

Influence of Cooling Tower Efficiency on Turbine Plant Economic Operation

Galatsan M.P., Kravchenko V.P., Kirov V.S.
Odessa National Polytechnic University
Odessa, Ukraine

Abstract. The analysis of the world electric-energy balance revealed the advantage of steam turbine plants. An increase in their efficiency through the improvement of the initial parameters runs into difficulties associated with creation of new materials. The efficiency increase that results from the final pressure reduction requires an improvement of the circulating water supply system. The aim of this work is to determine the effect of the water-cooling tower on the electric power station profitability. This goal was reached by the creation of a mathematical model of the water-cooling tower and turbine plant with a condenser connected to each other. The calculations were made for two types of cooling tower fill packing: asbestos cement sheets and mesh elements made of polyethylene. Further, according to it, the vapor condensation temperature was determined. The latter affects the vapor discharge in the condenser, the capacity of the turbine plant and the temperature of the cooling water at the condenser output, i.e. at the cooling tower input. The novelty of this work consisted of consideration of the interaction between the cooling tower and turbine plant. Significance of the obtained results lies in the fact that, taking into account the reciprocal influence of the turbine plant and cooling tower, the efficiency of the fill packing replacement turns out to be major comparatively to the case without considering this influence. The replacement of the fill packings the half-a-year average temperature of condensation will become lower by 2.34 °C, electricity production increases by 41.72 GWh.

Keywords: water-recycling system, mathematical model, cooling tower, turbine installation, condenser.

DOI: 10.5281/zenodo.3367064

Efectul eficienței turnului de răcire asupra eficacitatea instalației cu turbine

Galațan M.P., Кравченко В.П., Киров В.С.
Universitatea Națională Politehnică din Odesa
Odesa, Ucraina

Rezumat. Analiza bilanțului electroenergetic mondial a demonstrat locul important al instalațiilor de turbine cu abur. Creșterea eficienței lor prin creșterea parametrilor inițiali întâmpină dificultăți asociate creării de noi materiale. Creșterea eficienței prin reducerea presiunii finale este asociată cu îmbunătățirea sistemului de reciclare a apei. Scopul lucrării este de a determina influența eficienței turnului asupra eficienței centralei. Acest obiectiv a fost realizat prin elaborarea unui model matematic de turnuri de răcire și unități de turbină interconectate cu condensator și efectuarea calculelor pentru două tipuri de stropitoare cu turn de răcire: foi de azbest-ciment și elemente din plasă din polietilenă. Pentru calcul, a fost adoptată unitatea de putere Rovno NPP cu unitatea de turbină K-1000-5.8 / 50. Luând temperatura medie lunară a aerului, ca urmare a calculelor variabile, a fost determinată temperatura apei răcite în turnul de răcire. Folosind modelul matematic al condensatorului, se determină temperatura de condensare a aburului, care la rândul său determină fluxul de abur în condensator, performanța unității de turbină și temperatura apei de răcire la ieșirea condensatorului. Semnificația rezultatelor obținute este că, ținând cont de influența reciprocă a unității de turbină și a turnului de răcire, eficiența înlocuirii irigatorului este mai mare. În urma calculelor, s-a constatat că la înlocuirea stropitorului, temperatura medie a condensului pe jumătate de an va scădea cu 2,34° C. În același timp, producția de energie electrică pentru anul va crește cu 41,72 GWh. Ținând cont de costurile achiziționării elementelor de irigație și instalarea acestora, perioada de rambursare a modernizării irigației va fi de 2,5 ani.

Cuvinte-cheie: sistem de reciclare a apei, model matematic, turn de răcire, turbină, condensator.

Влияние эффективности градирни на показатели экономичности турбоустановки

Галацан М.П., Кравченко В.П., Киров В.С.
Одесский национальный политехнический университет
Одесса, Украина

Аннотация. Анализ мирового электроэнергетического баланса показал важное место паротурбинных установок. Рост их эффективности путем повышения начальных параметров встречает трудности, связанные с созданием новых материалов. Повышение эффективности за счет снижения конечного давления

связано с совершенствованием системы оборотного водоснабжения. Целью работы является определение влияния эффективности градирни на экономичность работы электростанции. Поставленная цель достигнута за счет разработки математической модели связанных друг с другом башенной градирни и турбоустановки с конденсатором и проведением расчетов для двух типов оросителя градирни: асбестоцементные листы и сетчатые элементы, выполненные из полиэтилена. Для расчета принят энергоблок Ровенской АЭС с турбоустановкой К-1000-5,8/50. Принимая среднемесячную температуру воздуха, в результате вариантных расчетов определялась температура охлажденной в градирне воды. Далее в зависимости от нее с помощью математической модели конденсатора определяется температура конденсации пара, от которой в свою очередь зависит расход пара в конденсатор, производительность турбоустановки и температура охлаждающей воды на выходе конденсатора, то есть на входе в градирню. Таким образом, для каждого месяца были определены температуры охлажденной воды и показатели эффективности работы АЭС: КПД и количество произведенной электроэнергии. Новизна работы состоит в учете взаимодействия градирни и турбоустановки. Значимость полученных результатов состоит в том, что с учетом взаимовлияния турбоустановки и градирни эффективность замены оросителя оказывается выше. В результате расчетов получено, что при замене оросителя средняя за полгода температура конденсации снизится на 2,34 °С. При этом производство электроэнергии за год увеличится на 41,72 ГВт·ч. С учетом затрат на приобретение элементов оросителя и его монтаж срок окупаемости модернизации оросителя составит 2,5 года

Ключевые слова: система оборотного водоснабжения, математическая модель, градирня, турбоустановка, конденсатор.

