температур теплопередающей поверхности и окружающей среды (°С); $\alpha = 20$ Вт/(м²·К); $r_1 = 2,5$ МДж/кг; $r_2 = 1,5$ МДж/кг; F , м²: 1 - 5; 2 - 10; 3 - 15 Теоретические результаты могут быть использованы в учебном процессе при подготовке студентов механических направлений [9]. Таким образом, при установке предложенных устройств снижаются энергетические затраты на транспортировку жидкости до градирни и нагрузка на градирню.

Уменьшаются потери воды при испарительном охлаждении, а также снижаются энергозатраты на проведение процесса охлаждения оборотной воды.