

ОПТИМИЗАЦИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ ПРИ НЕШТАТНОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ ПАРА
С ПОМОЩЬЮ Е³-АНАЛИЗА

© 2025 г. Goutam Khankari^a, *, D. V. Rajan^a, Sujit Karmakar^b

^aR&D Kolkata, Damodar Valley Corporation, DVC Hq., DVC Towers, Kolkata, 700054 India

^bMechanical Engineering Dept., NIT Durgapur, West Bengal, 713209 India

*e-mail: goutam.khankari@dvc.gov.in

Поступила в редакцию 08.08.2023 г.

После доработки 07.09.2023 г.

Принята к публикации 27.09.2023 г.

Эффективное и экологически чистое производство электроэнергии – главная цель любой энергетической отрасли. Предложен термодинамический подход к повышению эффективности работы электростанции при низкой температуре свежего пара и высокой температуре пара вторичного перегрева путем подбора оптимальной технологии эксплуатации. Этот подход основан на результатах Е³-анализа [energy (энергия), exergy (эксергия), environment (окружающая среда)]. Термодинамическое моделирование ТЭС мощностью 500 МВт на докритические параметры пара выполнено с помощью программы Cycle-Tempo при различных условиях. Частичное отключение подогревателя питательной воды на первом отборе турбины (подогревателя высокого давления – ПВД-6) без впрыска пара при низкой температуре свежего пара и высокой температуре пара вторичного перегрева позволит увеличить температуру первого (свежего пара) примерно на 0.85–1.00°C и таким образом повысить энергетический и эксергетический КПД нетто на 0.09 и 0.08% соответственно. При частичном отключении ПВД-6 с впрыском пара для регулирования температуры вторичного перегрева ухудшатся энергетические и эксергетические характеристики электростанции. Это будет сигналом инженеру по эксплуатации оборудования к отключению ПВД-6 для повышения производительности установки. Энергетический КПД нетто турбогенераторного цикла (ТГ-цикла) уменьшается при частичном отключении ПВД-6 вследствие снижения температуры питательной воды примерно на 7°C и увеличения относительных потерь энергии в цикле. Эксергетический КПД нетто ТГ-цикла возрастает из-за сокращения относительной скорости потерь эксергии, вызванного повышением качества пара. Однако при использовании впрыска пара для регулирования температуры пара вторичного перегрева увеличивается необратимость в тепловом цикле, пар не расширяется в турбине высокого давления (ТВД), что, в свою очередь, снижает эксергетический КПД. Энергетический КПД котла увеличивается из-за уменьшения потерь уходящих дымовых газов, так как их температура снижается примерно со 140 до 133°C вследствие частичного отключения ПВД-6. Эксергетический КПД котла также падает из-за роста потерь эксергии в последней ступени пароперегревателя, промежуточном пароперегревателе и экономайзере. Для угольной электростанции мощностью 500 МВт на докритические параметры пара возможны сокращение потребления угля примерно на 930 кг/ч и уменьшение выбросов CO₂ на 1183 кг/ч при применении предложенной технологии эксплуатации, а при частичном отключении ПВД-6 – без впрыска пара (для регулирования низкой температуры свежего пара). Таким образом, с помощью Е³-анализа можно подобрать наиболее подходящую технологию эксплуатации тепловой электростанции для “смягчения” угольного кризиса в электроэнергетической отрасли и защиты окружающей среды от выбросов вредных веществ.

Ключевые слова: угольная электростанция, подогреватель высокого давления, температура горячего промежуточного перегрева, энергия, эксергия, окружающая среда, температура свежего пара, технология эксплуатации, впрыск пара для регулирования температуры вторичного перегрева

DOI: 10.56304/S0040363624700450

Быстрый промышленный рост и повышение уровня жизни населения в последние десятилетия привели к увеличению спроса на энергию в целом и электроэнергию в частности [1]. В Индии

угольные электростанции покрывают основные потребности в электроэнергии, поскольку на их долю приходится около 59% суммарной выработки электроэнергии [2]. Нестабильность угле-

добычи и дефицит производимого угля, используемого для выработки электроэнергии, могут привести к сбою в экономике в целом. Таким образом, потребность в угле (в стране и мире в общем) будет сохраняться в ближайшем будущем до тех пор, пока не произойдет существенный прорыв в области получения энергии на основе возобновляемых источников. Правильное и эффективное использование угля становится все более важным из-за кризисных последствий, связанных с негативным воздействием на окружающую среду вредных веществ, образующихся при его сжигании. Более того, новейшие технологии выработки электроэнергии, например энергоэффективные энергетические установки на сверхкритические и ультрасверхкритические параметры пара, помогут улучшить технико-экономические показатели электростанции и, соответственно, снизить потребление мощности на собственные нужды.