ВВЕДЕНИЕ

Анализ мирового баланса электроэнергии [1] показал важное место паротурбинных установок. Дальнейшее повышение их эффективности за счет повышения начальных параметров встречает трудности, связанные с созданием новых материалов. Повышение эффективности за счет снижения конечного давления связано с совершенствованием системы оборотного водоснабжения. Целью работы является определение влияния на экономичность работы электростанции с паротурбинной установкой эффективности градирни. Поставленная цель достигается за счет разработки математической модели связанных друг с другом башенной градирни и турбоустановки с конденсатором и проведением расчетов для двух типов оросителя градирни: асбестоцементные листы и сетчатые элементы, выполненные из полиэтилена. Проанализируем техническое и экономическое состояние энергопроизводящих установок. Наиболее дешевыми источниками электроэнергии являются газотурбинные установки (ГТУ). Затем в порядке повышения цены идут парогазовые (ПГУ), паротурбинные установки (ПТУ) и АЭС. Самую высокую термодинамическую эффективность (по величине абсолютного электрического КПД) имеют ПГУ, работающие по комбинированному циклу. Приведенные в [1] данные по стоимости эксплуатации не дают возможности определить наиболее дешевый тип установки с точки зрения топлива и

обслуживания, поскольку приведены абсолютные, а не относительные цены. Самостоятельно сделать это нелегко, потому что надо знать коэффициент использования установленной мощности. Длительность строительства и удельная стоимость для ПГУ и ГТУ существенно меньше, чем для ПТУ, а тем более для АЭС. Цена топлива наименьшая у АЭС. Срок окупаемости у АЭС самый большой. То есть отдельно по этим показателям нельзя определить самую экономичную установку. По данным о стоимости электроэнергии, вырабатываемой разного типа энергетическими установками [1], следует, что при работе в базовой части графика нагрузки наименьшую стоимость имеет электроэнергия, вырабатываемая на АЭС, затем идут ПТУ, а самая дорогая электроэнергия производится ГТУ. Надо отметить, что при работе в полупиковой части графика нагрузки положение меняется и самым дорогим источником становятся АЭС. Капитальные затраты оказывают большое влияние на результаты сопоставления энергоустановок. В [2, с. 127] приводится выражение для определения капитальных затрат в зависимости от мощности производства:

$$cost(N_1) = cost(N_0) \cdot \left(\frac{N_1}{N_0} \right)^m \quad (1)$$

где $cost(N_0), cost(N_1)$ - стоимость электростанции при электрической мощности N_0 и N_1 ,

m - коэффициент масштабирования, $m = 0.6 \div 0.7$.

Эта зависимость нашла подтверждение и при исследовании группы экспертов Nuclear Energy Agency [3, стр. 9], подтвердившей снижение удельных капиталовложений при повышении мощности электростанций на примере энергоустановок в США, Франции и Канаде.

Исходя из (1) получаем, что со снижением мощности стоимость электростанции снижается, но удельные капитальные затраты растут. Это важно понимать при обсуждении вопроса использования концепции малых модульных ядерных установок [4]. Так, например, при рассмотрении ЯЭУ с SMR-160 [5], которая планируется для замены первых двух энергоблоков Ровенской АЭС с реакторами ВВЭР-440, ее стоимость определится как:

$$c(160) = c(1200) \cdot \left(\frac{160}{1200}\right)^{0.51} = 3500.$$

$$1200 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{160}{1200}\right)^{0.51} = 1,503 \cdot 10^9 \$.$$

В качестве удельной стоимости известной АЭС с ВВЭР-1200 принято 3500 \$/кВт. Удельные капиталовложения в новую установку составят:

$$\frac{1,503 \cdot 10^9}{160000} = 9394 \cdot \$ / \text{кВт}.$$

В литературе и в докладах на конференциях сейчас часто встречаются значения капитальных вложений в SMR на уровне 1500 \$/кВт, что является выражением желаемого за действительное.

Оптимизации параметров, как новых электростанций, так и реконструируемых уделяется большое внимание [6]. Наряду с экономической оптимизацией проводится термодинамическая, которая в настоящее время подразумевает эксергетический анализ [7], не зависящий от стоимости топлива и используемого оборудования.

Поскольку термодинамический анализ обеспечивает только минимальный расход топлива и не учитывает капитальные затраты, его усовершенствовали учетом эксергетических затрат на создание самой установки (эксерго-экономический метод) [8]. Окончательный выбор технического решения принимается с помощью сопоставительного анализа экономических показателей: чистой

дисконтированной прибыли или дисконтированных расходов [9].

