



УДК 621.311

ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОТУРБИННЫХ МИНИ-ТЭС, РАБОТАЮЩИХ НА УГЛЕ

Д.Т. Нгуен., Фам Д.Н., Г.Р. Мингалеева

Казанский государственный энергетический университет, г.Казань, Россия
mingaleeva-gr@mail.ru

Резюме: В работе представлены результаты расчетов основных блоков паротурбинных мини-ТЭС малой мощности: 6, 11,4, 12, 20 и 25 МВт, предназначенных для работы в автономном режиме. На основе материальных, тепловых и эксергетических балансов определены показатели эффективности – эксергетический КПД и удельные затраты топлива. Наибольший эксергетический КПД на уровне 33% имеют блоки 6, 20 и 25 МВт, что свидетельствует о возможности эффективного совмещения котельного и турбинного оборудования данной мощности, а также комплектования технологических схем мини-ТЭС на основе выпускаемого сушильно-мельничного оборудования, паровых котлов и турбин малой мощности.

Ключевые слова: мини-ТЭС, подготовка топлива, паровые котлы, паровые турбины.

Благодарности: Работа, по результатам которой написана статья, выполнена при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта №17-08-00295 «А».

ASSESSMENT OF INDICATORS OF EFFICIENCY OF THE STEAM-TURBINE MINI-THERMAL POWER PLANTS BURNING COAL

D.T. Nguyen, D.N. Fam, G.R. Mingaleeva

Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia
mingaleeva-gr@mail.ru

Abstract: In work results of calculations of main units of steam-turbine mini-thermal power plants of low power: 6, 11,4, 12, 20 and 25 MW intended for work in the autonomous mode are presented. On the basis of material, thermal and the exergy balances efficiency indicators – the exergy efficiency and specific expenses of fuel are defined. With a greatest exergy efficiency at the level of 33% have MW blocks 6, 20 and 25 that testifies to a possibility of effective combination of the boiler and turbine equipment of this power and also completing of technological schemes of mini-thermal power plant on the basis of the released drying and mill equipment, boilers and turbines of low power.

Keywords: mini-thermal power plant, fuel preparation, boilers, steam turbines

Acknowledgments: Work by results of which article is executed is executed with financial support of the RFBR within the scientific project No. 17-08-00295 "A".

For citation: Nguyen D.T., Fam D.N., Mingaleeva G.R. Assessment of indicators of efficiency of the steam-turbine mini-thermal power plants burning coal. *Proceedings of the higher educational*

institutions. ENERGY SECTOR PROBLEMS. 2019; 21(3-4):79-89. (In Russ). DOI:10.30724/1998-9903-2019-21-3-4-79-89.

Введение

Согласно экспертным оценкам доля энергетических затрат в себестоимости продукции различных отраслей промышленности составляет от 3 до 55 %, что в основном превышает мировой уровень по соответствующим отраслям. Наиболее высокая доля затрат на топливо и энергию наблюдается в нефтеперерабатывающей промышленности – до 54,7 %. Кроме того, динамика роста тарифов на тепловую и электрическую энергию превышает темпы роста цен на продукцию, что способствует увеличению доли затрат на энергетические ресурсы [1]. Строительство собственного источника для производства электрической и тепловой энергии – малой тепловой электростанции (мини-ТЭС) – позволит добиться стабилизации затрат по данной статье расходов.

Мини-ТЭС могут использоваться в труднодоступных и малоосвоенных регионах, которые удалены от централизованного энергоснабжения (примерно 50–70 % территории России), для обеспечения собственных нужд определенных объектов – жилых или промышленных, а также при наступлении чрезвычайных ситуаций.

Актуальность развития малой распределенной энергетики связана также с экономическим подъемом в зонах централизованного электроснабжения и, соответственно, с затруднениями в оперативном подключении или с отсутствием технологических возможностей присоединения к электрическим сетям.

Топливо-энергетический баланс России в настоящее время существенно сдвинут в сторону использования природного газа, доля которого при производстве тепловой и электрической энергии превышает 70 %. Наряду с известными и неоспоримыми преимуществами данного вида топлива по сравнению с другими, такое положение создает реальную угрозу энергетической безопасности страны [2]. Основным видом топлива для европейской части России и уральских регионов, где проживает более 82 % населения, является природный газ. При этом известно, что поставляемое топливо добывается преимущественно в одном газодобывающем районе Тюменской области и транспортируется на расстояние более 2 тыс. км. Существующая газотранспортная система имеет сложную и разветвленную структуру и «узкие» места, случайное или намеренное повреждение которых может нанести колоссальный ущерб экономике страны. Кроме того, сама газотранспортная система, основа которой была сформирована еще в период существования Советского Союза, существенно изношена [3]. Отмечено, что более 70 тыс. км (42 % от общей протяженности) магистральных газопроводов находится в эксплуатации более 30 лет и требует реконструкции. Аналогичное положение сложилось и с компрессорными станциями.