В последнее время все больше внимания уделяется различным проектам, посвященным применению отходов для дополнительной выработки электроэнергии на ТЭС [3, 4]. В [5] предложен метод, позволяющий уменьшить энергопотребление в системе управления подачей первичного воздуха на пылеугольной ТЭС мощностью 1000 МВт, работающей на сверхкритических параметрах пара, примерно на 15%. Как показали результаты экспергетического анализа, проведенного в [6], процесс сжигания угля является фактором, оказывющим наибольшее негативное воздействие на окружающую среду. В [7] детально исследована потеря экспергии в отдельных элементах пылеугольной электростанции и сделан вывод, что воздухоподогреватель имеет более низкий экспергетический КПД, нежели другие конвективные поверхности.

Выполненный в [8] E^3 -анализ электростанций разной мощности, на которых в качестве основного топлива используют индийский высокозольный уголь, показал, что наибольшее сокращение выбросов достигается при ультрасверхкритических параметрах пара — примерно на 15–17% по сравнению с выбросами, фиксируемыми при работе ТЭС на докритических параметрах пара.

Результаты исследования экономических и экспергетических показателей котла, сжигание угля в котором осуществляется в кипящем слое, представлены в [9]. Экспергетический анализ ТЭС мощностью 210 МВт при различных условиях эксплуатации [10] позволил точно определить, что максимальные потери экспергии происходят именно в котле — около 60%. Исследования ТЭС, в цикле которой применяется солнечная энергия [11], показали, что при нагреве питательной воды с помощью такого вида энергии расход топлива снижается приблизительно на 14–19%, однако затраты на внедрение и использование этой тех-

нологии существенно превышают расходы на топливо.

Более того, при реализации оптимальных технологий эксплуатации и технического обслуживания электростанций улучшаются их термодинамические характеристики [12, 13]. В [14] предложена концепция регулирования температуры перегретого пара, нацеленная на уменьшение потерь экспергии в котле. В [15–17] были исследованы очистка дымовых газов от CO_2 и ее влияние на эффективность электростанций, а также рекомендовано применять такие технологии, как включение в тепловую схему установок, функционирующих на солнечной энергии, и интеграция в линию подачи пара паровой мини-турбины для эффективного улавливания CO_2 .

Однако в технической литературе встречается очень мало публикаций, посвященных улучшению технико-экономических показателей электростанций в нерасчетных режимах. Большинство электростанций работают при довольно низкой температуре пара на входе в турбину высокого/среднего давления из-за отсутствия угля проектных марок, а также низкого качества эксплуатации и технического обслуживания этих электростанций. Отклонение же параметров пара от расчетных значений весьма негативно влияет на выработку электроэнергии.

Можно ожидать, что правильно подобранная технология эксплуатации оборудования электростанций позволит усовершенствовать их технико-экономические показатели. В настоящей статье предложен термодинамический подход к оптимизации параметров пара на входе в турбину с целью улучшить технико-экономические показатели электростанции мощностью 500 МВт при корректном выборе технологии.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММНОГО ПАКЕТА CYCLE-TEMPO

На рис. 1 приведена тепловая схема и указано основное оборудование электростанции мощностью 500 МВт на докритические параметры пара. Были исследованы различные режимы ее работы посредством моделирования с помощью программы Cycle-Tempo [18]. Тепловая схема включает в себя водоохлаждаемый конденсатор, конденсатный насос, три подогревателя низкого давления, деаэратор, турбоприводной питательный насос, два ПВД, котел с тангенциальным расположением пылеугольных горелок, турбину высокого давления, двухпоточные турбины среднего и низкого давления, циркуляционный насос котловой воды (для обеспечения циркуляции воды в котле при высоком рабочем давлении), дутьевой вентилятор и дымосос. Это оборудова-

ние, соединенное трубопроводами, в которых циркулируют разные рабочие жидкости, образует сложную систему с потоками массы и энергии. Эксплуатационные характеристики рассматриваемой электростанции определены методом покомпонентного моделирования, при котором приняты следующие допущения:

давление p_0 и температура T_0 воздуха равны 1013 кПа и 25°C соответственно [3];

химический состав атмосферного воздуха, % (по объему): $\text{Al}_2\text{O}_3(\text{s}^1)$ – 0.01, Ar – 0.90, CO_2 – 0.03, H_2O – 3.12, O_2 – 20.30, N_2 – 75.62, $\text{SiO}_2(\text{s})$ – 0.01, SO_2 – 0.01 [11];

химический состав угля, % (по массе): зола – 48.71, С – 34.65, Н₂ – 1.80, N₂ – 1.96, O₂ – 12.56, S – 0.32;

низшая теплота сгорания (lower heating value) угля LHV_{coal} = 12.61 МДж/кг;

избыток воздуха для горения составляет приблизительно 20%;

потери, вызванные образованием CO, пренебрежимо малы и поэтому не учитываются;

на выходе из конденсатора – жидкость при температуре насыщения, давление в межтрубном пространстве соответствует 10.3 кПа [8];

изоэнтропический КПД насосов и вентиляторов равен 85% [8];

КПД генератора соответствует 98.7% [8].