Из приведенных данных следует вывод о необходимости повышения экономической привлекательности паротурбинных установок, как основы тепловой и атомной энергетики. Причем как разрабатываемых новых установок, так и уже эксплуатируемых.

I. Анализ состояния паротурбинных установок и градирен

В [10, 11, 12] предложено использовать ГТУ для комбинирования с ТЭС и АЭС. Такое решение позволяет увеличить мощность энергоблоков благодаря утилизации тепла продуктов сгорания ГТУ, а также повысить надежность электроснабжения собственных нужд АЭС в аварийных ситуациях. Для ТЭС имеет место снижение выбросов углекислого газа. В настоящее время для большей части энергоблоков Украины или уже проведен процесс продления ресурса или идет подготовка к продлению. Учитывая отсутствие строительства новых энергоблоков, страна будет вынуждена продлевать эксплуатацию действующих. Однако этот процесс не может быть бесконечным. В [11] предложено снизить мощность реактора, что позволит продлить срок его безопасной эксплуатации. При комбинировании с ГТУ паровая турбина АЭС сможет нести полную нагрузку, а возможно, что и несколько повышенную. Здесь следует отметить, что использование теплоты отходящих газов для нагрева основного конденсата в ПНД приводит к повышению расхода пара в последних ступенях цилиндров низкого давления, что для действующих турбин дает отрицательный эффект.

Продолжается совершенствование проточной части турбины и других, важных для эффективности электростанции, элементов [13] (стопорно-регулирующих клапанов, трубопроводов и т.д.). Фирмой Mitsubishi Heavy Industries (МНИ) на основе новых высокоэффективных турбинных лопаток, промежуточных и концевых уплотнений, а также других новых технологий повышена производительность паровых турбин. Изготовлена новая паровая турбина для комбинированного цикла. Проверка ее характеристик показала соответствие проектным данным. Однако отсутствуют данные по гидравлическому

сопротивлению предложенных стопорно-регулирующих клапанов.

Глубокий анализ по истории развития и состоянию паровых турбин, разрабатываемых фирмой General Electric (GE), дан в [14]. Уделено внимание и развитию конструкций, параметров, а также используемых материалов. GE в настоящее время изготавливает турбины на сверхкритических параметрах и продвигается к созданию суперсверхкритических паровых турбин. Еще с 1980 г. фирмой производились турбоустановки с одним и двумя промежуточными перегревами пара (310 бар, 593 °C/593 °C/593 °C). Показано, что с увеличением числа регенеративных подогревателей КПД ПТУ несколько повышается. Для повышения температуры питательной воды предлагается использовать специальный подогреватель воды паром сверхкритических параметров. Максимальное число ПВД и ПНД при двойном перегреве пара может быть увеличено до 10. Определяющее значение играют, конечно, материалы, способные долгосрочно выдерживать высокие температуры. Они необходимы для перегревательной части парогенератора, промежуточных перегревателей пара, в первых ступенях цилиндров турбины. Освоенные материалы позволяют надежно эксплуатировать энергетические установки в течение проектного времени.

В Европе самым известным производителем турбин является фирма Siemens, которая отмечает, что в связи с увеличением доли возобновляемых источников к ТЭС и АЭС начали предъявлять требования регулирования мощности и поддержания частоты [15]. Поэтому основные компоненты турбины должны оптимизироваться в том числе и с точки зрения минимизации тепловых ударов. Следует отметить, что перед западными специалистами эти вопросы встали уже десять лет назад. В [15] приведены основные характеристики турбин производства Siemens, введенных в эксплуатацию в период с 2001 по 2013 г. (начальные параметры 600 °C, 370 бар, параметры промперегрева 610 °C, 60 бар. Диапазон мощностей от 600 до 1200 МВт).

Представленные данные свидетельствуют о высоком достигнутом уровне экономической эффективности. Однако

стоимость повышения начальных параметров пара весьма высока. Поэтому следует обратиться и в стороны снижения конечных параметров процесса расширения. В этом случае требуется совершенствовать систему охлаждения циркуляционной воды [16], основным элементом которой является охладитель. В качестве охладителя могут использоваться пруд-охладитель, брызгальные бассейны, башенные и вентиляторные градирни. Наиболее эффективным охладителем, обеспечивающим наименьшую температуру охлажденной воды, являются градирни. Повышению эффективности охлаждения посвящено исследование аэродинамики внутри башенных градирен [17]. Неравномерность распределения воды и охлаждающего воздуха играют первостепенное значение в достижении конечного результата – максимального охлаждения воды. Относительно критерия эффективности следует отметить, что для оценки эффективности работы градирни часто применяется коэффициент [17]

$$\eta = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{lim}},$$

где t_1 и t_2 – температура воды на входе и выходе градирни,

t_{lim} - предельная температура охлаждения, которая определяется из выражения:

$$P_s(t_{lim}) = \varphi P_s(t_{air}).$$

где $P_s(t_{lim}), P_s(t_{air})$ – давления насыщения при предельной температуре насыщения и при температуре воздуха t_{air} .

Однако, как отмечено в [16], часто этот показатель может иметь высокие значения при неэффективной работе градирен, когда для обеспечения требуемого теплосъема используются повышенные (по сравнению с проектными) гидравлические нагрузки и охладительные площади.