В таких условиях вводимые в эксплуатацию новые энергетические объекты должны быть максимально диверсифицированы по виду используемого топлива, а объекты малой распределенной энергетики ориентироваться на местное, более дешевое топливо, чтобы быть конкурентоспособными по себестоимости производимой энергии. В пользу развития малой распределенной генерации свидетельствует и тот факт, что в настоящее время, несмотря на реформы в энергетической отрасли, конкуренция остается крайне слабой и потребитель, даже достаточно крупный, не имеет выбора поставщика тепловой и электрической энергии. Имеющиеся аналитические оценки подтверждают, что стоимость централизованного энергоснабжения сравнивается с ценой собственной генерации [4]. При этом распределенные источники энергоснабжения уже могут составлять значительную конкуренцию на энергетическом рынке и способствовать установлению более низких цен.

В настоящее время в России доля малой автономной энергетики оценивается примерно в 5–7 %, в основном это дизельные электростанции единичной мощностью

340 кВт и суммарной – 17 млн. кВт, вырабатывающих до 50 млрд. кВт ч и потребляющих около 17 млн. т у.т. в год [5].

Мировой опыт свидетельствует о том, что доля малой автономной энергетики при выработке электрической энергии может быть, как минимум, в 2 раза выше, как в промышленно развитых странах, где данное направление поддерживается законодательно. В Великобритании, например, владельцам экологически «чистых» мини-электростанций возвращается часть налогов, в Германии существуют льготы и компенсации для владельцев энергетических установок, а централизованные сети принимают у них излишки энергии по выгодным тарифам. Владельцы автономных энергоисточников также освобождаются от налогов в некоторых штатах США, им еще компенсируется часть капитальных расходов [6, 7]. Таким образом, во многих странах, правительства которых заинтересованы в развитии здоровой конкуренции на энергетическом рынке, развитие малой автономной энергетики обеспечивается законодательными и организационными мерами.

На федеральном уровне в перспективе до 2030 года планируется значительное увеличение доли угля и других видов твердого топлива при производстве тепловой и электрической энергии, поскольку разведанные запасы его огромны и составляют 193,3 млрд. тонн (из них бурый уголь – 101,2, каменный уголь – 85,3 и антрациты – 6,8 млрд. тонн), что обеспечивает российскую экономику данным видом топлива на 550 лет [8].

На сегодняшний момент уже существуют реально действующие мини-ТЭС и, хотя они проектируются и строятся под конкретные условия работы, можно выделить некоторые типовые схемы и классифицировать их по основному оборудованию: паровые котлы с паровыми турбинами, газотурбинные установки с котлами-утилизаторами и дизель-генераторы [5]. Твердое топливо (уголь, торф, промышленные углеродсодержащие отходы) в данных схемах может сжигаться в топках паровых котлов или перерабатываться в энергетический газ, который затем сжигается в топках газовых котлов или камерах сгорания ГТУ. Оборудование для термической переработки твердого топлива – газогенераторы и пиролизеры – пока не выпускаются серийно. Поэтому внедрение технологий малой распределенной автономной генерации, использующей уголь и другие виды твердого органического топлива, целесообразно начать с традиционных для российской энергетики схем с паротурбинными установками.

Основная часть

Рассмотрим технологическую схему паротурбинной мини-ТЭС, показанную на рис. 1 [9].

Топливо (Кузнецкий тощий уголь) в пылевидном состоянии поступает в горелки парового котла, который оборудован двухступенчатым пароперегревателем, который предназначен для подготовки пара с требуемыми параметрами для паровой турбины. В опускном газоходе котла установлены в рассечку по две ступени экономайзера и воздухоподогревателя. Кроме того, для регулирования температуры пара перед второй ступенью установлен поверхностный пароохладитель, куда поступает питательная вода после первой ступени экономайзера. Питательная вода и конденсат подогреваются в подогревателях низкого (ПНД) и высокого (ПВД) давления. Сетевая вода нагревается паром из отбора турбины в основном бойлере. В пиковом режиме для нагрева сетевой воды используется острый пар из редуционно-охладительной установки (РОУ).

Алгоритм расчета данной схемы предполагает последовательность действий, показанную на рис. 2.

В качестве топлива используется Кузнецкий уголь марки Т. На первом этапе подбирается паровая турбина, соответствующая требуемой мощности, которая определяется с учетом резервирования агрегатов. По расходу и параметрам пара, который необходимо подавать на турбину, выбирается паровой котел, работающий на твердом топливе. Качественные характеристики используемого в качестве топлива угля определяют

тип и состав системы пылеприготовления. Расчет данного блока является наиболее трудоемким, поэтому в данной статье приводится подробно. Основные показатели эффективности рассчитываются на основе положений эксергетического анализа, который позволяет сравнить объекты, имеющие многоцелевое назначение, например производящие тепловую и электрическую энергию, а также побочные продукты [10, 11].