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Моделирование компонентов тепловой схемы выполнено на основе законов сохранения массы и энергии, которые записываются в следующем виде:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out}; \quad (1)$$

$$\sum \dot{m}_{in} h_{in} + Q_k = \sum \dot{m}_{out} h_{out} + W, \quad (2)$$

где \dot{m} – массовый расход, кг/с; h – удельная энталпия, кДж/кг; Q_k – тепловой поток, поступивший в систему при температуре T_k , кВт; W – мощность на валу, кВт. Здесь и далее индексы *in* и *out* означают параметр на входе в систему и выходе из нее.

Выражение для баланса эксергии записывается как

$$\begin{aligned} \sum \dot{m}_{in} \varepsilon_x \text{ in} + Q_k \left(1 + \frac{T_0}{T_k} \right) &= \\ &= \sum \dot{m}_{out} \varepsilon_x \text{ out} + W + Ex_D, \end{aligned} \quad (3)$$

¹ s – стеклообразующий оксид.

где ε_x – удельная эксергия энергоносителя, кДж/кг; Ex_D – скорость потери эксергии, кВт.

Энергетический КПД нетто электростанции рассчитывают по формуле

$$\eta_{net}^{plant} = \frac{W_{gross}^{TG} - p_{aux}^{plant}}{\dot{m}_{coal} LHV_{coal}}, \quad (4)$$

где W_{gross}^{TG} – мощность (брутто) турбогенератора угольной электростанции, кВт; p_{aux}^{plant} – мощность, потребляемая на собственные нужды электростанции, в том числе на работу насосов, вентиляторов, мельниц и другого оборудования, используемого для охлаждения, кВт; \dot{m}_{coal} – массовый расход угля, кг/с.

Эксергетический КПД нетто электростанции можно определить как

$$\Psi_{net}^{plant} = \frac{W_{gross}^{TG} - p_{aux}^{plant}}{\dot{m}_{coal} \varepsilon_{coal}}, \quad (5)$$

где ε_{coal} – удельная эксергия угля, кДж/кг.

Значение ε_{coal} рассчитывается по формуле [8]

$$\begin{aligned} \varepsilon_{coal} &= (0.9775 LHV_{coal} + 2.416) \pm \\ &\pm (0.0065 LHV_{coal} + 0.054). \end{aligned} \quad (6)$$

Потери энергии и эксергии в конденсаторе вычисляют по следующим формулам:

$$E_{cond}^{rej} = \dot{m}_{cw} (h_{cw \text{ out}} - h_{cw \text{ in}}); \quad (7)$$

$$Ex_{cond}^{rej} = \dot{m}_{cw} (\varepsilon_{cw \text{ out}} - \varepsilon_{cw \text{ in}}), \quad (8)$$

где \dot{m}_{cw} – массовый расход охлаждающей воды, кг/с; $h_{cw \text{ in}}$, $h_{cw \text{ out}}$, $\varepsilon_{cw \text{ in}}$, $\varepsilon_{cw \text{ out}}$ – удельные энталпия h_{cw} и эксергия ε_{cw} охлаждающей воды на входе в конденсатор и выходе из него, кДж/кг.

Для сравнения эксплуатационных показателей турбогенераторного цикла использовали также относительные потери энергии и эксергии для всех компонентов в целом или для каждого компонента цикла в отдельности по следующим формулам [19]:

$$R_{en}^{rej} = \frac{E^{rej}}{W_{gross}^{TG}}; \quad R_{ex}^{rej} = \frac{Ex^{rej}}{W_{gross}^{TG}}, \quad (9)$$

где E^{rej} , Ex^{rej} – коэффициент подавления энергии и эксергии, кВт.

Доля сокращенных выбросов CO₂ на угольных электростанциях рассчитывали по выражению [20]

$$\begin{aligned} \text{CO}_2^{reduct} &= \\ &= \frac{\dot{m}_{coal}^{saving} \left[C - A \left(0.80 \frac{C_{C_{EA}}}{100} + 0.20 \frac{C_{C_{BA}}}{100} \right) \right] 3.67}{100}, \end{aligned} \quad (10)$$