Поэтому в [16] предложено оценивать эффективность градирни термодинамическим КПД:

$$\eta_{cp} = \frac{t_1 - t_2}{t_2}. \quad (2)$$

Большое внимание уделяется математическому моделированию процессов в градир-

нях. Так в [18] разработана численная модель для изучения процессов испарительного охлаждения, происходящих в новом типе градирни, использующем для создания тяги в башне возобновляемую энергию, а не вентиляторы. Задачей модели является анализ взаимодействия воздуха и воды. Для описания двусторонней связи между двумя фазами используется подход Эйлера. Для проверки адекватности модели использовались экспериментальные результаты по полномасштабному прототипу в реальных условиях. Основные полученные результаты подтверждают известные ранее данные о сильном влиянии на эффективность среднего размера капли воды, а также влиянии таких переменных как температура влажного термометра, массовый расход воды и воздуха и разность температур между температурой воды на входе и температурой воздуха. Рассчитано безразмерное численное соотношение эффективности как функции этих параметров. В [19] также обсуждается математическая модель производительности пленочной градирни, состоящая из двух взаимозависимых краевых задач и алгоритма самосогласованного решения. Первая краевая задача описывает испарительное охлаждение капель воды в зоне распыления градирни; вторая краевая задача описывает охлаждение пленки в оросителе. Выполнено моделирование краевых задач. Сравнение экспериментальных данных и результатов расчетов показало, что разница в тепловом КПД между расчетными и экспериментальными результатами не превышает 3%. Рассмотренные работы [18, 19] направлены на моделирование процессов, отличающихся от традиционных в результате изменения конструкции, и не имеют существенных отличий от классической теории испарительного охлаждения [20].

В работе [21] оптимизируется площадь теплообмена, при которой минимальные затраты должны обеспечиваться в течение всего срока службы противоточных градирен с принудительной тягой.

Приведены формулы для определения наилучших термоэкономических показателей.

Следует отметить, что, действительно, при увеличении площади теплообмена охлаждающая способность увеличивается, но затраты растут. В [22] доказывается, что оптимальная удельная гидравлическая нагрузка определяется из соотношения:

$$g = \Delta t = \sqrt{q/4.19},$$

где Δt – изменение температуры воды в градирне, q – удельная тепловая нагрузка, МДж/(м²·ч). То есть процесс оптимизации не требует длительных расчетов, что существенно упрощает проектирование. При этом, конечно же, должны использоваться эффективные ороситель и другие составляющие оборудования градирни.

Важность рассматриваемого вопроса подтверждается появлением новых конструктивных идей. Так в [23] предлагается и обосновывается устройство воздухопроводов в дождевой зоне. Целесообразность такого нововведения обосновывается численными методами. Доказано, что дополнительный подвод воздуха повышает охлаждающую способность, особенно в безветренную погоду. В [24] рассматриваются альтернативные наполнители для оросителя: кокосовое волокно, кокосовая стружка, полиэтилентерефталат. Проведенные эксперименты показали, что использование указанных материалов позволяет получить конечную температуру охлажденной воды на два градуса ниже, чем при традиционном материале. Однако не указана дополнительная стоимость такого усовершенствования.

Не осталось без внимания прогнозируемое изменение климата. При повышении средней температуры воздуха температура охлажденной воды повысится. Это приведет к снижению выработки электроэнергии. Однако, согласно проведенным расчетам [24] повышение высоты башни для увеличения расхода воздуха оказывается экономически не обоснованным.

Итак, состоянию основного элемента системы оборотного водоснабжения (СОВ) - градирням – должно уделяться особое внимание. Однако большинство градирен мощных ТЭС и АЭС на сегодняшний день оборудовано оросителями из асбестоцементных листов, которые являются физически и морально устаревшими [25]. Это приводит к повышению конечной температуры охлажденной воды в градирне (или начальной температуры технической воды в конденсаторе) и, как следствие, к снижению термического КПД цикла турбоустановок, уменьшению производства энергии и рентабельности электростанций.

СОВ играют большую роль в работе многих типов предприятий, поэтому уделяется

большое внимание их совершенствованию [26]. Постоянно появляются новые конструкции разбрызгивающих устройств, различные формы элементов для оросителей и прочее. Совершенствуются методы анализа и расчета [27]. С другой стороны, на фоне снижения мощности предприятий модернизация градирен не проводится, а в лучшем случае финансирование для их поддержки формируется по остаточному принципу. Современные градирни, как башенные, так и вентиляторные, комплектуются оросителем, выполненным из сетчатых элементов.

В [25] проведено сравнение эффективности работы градирен при использовании оросителя из асбестоцементных листов и из сетчатых элементов. Сравнение проводилось при одинаковых метеорологических условиях (температура воздуха $\nu = 19.5^\circ\text{C}$, относительная влажность $\varphi = 0.54$) и начальной температуре охлаждающей воды ($t = 35.6^\circ\text{C}$).