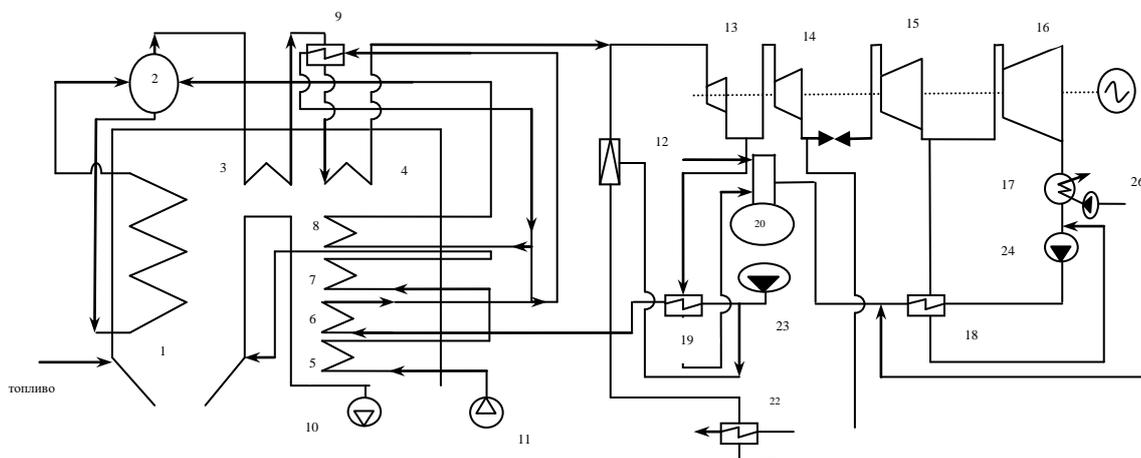


Рис. 1. Технологическая схема паротурбинной мини-ТЭС: 1 – топка; 2 – барабан котла; 3, 4 – первая и вторая ступени пароперегревателя соответственно; 5, 7 – первая и вторая ступени воздухоподогревателя; 6, 8 – первая и вторая ступени водяного экономайзера; 9 – охладитель пара; 10 – дымосос; 11 – дутьевой вентилятор; 12 – РОУ; 13, 14, 15, 16 – отсеки турбины; 17 – конденсатор турбины; 18 – ПНД; 19 – ПВД; 20 – деаэрактор; 21 – сетевой подогреватель; 22 – пиковый подогреватель; 23 – питательный насос; 24, 25 – конденсатные насосы; 26 – циркуляционный насос; 27 – сетевой насос

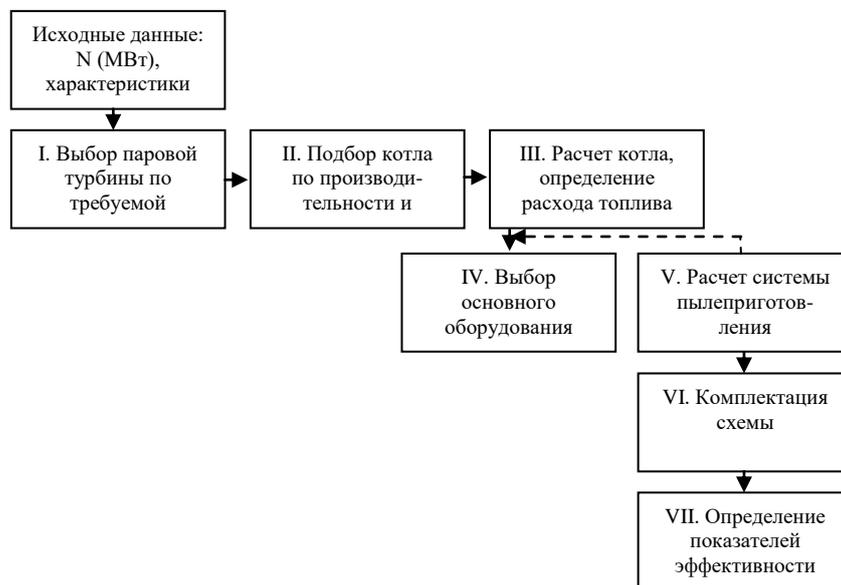


Рис. 2. Алгоритм расчета технологической схемы паротурбинной мини-ТЭС

Паровая турбина подбиралась по требуемой мощности и во взаимосвязи с параметрами пара, получаемого в паровом котле. Существующая номенклатура паровых турбин малой мощности (до 25 МВт) не отличается значительным разнообразием. Данные турбины производятся Калужским турбинным заводом.

Расчет парового котла при сжигании Кузнецкого угля марки Т проводился в соответствии с нормативным методом [12].

Для сушки и пылеприготовления угля из типовых схем выбрана наиболее компактная замкнутая индивидуальная система с прямым вдуванием угольной пыли в топку котла и сушкой воздухом, работающая под давлением. Для данной системы определялся расход сушильного агента – воздуха. В подобных системах могут использоваться углеразмольные мельницы трех типов: шаровые барабанные (ШБМ), молотковые (ММ) и среднеходные валковые (МВС). Для мини-ТЭС из существующего типоразмерного ряда подходят только шаровые барабанные и молотковые мельницы.

Тепловой баланс системы данного типа записывается следующим образом (все составляющие указаны в кДж на 1 кг сырого топлива):

$$q_1 + q_{\text{мех}} - q_{\text{исп}} - q_2 - q_{\text{тл}} - q_5 = 0. \quad (1)$$

где q_1 , q_2 – теплота сушильного агента на входе в мельницу и на выходе из нее соответственно; $q_{\text{мех}}$ – теплота, выделяющаяся в результате работы мелющих органов мельницы; $q_{\text{исп}}$ – теплота, затраченная на испарение влаги топлива; $q_{\text{тл}}$ – физическая теплота топлива; q_5 – потери теплоты в окружающую среду через стенки оборудования.