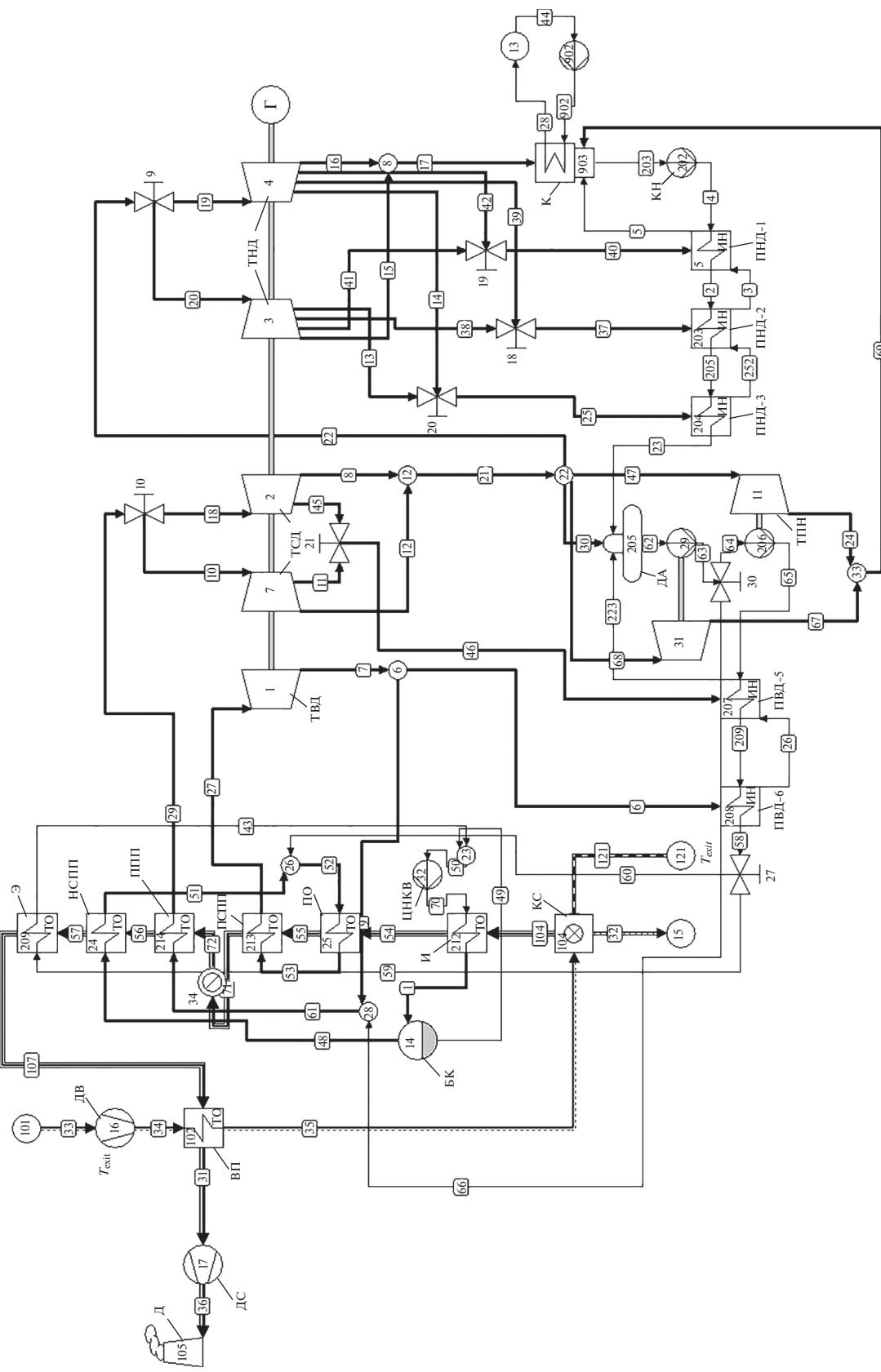


Рис. 1. Тепловая схема угольной электростанции мощностью 500 МВт на докритические параметры пара (цифрами указаны номера трубопроводов и оборудования).

КН – компенсатный насос; ННД, ПВД – полоприводители низкого и высокого давления; ПН – турбоприводной питательный насос; ГВД, ГСД, ГНД – турбины высокого, среднего и низкого давления; ЦНКВ – циркуляционный насос котлованной воды; ВП – воздуходоподогреватель (T_{exit}); ДА – деаэратор; КС – камера сточного разряда; Д – дымоход; НСПП – низкотемпературная ступень пароперегревателя; ППП – промежуточный пароперегреватель; ПО – пароохладитель; ПСПП – последняя ступень пароперегревателя; Г – генератор, ИН – импульсный нагреватель; ТО – теплообменник; К – конденсатор; ДС – дымосос; Э – экономайзер; БК – барабан котла; И – испаритель

2 На рисунке указаны и расшифрованы в подрисуночной подписи основные элементы тепловой схемы.