При этом получено, что в первом случае конечная температура $t_2 = 29.31^\circ\text{C}$, а при использовании сетчатых элементов $t_2 = 27.32^\circ\text{C}$. Начальная температура t_1 в обоих случаях принималась одинаковой. Однако следует отметить, что это некорректно, поскольку в стационарном режиме (при постоянном расходе воды $G_{\text{лиq}}$ и тепловой нагрузке) абсолютные величины Δt в градирне и в конденсаторе одинаковые, а потенциальный уровень этого перепада зависит исключительно от эффективности работы градирни (чем она выше, тем ниже температурный уровень) [16]. То есть, уменьшение t_2 означает соответствующее уменьшение t_1 . К тому же, при изменении температуры конденсации пара в конденсаторе электростанции, что зависит от t_2 , меняется мощность конденсатора. Таким образом, имеет место существенное влияние элементов СОВ друг на друга. Учет этого влияния и должен быть отражен в разрабатываемой математической модели СОВ.

II. Цель и задачи исследования

Целью работы является определение влияния эффективности работы СОВ, а в частности градирни, на экономичность турбоустановки. Для достижения поставленной цели

была разработана математическая модель связанных между собой турбоустановки, конденсатора и градирни.

В результате расчета были определены технико-экономические показатели работы турбоустановки К-1000-5,8/50 серийного блока АЭС с ВВЭР-1000 при двух вариантах конструкции оросителя градирен: из асбестоцементных листов и из сетчатого элемента, выполненного из полиэтилена низкого давления.

В качестве примера сетчатого элемента рассмотрен тип ПР-50 [28]. Следует отметить, что в настоящее время разработаны новые типы насадки с более эффективными показателями (ИК-100, Бальке-Дюрр). Расчеты проводились для условий наиболее северной в Украине Ровенской АЭС.

Итак, рассматриваемая математическая модель включает следующие составляющие: математическая модель башенной градирни, позволяющая выполнить необходимые аэродинамический и тепловой расчеты градирни; математическая модель тепловой схемы турбоустановки и конденсатора для расчета электрической мощности в зависимости от конечного давления пара в конденсаторе; математическая модель системы «турбоустановка - градирня» для определения стационарного температурного уровня работы системы для различных метеорологических условий.

III. Описание математической модели

Алгоритм расчета в рамках указанной модели следующий. Задается температура охлаждающей воды на входе в конденсатор t_2 проводится расчет тепловой схемы турбоустановки и конденсатора с определением температуры конденсации, мощности конденсатора и определяется температура охлаждающей воды на выходе из него, то есть на входе в градирню t_1 . Далее проводятся аэродинамический и тепловой расчеты градирни и уточняется значение t_2 . Если относительная погрешность расчета составляет менее 1%, расчет прекращается.

Математическая модель градирни. Поскольку эффективность охлаждения воды в градирне существенно зависит от метеорологических условий, расчеты проводились с привязкой к г. Вараш Ровенской области при среднемесячных значениях параметров, вли-

яющих на работу градирни: температуры воздуха и его относительной влажности (табл. 1).

Исходные данные для сравнительных расчетов следующие. Расход охлаждающей воды $G_{жид} = 89600 \text{ м}^3/\text{ч}$; площадь оросителя $F_{op} = 10000 \text{ м}^2$; высота асбоцементных листов $H_{op} = 2,4 \text{ м}$; отношение площади входных окон к площади оросителя $F_{ок} / F_{op} = 0,354$; $P_{\sigma} = 745,698 \text{ мм рт. ст.}$; коэффициенты для асбоцементного оросителя $A = 0,479 \cdot 1/\text{м}$; $m = 0,66$; скорость воздуха $\omega_{возд} = 0,97 \text{ м/с}$.

Таблица 1¹

Среднемесячные значения температуры и относительной влажности воздуха в районе Ровенской АЭС в 2015 г.² [28]

Показатель Indicator	Апрель April	Май May	Июнь June
$t, \text{ }^\circ\text{C}$	8,2	14,1	18,4
$\phi, \%$	22,68	29,63	28,83
Показатель Indicator	Июль July	Август August	Сент. Sept.
$t, \text{ }^\circ\text{C}$	20,4	21,9	16,1
$\phi, \%$	31,64	28,7	38,26

Высоту оросителя из сетчатого элемента принимаем 1 м.

Расчет проводится на примере башенной градирни площадью 10000 м^2 , установленной на Ровенской АЭС. Методика расчета заключается в следующем. задается температура воздуха на выходе градирни, определяется самотяга. Из равенства самотяги и аэродинамического сопротивления градирни находится скорость воздуха и, соответственно, расход воздуха. Тепловой расчет градирни позволяет итеративно определить температуру охлажденной воды на выходе из градирни [25]. Полученные значения сопоставляются с принятыми. При их неравенстве расчет повторяется с откорректированными исходными данными.

Математическая модель турбоустановки. Расчет тепловой схемы турбоустановки проводится стандартными методами [29] при постоянном расходе пара на турбину, который соответствует мощности реактора 3000 МВт . Характеристики основного оборудования турбоустановки также приведены в [29].

Приняв температуру охлаждающей воды на входе в конденсатор, с учетом площади и условий теплообмена в конденсаторе, определяется температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора, а также давление конденсации пара, что является исходным параметром для расчета тепловой схемы турбоустановки.