Поскольку система работает под давлением, составляющая, связанная с присосами наружного воздуха в систему, не учитывается. Расчет составляющих теплового баланса производится следующим образом.

Сначала задается температура сушильного агента на входе в мельницу. При подсушке топлива горячим воздухом верхний предел начальной температуры сушильного агента определяется на 10 °С ниже температуры воздуха за воздухоподогревателем на основе данных [13].

Затем определяется количество теплоты, выделившейся в результате работы мелющих органов мельницы, $q_{\text{мех}}$. При расчете $q_{\text{мех}}$ определяются затраты энергии на размол. При этом учитывается тип мельницы. Если в системе подготовки данного типа установлена ШБМ, то удельный расход электроэнергии на размол, кВт ч/т, определяется по формуле

$$\mathcal{E}_p = \frac{N_c + N_{\text{доп}}}{B}, \quad (2)$$

где N_c – мощность, потребляемая электродвигателем из сети, кВт, равна:

$$N_c = \frac{N_{\text{в.л.}}}{\eta_{\text{эл}}}, \quad (3)$$

$\eta_{\text{эл}}$ – КПД электродвигателя, лежащий в пределах 0,92–0,94; $N_{\text{доп}}$ – дополнительная мощность, расходуемая на охлаждение и возбуждение двигателя, на привод маслоснасосов и некоторые другие нужды, кВт (при применении синхронных двигателей $N_{\text{доп}} \approx 50$ кВт, при быстроходных асинхронных двигателях $N_{\text{доп}} \approx 15$ кВт).

В формуле (2) B – размольная производительность мельницы, определяемая по формуле

$$B = K_c K_{\text{всн}} a \varphi^{0,8} \psi_{\text{б}}^{0,6} V_{\text{б}}, \quad (4)$$

где $K_c = K_{бр}K_{эк}$ – коэффициент, представляющий собой произведение следующих величин: $K_{бр}$ – коэффициент формы брони, равный 1,0 для неизношенной волнистой брони; $K_{эк}$ – коэффициент, учитывающий снижение производительности мельницы при эксплуатации (принимается равным 0,9); $K_{вен}$ – коэффициент, учитывающий влияние вентиляции барабана на производительность мельницы, его значение определяется с помощью графиков, построенных по результатам промышленной эксплуатации систем [14]; a – вспомогательная величина, зависящая от свойств топлива и полученной пыли; $\psi_б$ – степень заполнения барабана шарами; $V_б$ – внутренний объем барабана мельницы. Все составляющие в формуле (4) определяются по зависимостям, представленным в работе [14].

При определении коэффициента вентиляции $K_{вен}$ для вентилируемых ШБМ оптимальный расход сушильного агента через мельницу по условиям размола рассчитывается, м³/ч, по следующей зависимости:

$$V_{МВопт} = \frac{0,9V_б}{\varphi} (1000\sqrt[3]{K_{ло}} + 36R_{90}\sqrt{K_{ло}}\sqrt[3]{\psi_б}). \quad (5)$$

где φ – безразмерная величина, характеризующая частоту вращения барабана [14]; $K_{ло}$ – коэффициент размолоспособности; R_{90} – доля частиц, оставшихся на сите с размером ячеек 90 мкм.

Мельничный вентилятор по производительности подбирается таким образом, чтобы ее значения были близки к $V_{МВопт}$, т.е. $K_{вен} \approx 1,0$.

В формуле (3) мощность, потребляемая на вращение барабана, МВт, приведенная к валу электродвигателя, рассчитывается по соотношению

$$N_{в.д} = \frac{1}{\eta_{п}} (0,122D_б^3 L_б n_б \rho_{шн} \psi_б^{0,9} K_{бр} K_{тл} + 1,86D_б L_б n_б S_б), \quad (6)$$

где $\eta_{п}$ – КПД привода без учета КПД электродвигателя (для мельниц с зубчатым приводом и редуктором $\eta_{п} = 0,865$, для мельниц с фрикционным приводом и редуктором, а также для зубчатого привода без редуктора $\eta_{п} = 0,885$, для мельниц с фрикционным приводом без редуктора $\eta_{п} = 0,905$); $\rho_{шн} = 4,9$ т/м³ – насыпная плотность шаров; $K_{тл}$ – коэффициент, учитывающий свойства размалываемого топлива, можно определить по справочным данным [14] в зависимости от вида топлива и степени заполнения барабана шарами; $L_б$ – внутренняя длина барабана, м; $n_б$ – частота вращения барабана, об/мин; $S_б$ – толщина стенки барабана, включая броню (по средней линии волн), м.

При определении затрат теплоты на нагрев топлива $q_{тл}$ температура за мельницей t_2 определяется по справочным данным в зависимости от критерия взрываемости топлива K_T [14].