Таблица 1. Проверка модели путем сопоставления параметров настоящего исследования с данными [8]

Параметр	Настоящее исследование	Данные [8]	Отклонение от данных [8], %
Расход, кг/с:			
свежего пара	428.553	425.800	0.647
пара вторичного перегрева	382.119	380.500	0.425
питательной воды	428.553	425.800	0.647
конденсата	338.833	335.500	0.993
воздуха	479.031	480.900	-0.389
охлаждающей воды	15667.040	15614.700	0.335
КПД нетто электростанции, %:			
энергетический	37.879	35.900	5.513
эксергетический	33.854	32.900	2.900

где \dot{m}_{coal}^{saving} – экономия угля, кг/с; C – массовое содержание углерода, %; A – содержание золы в угле, % (по массе); C_C – массовое содержание несгоревшего углерода, %; индексы FA и VA означают летучую золу и шлак.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Термодинамический анализ установки в условиях низкой температуры пара проводился с помощью Е³-анализа с целью определить способы повышения ее производительности. Результаты анализа приведены далее.

Обоснование модели

Термодинамические характеристики модели электростанции были сопоставлены с данными из работы [8] для электростанции, работающей на высокозольном индийском угле. Наиболее важные параметры электростанции, в частности массовые расходы и КПД, хорошо согласуются с представленными в [8] результатами. Максимальное отклонение значений составляет приблизительно 5% (табл. 1) и обусловлено, в основном, изменением качества топлива.

Оптимизация эксплуатационных характеристик электростанции при различных режимах работы ПВД для регулирования температуры свежего пара

В настоящей работе рассматривается пылево-угольная электростанция мощностью 500 МВт на докритические параметры пара в режиме полной нагрузки при давлении в барабане котла приблизительно 16.7 МПа, пониженной температуре свежего пара (около 510°C) и высокой расчетной температуре пара промежуточного перегрева

(примерно 538°C). Факторов, способствующих возникновению таких условий эксплуатации, немало. Так, загрязнение поверхностей нагрева пароперегревателя (как изнутри, так и снаружи) – одна из главных причин низкой температуры свежего пара и нештатного (неправильного) соотношения топливо/воздух. Наклон горелок при небольшом загрязнении топки и протечки через уплотнения радиальных зазоров ступеней ТВД являются причинами высокой температуры пара промежуточного перегрева. Кроме того, при изменении качества угля меняется режим работы пароохладителя и паропровода сброса пара высокого давления, что приводит к аномальным колебаниям температур свежего пара и пара промежуточного перегрева.

Чтобы решить проблему, связанную с низкими температурами свежего пара и пара вторичного перегрева, применяют различные методы изменения рабочего режима, например повышают или снижают интенсивность сжигания топлива в топке, варьируют угол наклона горелок, устанавливают сажеобдувочные аппараты, переходят на более низкое давление пара и т.д. Однако существует ограничение по уменьшению давления пара во избежание смешения двухфазной смеси внутри теплообменных трубок котла. Кроме того, отключение ПВД на первом отборе турбины (ПВД-6) способствует увеличению температуры пара, однако, из-за того что температура дымовых газов на выходе из воздухоподогревателя снижается, дальнейший вывод ПВД из эксплуатации ограничен во избежание возникновения низкотемпературной сернокислотной коррозии [21].

В настоящем исследовании основное внимание уделяется другому условию, влияющему на отключение ПВД-6 и способствующему регулированию температуры свежего пара при работе электростанции при низкой температуре свежего

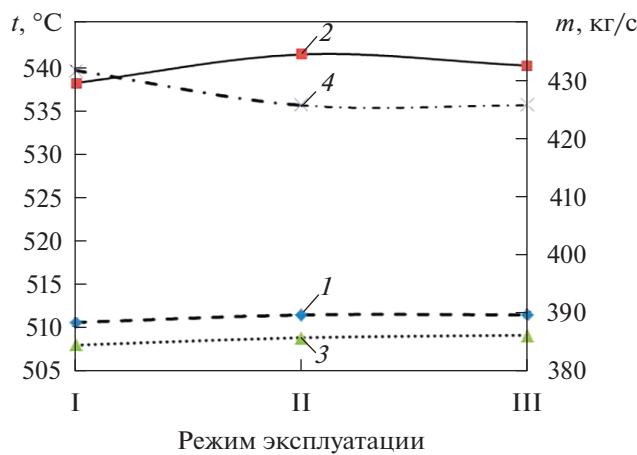


Рис. 2. Влияние температуры t и массового расхода m пара на входные параметры турбогенераторного цикла.

Режим: I – с ПВД-6; с частичным отключением ПВД-6; II – без впрыска пара; III – с впрыском пара. Температура, $^{\circ}\text{C}$: 1 – свежего пара; 2 – горячего пара вторичного перегрева; 3 – пара вторичного перегрева; 4 – свежего пара

пара и высокой расчетной температуре пара промежуточного перегрева. В табл. 2 представлены результаты вычисления эксплуатационных характеристик пылеугольной электростанции мощностью 500 МВт при работе на докритических параметрах пара при различных режимах.