Для расчета коэффициента теплопередачи в конденсаторе использовалось уравнение Л.Д. Бермана [30]:

$$k = 4070a \left(\frac{1.1w_B}{d_2^{0.25}} \right)^x \times \left[1 - \frac{0.42\sqrt{a}}{1000} (35 - t_{1B})^2 \right] \Phi_z \Phi_d$$

Температурный напор между конденсатором и охлаждающей водой на выходе конденсатора:

$$\delta t = \Delta t_B \left[\exp \left(\frac{kF}{c_p W} \right) - 1 \right]^{-1},$$

где Δt_B – нагрев воды в конденсаторе, К; k – коэффициент теплопередачи в конденсаторе, $\text{кВт}/(\text{м}^2 \text{ К})$; F – поверхность теплообмена конденсатора, м^2 ; c_p – удельная теплоемкость воды; $\text{кДж}/(\text{кг К})$; W – расход охлаждающей воды, $\text{кг}/\text{с}$; w_B – скорость воды в трубках, $\text{м}/\text{с}$; d_2 – внутренний диаметр трубок, м ; a – коэффициент чистоты, $a = 0.65 \div 0.85$; $x = 0,12a(1 + 0.15t_{1B})$, Φ_z – коэффициент, учитывающий количество ходов воды z в конденсаторе: $\Phi_z = 1 + (z - 2)(1 - t_{1B} / 35) / 10$; Φ_d – учитывает паровую нагрузку конденсатора $d_k = \frac{G_k}{F_k}$; $\Phi_d = 1$ при паровой нагрузке от

номинальной $d_k^{ном}$ до $d_k^{ep} = (0,9 - 0.012t_{1B})d_k^{ном}$; если $d_k^{ном} < d_k^{ep}$, то $\Phi_d = \delta(2 - \delta)$, где $\delta = \frac{d_k^{ном}}{d_k^{ep}}$. Согласно

представленному алгоритму с помощью разработанного программного комплекса были проведены варианты расчетов, определены температуры охлаждающей воды и электри-

^{1,2}Appendix 1

ческая мощность турбоустановки по средне-месячным параметрам окружающего воздуха для двух видов оросителей.

Из полученных результатов следует, с уменьшением температуры на выходе градирни t_2 в результате модернизации оросителя уменьшается также и теплоперепад Δt , что объясняется уменьшением температуры конденсации t_k и расхода пара в конденсатор.

Учитывается также изменение внутреннего относительного КПД последней ступени цилиндра низкого давления с изменением конечного давления. В результате расчета тепловой схемы турбоустановки определяется ее электрическая мощность, а также расход пара в конденсатор D_k и его мощность.

При необходимости корректируется кратность охлаждения m так, чтобы расход охлаждающей воды равнялся постоянной гидравлической нагрузке градирни $G_{iq} = 89600 \text{ м}^3/\text{ч}$. Расчет продолжается до тех пор, пока расход пара, принятый для расчета конденсатора, будет равен расходу пара в конденсатор, полученному из расчета тепловой схемы.

Для верификации математической модели турбоустановки были проанализированы реальные показатели работающего энергоблока Хмельницкой АЭС (К-1000-5,8/50) за зимний и весенний период работы 2011-2012 гг. Достаточно сильный разбег данных обусловлен многочисленными факторами, изменяющимися в процессе эксплуатации блока (чистота теплообменной поверхности трубок конденсатора, работы шарикоочистки конденсатора, нагрузки теплофикационной установки, температуры окружающей среды, подачи пара на стационарный паровой коллектор собственных нужд и другие факторы, которые достаточно сложно учесть).

На основании полученных данных был построен график зависимости КПД ПТУ от температуры охлаждающей воды (рис. 1). В результате аппроксимации представленных данных было получено выражение, подтверждающее результаты расчета по разработанной программе.

IV. Сопоставление результатов работы энергоблока в течение года при использовании двух типов оросителей

Согласно представленному алгоритму с помощью разработанного программного

комплекса были проведены варианты расчеты, определены температуры охлаждающей воды и электрическая мощность турбоустановки по среднемесячным параметрам окружающего воздуха для двух видов оросителей.

Как следует из полученных результатов, с уменьшением температуры на выходе градирни t_2 в результате модернизации оросителя уменьшается также и теплоперепад Δt , что объясняется следующим. Уменьшение t_2 влечет за собой уменьшение температуры конденсации t_k . Как известно, это приводит к росту термического КПД и, следовательно, к уменьшению мощности конденсатора. При этом, учитывая постоянный расход охлаждающей воды, получим, что разница температур охлаждающей воды в конденсаторе (а также и в градирне) будет уменьшаться.