При установке в системе молотковой мельницы (ММ) затраты энергии на размол топлива определяются по формуле

$$\Xi = \frac{N}{B} = \frac{N_i N_{x.x}}{B}, \quad (7)$$

где относительная мощность N_i определяется по формуле

$$N_i = N_{i0} k_{аб} k_{кон}, \quad (8)$$

в которой N_{i_0} – относительная мощность, зависит от окружной скорости ротора и типа сепаратора, выбирается по справочным данным [14, 16] (допускается отклонение величины N_{i_0} от значений, определенных по графику, в пределах $\pm 15\%$); $k_{аб}$, $k_{кон}$ – эксплуатационные коэффициенты [14].

В формуле (7) $N_{х.х}$ – мощность холостого хода, кВт, определяется по формуле

$$N_{х.х} = 7 \cdot 10^{-5} u^3 D L \beta c_{\sigma} \sqrt{m_D}; \quad (9)$$

здесь D – диаметр ротора; c_{σ} – коэффициент, учитывающий влияние конструкции размольной камеры (для мельниц с открытой размольной камерой $c_{\sigma}=1$, для мельниц с закрытой размольной камерой при угле закрытия ротора не менее 260° $c_{\sigma}=0,6$); L – длина ротора, м; m_D – количество бил по окружности, шт; β – коэффициент, учитывающий относительную высоту била:

$$\beta = 1 - 0,7 \left(1 - \frac{2h}{D} \right)^4, \quad (10)$$

где h – полная высота била, включая проушины, м.

Производительность молотковых мельниц с центробежными и инерционными сепараторами определяется по формуле [14], т/ч:

$$B = c \cdot 10^{-5} u^3 L m_D^{0,25} (1,43 N_i - 1)^{0,7} P_T P_B K_{эк} K_{зак}, \quad (11)$$

где B – производительность, т/ч; c – коэффициент, учитывающий влияние конструкции сепаратора на работу мельницы (для мельниц с инерционным сепаратором $c=1,5$, для мельниц с центробежным сепаратором $c=1,4$); u – окружная скорость ротора, м/с; L – длина ротора, м; m_D – количество бил по окружности, шт.; N_i – относительная мощность мельницы; P_T – коэффициент, учитывающий влияние физических свойств топлива и крупности пыли на производительность мельницы; P_B – коэффициент, учитывающий влияние вентиляции на производительность мельницы; $K_{эк}$ – коэффициент, учитывающий снижение производительности мельниц в эксплуатационных условиях вследствие износа бил (обычно принимают $K_{эк}=0,85$); $K_{зак}$ – коэффициент, учитывающий влияние степени закрытия ротора (для мельниц с открытым ротором $K_{зак}=1$, для мельниц с закрытым ротором $K_{зак}=0,7$).

При тепловом расчете пылеприготовительных установок учитывается только взаимосвязь между влажностью пыли, температурой сушильного агента в конце установки и начальной влажностью топлива. Такая связь выявляется отдельно для условий сушки топлива смесью топочных газов с воздухом и для сушки топлива горячим воздухом. При проведении теплового расчета пылесистемы влажность пыли принимается согласно условиям сжигания в котле, а температура в конце установки выбирается по графикам [14].

После проведения теплового расчета принятое значение t_2 должно согласовываться с относительной влажностью сушильного агента, покидающего установку. Во всех случаях температура агента t_2 должна быть выше температуры точки росы водяных паров. Если принятая температура t_2 не удовлетворяет указанным условиям, то тепловой расчет повторяется, увеличивается количество сушильного агента или уменьшается его начальная температура.

При известных температурах на входе в установку и на выходе из нее по справочным данным определяются значения теплоемкости сухого воздуха (на входе) и влажного (на выходе) [14, 16].

Проводится предварительный расчет расхода сушильного агента на входе в установку. Затем рассчитывается влагосодержание сушильного агента на выходе из установки, отнесенное к 1 кг сухого газа. Определяется весовое и объемное количество влажного сушильного агента в конце установки при сушке горячим воздухом.

После проведенных расчетов необходимо проверить полученное значение сушильной производительности мельницы, т/ч, по формуле

$$B_c = \frac{V_2}{1000V_{\text{вл.см}}}, \quad (12)$$

где $V_{\text{вл.см}}$ – количество влажного воздуха, м³/кг; V_2 – количество влажного сушильного агента в конце установки, м³/ч, вычисляется в зависимости от расчетной производительности мельницы B_p :

$$V_2 = 1000V_{\text{вл.см}}B_p. \quad (13)$$

Сушильная производительность должна быть выше или равна расчетной, т. е. $B_c \geq B_p$. В случае, если располагаемое V_2 (например, производительность мельничного вентилятора или мельницы-вентилятора) меньше полученного по формуле (13), то необходимо увеличить принятое раньше значение или повысить температуру сушильного агента t_1 . При отсутствии этой возможности производительность установки будет ограничена условиями сушки.

Производительность мельничного вентилятора, $V_{\text{МВ}}$, м³/ч, установленного перед мельницей, работающей под давлением, определяется по формуле:

$$V_{\text{МВ}} = \frac{1000g_1B_p}{\rho_{0в}} \cdot \frac{273+t}{273}, \quad (14)$$

где t – температура воздуха перед вентилятором, °С; g_1 – расход воздуха на входе в установку, кг/кг сырого угля; $\rho_{0в}$ – плотность воздуха, кг/м³.