Как видно на рис. 2, электростанция функционировала в базовом режиме с энергетическим и эксергетическим КПД нетто приблизительно 37.34 и 31.94% соответственно. Согласно рис. 3, эти коэффициенты увеличиваются при частич-

ном отключении ПВД-6 (для режима II). Это способствует повышению температуры свежего пара и пара вторичного перегрева (см. рис. 2). Данные, представленные на рис. 2, показывают, что при частичном отключении ПВД-6 расход свежего пара в ТВД уменьшается, а расход пара вторичного перегрева в турбине среднего давления возрастает. При повышении качества пара технико-экономические характеристики электростанции улучшаются.

Однако увеличение температуры пара вторичного перегрева сверх максимальной допустимой температуры нагрева металла (540°C) обуславливает необходимость впрыска пара (режим III, см. рис. 3). При впрыске пара для регулирования температуры вторичного перегрева эксплуатационные характеристики электростанции ухудшаются (см. рис. 3): снижается температура горячего пара вторичного перегрева и увеличивается его расход, причем ухудшение качества такого пара оказывает более сильное влияние, нежели рост его расхода, на эксплуатационные характеристики электростанции мощностью 500 МВт. Таким образом, можно сделать вывод, что процедура регулирования температуры свежего пара во время эксплуатации путем отключения ПВД-6 может выполняться до тех пор, пока не возникнет необходимость во впрыске пара для регулирования температуры пара вторичного перегрева.

Параметрический анализ ТГ-цикла при различных режимах

Проведено исследование влияния различных режимных параметров на характеристики

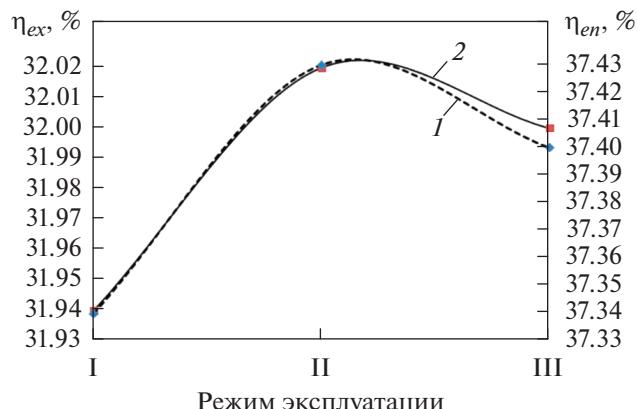


Рис. 3. Зависимость эксплуатационных характеристик электростанции от режимных параметров.

Коэффициент полезного действия нетто электростанции, %: 1 – энергетический η_{en} ; 2 – эксергетический η_{ex} .

Остальные обозначения см. рис. 2

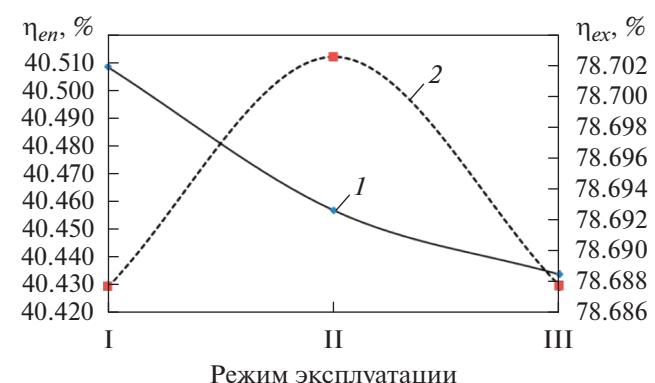


Рис. 4. Влияние режимных параметров на характеристики турбогенераторного цикла.

Коэффициент полезного действия нетто турбогенераторного цикла, %: 1 – эксергетический η_{ex} ; 2 – энергетический η_{en} .

Остальные обозначения см. рис. 2

Таблица 2. Результаты расчета параметров пара пылеугольной электростанции мощностью 500 МВт при различных рабочих режимах