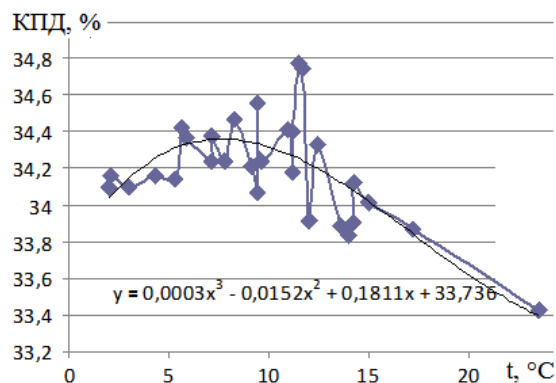


Рис. 1. Зависимость КПД турбоустановки от температуры охлаждающей воды.¹

В среднем за полгода изменение температуры охлажденной воды на 1 градус приводит к изменению абсолютного электрического КПД турбоустановки на 0,13 %.

Суммарный доход АЭС составит 0,788 млн. \$ в год. Обоснованием целесообразности модернизации может быть также увеличение эффективности работы градирни, что согласно [16] определяется термодинамическим КПД градирни (2), который в результате модернизации оросителя повышается в среднем на 7,9% (отн.).

Выводы

Разработана математическая модель системы «ПТУ - градирня», что позволяет определить влияние эффективности градирни на температурный уровень работы конденсатора АЭС.

Определены среднемесячные значения конечного давления в конденсаторах и, соот-

³Appendix 1

ветственно, электрической мощности турбоустановки К-1000-5,8/50 для шести теплых месяцев года для существующего оросителя из асбестоцементных листов и перспективного оросителя из сетчатых элементов. В результате расчетов получено, что средняя за полгода температура конденсации снизится на 2,34 °С. При этом выработка электроэнергии за полгода увеличится на 41,72 ГВт·ч.

С учетом возможной цены на сетчатый элемент 100 USD/м³ стоимость модернизации для двух градирен составит 2 млн. USD. Годовой доход от продажи дополнительной электроэнергии составит 0,788 млн. USD. Таким образом, срок окупаемости модернизации оросителя градирен составит 2,54 года, что говорит о высокой рентабельности рассматриваемой модернизации. Проведена оценка термодинамической эффективности градирни при изменении конструкции оросителя. Как показали результаты расчета, термодинамический КПД градирни при переходе на ороситель из сетчатого элемента повышается в среднем на 7,9% (отн.). Важным для принятия технических решений является полученная в результате расчетов зависимость электрического КПД блока АЭС с ВВЭР-1000 от температуры охлажденной воды в градирне $t_2 : 0,13\% / ^\circ\text{C}$.

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

^{1, 2}**Table 1.** Monthly mean values of temperature and relative humidity in the area of the Rivne NPP 2015.

³**Fig.1.** The dependence of the efficiency of the turbine on the temperature of the cooling water

Литература (References)

- [1] Kehlhofer R., Hannemann F., Stirnimann F., Rukes B. Combined-Cycle Gas&Steam Turbine Power Plants – Oklahoma: PennWell Corporation, 2009. - 434 p. Available at: https://books.google.com.ua/books?hl=ru&lr=&id=OmnOG7vWfuQC&oi=fnd&pg=PP1&dq=increasing+the+efficiency+of+steam+Tubines&ots=VrZrQgA69I&sig=ZdYOn2r8o5uEUhvsJY_jD_k5B0U&redir_esc=y#v=onepage&q=increasing%20the%20efficiency%20of%20steam%20Turbines&f=false. (accessed 12.08. 2019)
- [2] Spravochnyk khymyky. T. 1. [Chemist Handbook] – М.-Л.: Hoskhymyzdat, 1962. – 1071 с. (In Russian).
- [3] Reduction of Capital Costs of Nuclear Power Plants. - OECD, 2000. - 110 p. Available at: <https://www.oecd-nea.org/ndd/pubs/2000/2088-reduction-capital-costs.pdf> (accessed 16.08.2019)
- [4] Kessides, Ioannis N., Kuznetsov, Vladimir. Small Modular Reactors for Enhancing Energy Security in Developing Countries. Sustainability. 2012. 4(8). Pp. 1806-1832. Available at: <http://www.mdpi.com/2071-1050/4/8/1806> (accessed 16.08.2019)
- [5] SMR-160. Available at: <https://holtecinternational.com/productsandservice/smr/> (accessed 16.08.2019)
- [6] Naserabad S. Nikbakht, Mehrpanahi S., Ahmadi A. Multi-objective optimization of feed-water heater arrangement options in a steam power plant repowering. *Journal of Cleaner Production*. Volume 220, 20 May 2019, pp. 253-270.
- [7] Ameri Mohammad, Ahmadi Pouria, Hamidi Armita. Energy, exergy and exergoeconomic analysis of a steam power plant: A case study. *International journal of energy research*. 2008. Available at: <https://doi.org/10.1002/er.1495>
- [8] Mabrouk Aicha, Labidi Jalel, Rekik Abdelaziz, Jeday Mohamed-Razak. Exergoeconomic Analysis: Fundamentals. August 2018. Green Energy and Technology. In book: Exergy for A Better Environment and Improved Sustainability. DOI: 10.1007/978-3-319-62572-0_57.
- [9] https://en.wikipedia.org/wiki/Net_present_value (accessed 16.08.2019)
- [10] Carapellucci, R., Giordano, L. Upgrading existing coal-fired power plants through heavy-duty and aeroderivative gas turbines. (2015) *Applied Energy*, 156, pp. 86-98. doi: 10.1016/j.apenergy.2015.06.0641.
- [11] Kryazhev A.V., Antonova A.M. Ispol'zovaniye parogazovoy tekhnologii na AES. [The use of combined-cycle technology at NPPs. Proceedings of universities, Nuclear power, №1, 2010. pp. 56-61]. *Izvestiya vuzov, Yadernaya energetika*, №1, 2010. pp. 56-61. (In Russian)
- [12] Darwish M.A., Fatimah M., Al Awadhi, Anwar O. Bin Amer. Combining the nuclear power plant steam cycle with gas turbines. *Energy*. Vol. 35, Issue 12, December 2010, pp. 4562-4571.
- [13] Watanabe E. and oth. Development of New High Efficiency Steam Turbine. Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review Vol.40 No.4 (Aug. 2003). 6 p. Available at: <http://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e404/e404212.pdf> (accessed 16.08.2019).
- [14] Retzlaff Klaus M., Ruegger W. Anthony. Steam Turbines for Ultrasupercritical Power Plants. 1996. 17 p. Available at: <http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:http://www.steamforum.com/pictures/ge%2520turbine%2520config.pdf> (accessed 16.08.19)
- [15] Quinkertz R., Ulma A., Gobrecht E., Wechsung M. Ultra supercritical steam turbine technology for maximum efficiency and operational flexibility. – Power-Gen Asia 2008 – Kuala Lumpur, Malaysia October 21-23, 2008. 17 p. Available at: <https://docplayer.net/20770536-Usc-steam->