Расчетная производительность для выбора мельничного вентилятора принимается с запасом в 5%. По техническим характеристикам выбранного вентилятора определяется создаваемый им напор в системе.

На основе полученных расчетных данных по энергетическим и материальным потокам, входящим в каждый элемент установки и выходящим из него, определялась их эксергия, эксергетическая эффективность отдельных блоков и всей технологической схемы.

Эксергетический метод является наиболее общим способом термодинамического исследования различных процессов преобразования энергии. Он позволяет наглядно определить степень совершенства и источники потерь в установках и найти пути их совершенствования.

Данный метод достаточно широко представлен в работах, связанных с исследованием систем, работающих по принципу комбинированной выработки тепловой и электрической энергии [10, 11], однако к объектам малой энергетики, работающих на твердом топливе, применяется крайне редко.

Важнейшие составляющие эксергии – физическая и химическая, в сумме они дают термическую эксергию E_t . Физическая эксергия E – это та часть эксергии, которая является результатом несовпадения температуры и давления рассматриваемого вещества с температурой и давлением окружающей среды. Эксергия, возникающая из-за разницы составов, представляет собой химическую эксергию E_x . Химическая эксергия угля может быть определена различными способами [17]. В рассматриваемой работе удельная химическая эксергия каменного угля e_x , кДж/кг, определяется по соотношению, предложенному Степановым В.С. [18]:

$$e_x = \left[1,009 + \frac{0,131O + 0,116W}{100 - (A + W)} \right] Q_H^P, \quad (15)$$

где O – содержание кислорода в угле на пересчете на рабочую массу, %; W и A – влажность и зольность угля в пересчете на рабочую массу, %; Q_H^P – низшая теплотворная способность угля, кДж/кг.

Основным процессом в системах пылеприготовления является сушка, совмещенная с измельчением в углеразмольных мельницах. Все составляющие эксергетического баланса процесса сушки и измельчения могут быть определены по известным зависимостям (Дж/с или Вт) [5], эксергетический коэффициент полезного действия $\eta_{с.м}$ – по формуле:

$$\eta_{с.м} = \frac{E''_y + E''_{исп} + E''_{с.а}}{E'_{с.а} + \sum_{i=1}^n L_i + E'_y + E_{мех}}, \quad (16)$$

где L_i – электрическая мощность, затрачиваемая на оборудование для сушки и измельчения; n – количество аппаратов, имеющих электрический привод; $E''_{исп}$ – эксергия, затрачиваемая на испарение влаги из угля; $E'_{с.а}$, $E''_{с.а}$ – эксергия сушильного агента на входе и на выходе из мельницы, E'_y , E''_y – эксергия угля, поступающего в мельницу, и измельченного угля, $E_{мех}$ – эксергия теплоты, выделяющейся при измельчении угля.

Эксергетическая эффективность парового котла вычисляется по соотношению:

$$\eta_{п.к} = \frac{E''_п}{E'_{п.с} + E''_{п.в}}, \quad (17)$$

$E'_{п.в}$ – эксергия питательной воды, поступающей в котел-утилизатор; $E''_п$ – эксергия пара, образующегося в котле-утилизаторе; $E'_{п.с}$ – эксергия продуктов сгорания, поступающих в котел-утилизатор.

Эксергетический КПД паровой турбины определяется следующим образом:

$$\eta_{п.т} = \frac{N_{э} + E''_{п.т}}{E''_п + \sum_{i=1}^m L_i}, \quad (18)$$

где $N_{э}$ – электрическая мощность, вырабатываемая электрогенератором паровой турбины; $E''_{п.т}$ – эксергия пара, направляемого на теплофикацию; $E''_п$ – эксергия пара, поступающего на паровую турбину от котла-утилизатора; L_i – электрическая мощность, затрачиваемая на вспомогательное оборудование; m – количество единиц вспомогательного оборудования паровой турбины, имеющего электрический привод.

Для более полной оценки эффективности мини-ТЭС, работающей на твердом топливе и производящей тепловую и электрическую энергию, используется эксергетический КПД паротурбинной мини-ТЭС, в который не входят внутренние потоки паротурбинной установки:

$$\eta_{мини-ТЭС} = \frac{N_{э} + E''_{п.т}}{E'_y + \sum_{i=1}^k L_i + E'_в + E'_{п.в} + E_{мех}}, \quad (19)$$

где k – общее количество единиц вспомогательного оборудования мини-ТЭС, имеющего электрический привод. Остальные обозначения в формуле (19) такие же, как в формулах (16)–(18).