Номер трубо-проводса	С ПВД-6			Частичное отключение ПВД-6								
	без впрыска пара			с впрыском пара			давление, Па × 10 ⁵	температура, °C	давление, Па × 10 ⁵	температура, °C	давление, Па × 10 ⁵	температура, °C
давление, Па × 10 ⁵			массовый расход, кг/с	давление, Па × 10 ⁵	температура, °C	массовый расход, кг/с						
1	167.100	350.89	1726.647	167.100	350.89	1702.677	167.100	350.89	1702.677	70.14	6.940	70.14
2	6.940	70.14	341.005	6.940	70.14	342.117	32.942	1.469	1.469	72.14	342.476	32.999
3	1.469	72.14	32.888	1.469	72.14	342.117	46.44	342.117	46.44	46.44	342.476	342.476
4	6.940	46.44	341.005	6.940	46.44	72.14	72.14	47.977	0.342	72.14	48.058	48.058
5	0.342	72.14	47.893	0.342	72.14	315.98	40.026	38.040	38.040	315.98	40.026	40.026
6	38.040	315.26	47.292	38.040	315.98	425.669	38.040	38.040	38.040	315.98	425.669	425.669
7	38.040	315.26	431.662	38.040	315.98	181.843	181.843	181.843	181.843	311.71	182.045	182.045
8	6.940	310.22	181.202	6.940	312.79	385.644	38.040	38.040	38.040	315.98	385.644	385.644
9	38.040	315.26	384.370	38.040	315.98	192.822	541.29	192.822	35.940	539.91	193.035	193.035
10	35.940	538.01	192.185	35.940	538.01	10.983	16.800	428.90	10.978	16.800	427.66	10.990
11	16.800	425.95	181.202	6.940	312.79	181.843	181.843	181.843	6.940	311.71	182.045	182.045
12	6.940	310.22	5.927	2.749	211.35	5.936	2.749	211.35	2.749	210.44	5.947	5.947
13	2.749	209.20	209.20	2.749	211.35	5.936	211.35	211.35	5.936	210.44	5.947	5.947
14	2.749	209.20	5.927	2.749	211.35	5.936	211.35	211.35	5.936	210.44	5.947	5.947
15	0.103	46.39	139.277	0.103	46.39	139.916	0.103	139.916	0.103	46.39	140.043	140.043
16	0.103	46.39	139.277	0.103	46.39	139.916	0.103	139.916	0.103	46.39	140.043	140.043
17	0.103	46.39	278.553	0.103	46.39	279.831	0.103	279.831	0.103	46.39	280.087	280.087
18	35.940	538.01	192.185	35.940	541.29	192.822	139.916	139.916	0.103	46.39	193.035	193.035
19	6.940	310.22	163.223	6.940	312.79	163.904	6.940	163.904	6.940	311.71	164.072	164.072
20	6.940	310.22	163.223	6.940	312.79	163.904	6.940	163.904	6.940	311.71	164.072	164.072
21	6.940	310.22	362.404	6.940	312.79	363.687	6.940	363.687	6.940	311.71	364.090	364.090
22	6.940	310.22	326.447	6.940	312.79	327.808	6.940	327.808	6.940	311.71	328.145	328.145
23	6.940	127.57	341.005	6.940	127.57	342.117	6.940	342.117	6.940	127.57	342.476	342.476
24	0.103	46.39	11.764	0.103	46.39	11.563	0.103	46.39	0.103	46.39	11.579	11.579
25	2.749	209.20	11.854	2.749	211.35	11.872	2.749	211.35	2.749	210.44	11.893	11.893
26	38.040	205.74	47.292	38.040	205.74	40.026	38.040	40.026	38.040	205.74	40.026	40.026
27	151.700	510.53	431.662	151.700	511.39	425.669	151.700	511.39	425.669	511.39	425.669	425.669

Таблица 2. Продолжение

Номер трубо-проводда	С ПВД-6			Частичное отключение ПВД-6					
	давление, Па × 10 ⁵	температура, °C	массовый расход, кг/с	без вспрыска пара		массовый расход, кг/с	давление, Па × 10 ⁵	температура, °C	температура, °C
28	1.513	40.01	15918.270	1.513	40.01	15997.840	1.513	40.01	16004.790
29	35.940	538.01	384.370	35.940	541.29	385.644	35.940	539.91	386.070
30	6.940	310.22	21.399	6.940	312.79	21.570	6.940	311.71	21.613
31	1.000	140.49	571.973	1.000	133.07	571.975	1.000	133.07	571.975
32	1.013	1050.00	8.771	1.013	1050.00	8.771	1.013	1050.00	8.771
33	1.013	25.00	479.499	1.013	25.00	479.501	1.013	25.00	479.501
34	1.040	27.63	479.499	1.040	27.63	479.501	1.040	27.63	479.501
35	1.030	248.00	479.499	1.030	248.00	479.501	1.030	248.00	479.501
36	1.060	147.50	571.973	1.060	139.98	571.975	1.060	139.98	571.975
37	1.469	149.56	21.033	1.469	151.45	21.071	1.469	150.65	21.106
38	1.469	149.56	10.517	1.469	151.45	10.535	1.469	150.65	10.553
39	1.469	149.56	10.517	1.469	151.45	10.535	1.469	150.65	10.553
40	0.342	72.14	15.006	0.342	72.14	15.034	0.342	72.14	15.059
41	0.342	72.14	7.503	0.342	72.14	7.517	0.342	72.14	7.529
42	0.342	72.14	7.503	0.342	72.14	7.517	0.342	72.14	7.529
43	166.800	306.97	431.662	166.800	303.63	425.669	166.800	303.63	425.669
44	1.013	30.00	15918.270	1.013	30.00	15997.840	1.013	30.00	16004.790
45	16.800	425.95	10.983	16.800	428.90	10.978	16.800	427.66	10.990
46	16.800	425.95	21.966	16.800	428.90	21.957	16.800	427.66	21.980
47	6.940	310.22	11.764	6.940	312.79	11.563	6.940	311.71	11.579
48	167.100	350.89	431.662	167.100	350.89	425.669	167.100	350.89	425.669
49	167.100	350.89	1294.985	167.100	350.89	1277.008	167.100	350.89	1277.008
50	166.800	342.36	1726.647	166.800	341.77	1702.677	166.800	341.77	1702.677
51	162.600	394.89	431.662	162.600	394.89	425.669	162.600	394.89	425.669
52	162.600	394.89	431.662	162.600	394.89	425.669	162.600	394.89	425.669
53	158.100	444.53	431.662	158.100	445.39	425.669	158.100	445.39	425.669
54	1.010	1231.77	571.973	1.010	1231.77	571.975	1.010	1231.77	571.975