- [turbine-technology-for-maximum-efficiency-and-operational-flexibility-dr-rainer-quinkertz-andreas-ulma-edwin-gobrecht-michael-wechsung.html](#) (accessed 16.08.2019)
- [16] Sosnovskii S.K. and Kravchenko V.P. The Efficiency Index of Mechanical Draft and Chimney Type Water Cooling Towers Operation. - *Thermal Engineering, 2014, Vol. 61, No. 9, pp. 636-641.*
- [17] Vlasov A. V., Dashkov G. V., Solodukhin A. D. and Fisenko S. P. Investigation of the internal aerodynamics of the chimney-type evaporative cooling tower / *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, Vol. 75, No. 5, 2002. Pp. 1086-1091.
- [18] Kaiser A.S., Lucas M., Viedma A., Zamora B. Numerical model of evaporative cooling processes in a new type of cooling tower. *International Journal of Heat and Mass Transfer. Volume 48, Issue 5*, 2005, pp. 986-999.
- [19] Fisenko S.P., Petrushik A.I., Solodukhin A.D. Evaporative cooling of water in a natural draft-cooling tower. *International Journal of Heat and Mass Transfer. Volume 45, Issue 23*, November 2002, P. 4683-4694.
- [20] Aref'yev Yu.I., Ponomarenko V.S. Tekhnologicheskiye raschety bashennykh gradiren // Vodosnabzheniye i sanitarnaya tekhnika [Technological calculations of tower cooling towers // Water supply and sanitary engineering]. 2000. № 7. pp. 17-20. (In Russian).
- [21] Söylemez M.S. On the optimum sizing of cooling towers. *Energy Conversion and Management. Volume 42, Issue 7*, May 2001, pp. 783-789.
- [22] Xuehong Chen, Fengzhong Sun, Youliang Chen, Ming Gao. Novel method for improving the cooling performance of natural draft wet cooling towers. *Applied Thermal Engineering. Volume 147*, 2019, pp. 562-570.
- [23] Tomás A. C. C., Araujo S. D. O., Paes Marcos D., Primo Ana R. M., Ochoa A. A. V. Experimental analysis of the performance of new alternative materials for cooling tower fill. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 144, 5 November 2018, pp. 444-456.
- [24] Ali Ayoub, Blaže Gjorgiev, Giovanni Sansavini. Cooling towers performance in a changing climate: Techno-economic modeling and design optimization. *Energy*, Volume 160, 1 October 2018, pp. 1133-1143.
- [26] Kirov, V.S. Teplovyye skhemy turbostanovok AES i ikh raschoty [Thermal diagrams of NPP turbine plants and their calculations] / V.S. Kirov // Odesa: Astroprint, 2004. – 212 p. (In Russian).
- [27] Parovyye i gazovyye turbiny dlya elektrostantsiy [Steam and gas turbines for power plants] / A.G. Kostyuk, V.V. Frolov, A.E. Bulkin et al. - M: Publishing House MPEI, 2008. - 556 p

Сведения об авторах.



Галацян Марк Петрович, старший преподаватель кафедры АЭС ОНПУ. Область научных интересов: расчет тепловых схем турбоустановок.
E-mail: maric@i.ua



Киров Владимир Степанович. Профессор каф. АЭС ОНПУ, кандидат технических наук, профессор. Область научных интересов: термодинамический анализ тепловых схем ТЭС и АЭС.
E-mail: vskirov@gmail.com



Кравченко Владимир Петрович. Зав. кафедры атомных электростанций ОНПУ, доктор технических наук, профессор. Область научных интересов: технико-экономическая оптимизация параметров энергоустановок.
E-mail: kravchenko@opu.ua