Результаты и обсуждение

Подбор оборудования осуществлялся на основе известных методик расчета и проектирования систем подготовки топлива, котельных установок и паровых турбин, марки выбранных котлов, паровых турбин и мельниц представлены в табл. 1. Анализ представленных результатов показывает, что эффективность котлов-утилизаторов различной мощности в диапазоне паропроизводительности от 25 до 90 т/ч находится примерно на уровне 48% за исключением котла КЕ 25-14-225С, имеющего меньшие показатели. Эксергетические КПД паровых турбин малой мощности существенно различаются. Наибольшее значение соответствует турбине П-6-1.2/0.5 мощностью 6 МВт. Турбины мощностью 11 и 12 МВт обладают меньшей эксергетической эффективностью – 44,5 и 46,9 % соответственно. Также низкое значение КПД у углеразмольных мельниц ММТ 1300/2300/735 и ШБМ 250/390, которые выбраны для мини ТЭС мощностью 12 и 20 МВт соответственно.

В качестве показателей эффективности рассмотрен эксергетический КПД мини-ТЭС и удельный расход угля, результаты представлены в табл. 2.

Таблица 1

Основное оборудование для паротурбинной мини-ТЭС

№	Электрическая мощность мини-ТЭС, МВт	Марка котла-утилизатора	Эксергетический КПД котла $\eta_{п.к.}$, %	Марка паровой турбины	Эксергетический КПД турбины $\eta_{п.т.}$, %	Марка углеразмольной мельницы	Эксергетический КПД сушильно-мельничной установки, $\eta_{с.м.}$, %
1	6	КЕ 25-14-225С	42,1	П-6-1.2/0.5	79,7	ММТ 1000/710/980	27,88
2	11,4	Е 65-3.9-440 КТ	48,2	К 11-1. (КТЗ)	44,5	ШБМ 220/330	27,07
3	12	КЕ 65-3.9-440 КТ	48,2	К 12-4.2	46,9	ММТ 1300/2300/735	24,74
4	20	Е 75-3.9-440 КТ	48,3	ПТГ-20	67,5	ШБМ 250/390	24,26
5	25	Е 90-3.9-440 КТ	47,7	ПТГ-30	70,4	ММТ 1300/2030/735	28,68

Таблица 2

Показатели эффективности мини-ТЭС

№	Электрическая мощность мини-ТЭС, МВт	Расход угля, кг/с	Эксергетический КПД мини-ТЭС, %	Удельный расход угля, г/МВт
1	6	0,757	33,6	126
2	11,4	2,25	21,3	197
3	12	2,246	22,4	187
4	20	2,6	32,3	130
5	25	3,112	33,7	124

Заключение и выводы

Наибольший эксергетический КПД на уровне 33 % имеют блоки 6, 20 и 25 МВт, что свидетельствует о возможности эффективного совмещения котельного и турбинного оборудования данной мощности, а также комплектования технологических схем мини-ТЭС

на основе соответствующих сушильно-мельничных установок, паровых котлов и турбин малой мощности.

Литература

1. Иванов В.А. Анализ энергозатрат в различных отраслях промышленности // Наукоедение. 2015. Т.7, №1. С.1–18. [Электронный ресурс]. Режим доступа: URL: <http://naukovedenie.ru/PDF/144TVN115.pdf> (Дата обращения 01.03.2018).
2. Сендеров С.М., Рабчук В.И., Еделев А.В. Особенности формирования перечня критически важных объектов газотранспортной сети России с учетом требований энергетической безопасности и возможные меры минимизации негативных последствий от чрезвычайных ситуаций на таких объектах // Известия академии наук. Энергетика. 2016. №1. С.70–78.
3. Сухарев М.Г., Кулик В.С. Влияние недостоверности информации при планировании режимов систем газоснабжения и принятии решений по их развитию // Известия академии наук. Энергетика. 2015. №4. С.69–83.
4. Веселов Ф.В., Соляник А.И. Состояние и перспективы инвестиционной деятельности в постреформенной электроэнергетике // Известия академии наук. Энергетика. 2015. №1. С.105–83.
5. Афанасьева О.В., Мингалеева Г.Р. Моделирование технологических схем мини-ТЭС. М.: Издательский дом МЭИ, 2014. 220 с.
6. Котлер В.Р. Мини-ТЭС: зарубежный опыт // Теплоэнергетика. 2006. № 8. С. 69–71.
7. Ghioca L., Panait L., Pressel S., Prutu G. Conditii tehnice si economice de rentabilizare a unor centrale termice si de termoficare, mici, din cadutul RENEL // Energetica. A. 1993. Vol. 41. No 5. P. 214–223.
8. Энергетическая стратегия России на период до 2030. Утверждена распоряжением Правительства Российской Федерации от 13 ноября 2009 г. № 1715-р. [Электронный ресурс]. URL: <https://minenergo.gov.ru/node/1026> (дата обращения 03.11.2017).
9. Клер А.М., Маринченко А.Ю., Сушко С.Н. Оптимизация паротурбинного энергоблока угольной мини-ТЭС с учетом переменных графиков тепловых и электрических нагрузок // Теплофизика и аэромеханика. 2006. №2. С. 303–314.
10. Gao L., Jin H., Liu Z. Exergy analysis of coal-based polygeneration system for power and chemical production // Energy. 2004. Vol. 29. P. 2359–2371.
11. Ghosh S., De S. Energy analysis of a cogeneration plant using coal gasification and solid oxide fuel cell // Energy. 2006. 31. P. 345–363.
12. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод / коллектив авторов; под ред. Н.В. Кузнецова и др. М. : ЭКОЛИТ, 2011.
13. Липов Ю.М. и др. Компоновка и тепловой расчет парового котла: учеб.пособие для вузов. М.: Энергоатомиздат, 1988.
14. Назмеев Ю.Г., Мингалеева Г.Р. Системы топливоподачи и пылеприготовления ТЭС: Справочное пособие. М.: Издательский дом МЭИ, 2005.
15. РД 153-34.1-03.352-99. Правила взрывобезопасности топливоподачи и установок для приготовления и сжигания пылевидного топлива. М.: РАО «ЕЭС России», 1999.
16. Расчет и проектирование пылеприготовительных установок котельных агрегатов. М.-Л.: ЦКТИ, 1971.
17. Eisermann W. Johnson, Conger P. W.L. (1980) Estimating Thermodynamic Properties of Coal, Char, Tar and Ash. Fuel Process. Technol., 3, 39–53.
18. Степанов В.С. Химическая энергия и эксергия веществ. Новосибирск: Наука, 1990. 163 с.

Авторы публикации

Нгуен Дык Тоан – аспирант Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Фам Данг Ням – аспирант Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Мингалева Гюзель Рашидовна – д-р техн. наук, зав. кафедрой «Энергетическое машиностроение» (ЭМ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

References

1. Ivanov V. A. The analysis of energy consumption in various industries//Science of science, 2015. Т.7, No. 1. Page 1–18. [Electronic resource]. Access mode: URL: <http://naukovedenie.ru/PDF/144TVN115.pdf> (Date of the address 3/1/2018).
2. Senderov S.M., Rabchuk V.I., Edelev A.V. Features of formation of the list of critical objects of the russian gas pipeline network from the viewpoint of energy security and ways to minimize negative consequences of emergency situations at such objects // Proceedings of the Russian Academy of Sciences. Power Engineering. 2016. No. 1. Page 70–78.
3. Sukharev M.G., Kulik V.S. Influence of information uncertainty on decisions in the region of managing and development of the gas supply system // Proceedings of the Russian Academy of Sciences. Power Engineering. 2015. No. 4. Page 69–83.
4. Veselov F.V., Solyanik A.I. Current state and a prospect of the investment activity in the russian power sector after the reform // Proceedings of the Russian Academy of Sciences. Power Engineering. – 2015, No. 1. Page 105–83.
5. Afanasyeva O.V., Mingaleeva G. R. Modeling of technological schemes of mini-thermal power plant. M.: MEI publishing house, 2014. 220 pages.
6. Kotler V.R. of Mini-combined heat and power plant: foreign experience// Теплоэнергетика. 2006. No. 8. Page 69–71.
7. Ghioca L., Panait L., Pressel S., Prutu G. Conditiiile tehnice si economice de rentabilizare a unor centrale termice si de termoficare, mici, din cadutul RENEL // Energetica. A. 1993. Vol. 41. No 5. P. 214–223.
8. Energy strategy of Russia until 2030. It is approved by the order of the Government of the Russian Federation of November 13, 2009 No. 1715-r. [Electronic resource]. URL: <https://minenergo.gov.ru/node/1026> (date of the address 03.11.2017).
9. Claire A.M., Marinchenko A.Yu., Sushko S.N. Optimization of the steam-turbine power unit of coal mini-combined heat and power plant taking into account variable schedules of thermal and electric loadings//Thermophysics and aeromechanics. 2006. No. 2. Page 303–314.
10. Gao L., Jin H., Liu Z. Exergy analysis of coal-based polygeneration system for power and chemical production // Energy. 2004. Vol. 29. P. 2359–2371.
11. Ghosh S., De S. Energy analysis of a cogeneration plant using coal gasification and solid oxide fuel cell // Energy. 2006. 31. P. 345–363.
12. Thermal calculation of boiler units. Standard method / collective of authors; under the editorship of N.V. Kuznetsov, etc. M.: EKOLIT, 2011.
13. Lipov Yu.M., etc. Configuration and thermal calculation of the boiler: studies. a grant for higher education institutions. M.: Energoatomizdat, 1988.
14. Nazmeev Yu.G., Mingaleeva G. R. Systems of fuel feeding and pyleprigotovleniye of thermal power plant: Handbook. M.: MEI publishing house, 2005.
15. RD 153-34.1-03.352-99. Explosion safety rules of fuel feeding and installations for preparation and combustion of dust-like fuel. M.: RAO UES of Russia, 1999.
16. Calculation and design of pyleprigotovitelny installations of boiler units. M.-L.: TsKTI, 1971.
17. Eisermann W. Johnson, Conger P. W.L. (1980) Estimating Thermodynamic Properties of Coal, Char,Tar and Ash. Fuel Process. Technol., 3, 39–53.
18. Stepanov V.S The chemical energy and exergy of substances. Novosibirsk: Nauka. 1990. 163 pages.

Authors of the publication

Nguyen Dyk Tuoang – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

© Д.Т. Нгуен., Фам Д.Н., Г.Р. Мингалеева

Fam Dang Nyat – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

Guzel R. Mingaleeva – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

Поступила в редакцию

31 января 2019 г.