Таблица 2. Окончание

Номер трубо-проводов	С ПВД-6			Частичное отключение ПВД-6					
	давление, $\text{Па} \times 10^5$	температура, $^{\circ}\text{C}$	массовый расход, $\text{кг}/\text{с}$	давление, $\text{Па} \times 10^5$	температура, $^{\circ}\text{C}$	массовый расход, $\text{кг}/\text{с}$	давление, $\text{Па} \times 10^5$	температура, $^{\circ}\text{C}$	массовый расход, $\text{кг}/\text{с}$
55	1.010	1124.89	571.973	1.010	1124.89	571.975	1.010	1124.89	571.975
56	1.005	727.67	571.973	1.005	724.65	571.975	1.005	724.65	571.975
57	1.005	503.39	571.973	1.005	503.39	571.975	1.005	503.39	571.975
58	169.600	252.00	431.662	169.600	245.00	425.669	169.600	245.00	425.669
59	169.600	252.00	431.662	169.600	245.00	425.669	169.600	245.00	425.669
60	162.600	252.01	0	162.600	245.02	0	162.600	245.02	0
61	38.040	315.26	384.370	38.040	315.98	385.644	38.040	315.02	386.07
62	6.940	164.61	431.662	6.940	164.61	425.669	6.940	164.61	426.095
63	38.040	165.13	431.662	38.040	165.13	425.669	38.040	165.13	426.095
64	38.040	165.13	431.662	38.040	165.13	425.669	38.040	165.13	425.669
65	169.600	167.32	431.662	169.600	167.32	425.669	169.600	167.32	425.669
66	38.040	165.13	0	38.040	165.13	0	38.040	165.13	0.426
67	0.103	46.39	2.794	0.103	46.39	2.746	0.103	46.39	2.752
68	6.940	310.22	2.794	6.940	312.79	2.746	6.940	311.71	2.752
69	0.103	46.39	14.558	0.103	46.39	14.309	0.103	46.39	14.332
70	168.600	342.52	1726.647	168.600	341.93	1702.677	168.600	341.93	1702.677
71	1.005	1008.53	571.973	1.005	1009.39	571.975	1.005	1009.39	571.975
72	1.005	1000.82	571.973	1.005	1001.68	571.975	1.005	1001.68	571.975
104	1.010	1723.10	571.973	1.010	1723.10	571.975	1.010	1723.1	571.975
107	1.000	318.00	571.973	1.000	311.00	571.975	1.000	311	571.975
121	1.030	25.00	101.245	1.030	25.00	101.245	1.030	25	101.245
203	0.103	46.39	341.005	0.103	46.39	342.117	0.103	46.39	342.476
205	6.940	107.72	341.005	6.940	107.72	342.117	6.940	107.72	342.476
209	169.600	200.74	431.662	169.600	200.74	425.669	169.600	200.74	425.669
223	16.800	175.32	69.258	16.800	175.32	61.982	16.800	175.32	62.006
252	2.749	110.72	11.854	2.749	110.72	11.872	2.749	110.72	11.893
902	2.013	30.01	15918.270	2.013	30.01	15997.840	2.013	30.01	16004.790

Таблица 3. Энергетический и эксергетический анализ турбогенераторного цикла при различных условиях работы электростанции

Режим	R_{en}^{int}	R_{en}^{rej}	R_{ex}^{int}	R_{ex}^{rej}	R_{ex}^{dest}
Без ПВД-6	2.4566	1.3942	1.2647	0.0073	0.2573
Частичное отключение ПВД-6:					
без впрыска пара	2.4599	1.3978	1.2645	0.0074	0.2571
с впрыском пара	2.4613	1.3992	1.2647	0.0074	0.2574

Примечание. R_{en} , R_{ex} – относительные энергия и эксергия; индексы *rej* – от англ. *rejection* (подавление энергии/эксерции), *int* – от англ. *input* (чистый вклад энергии в ТГ-цикл); *dest* – от англ. *destruction* (эксергетическое разрушение).

ТГ-цикла при полностью работающем ПВД-6, частичном отключении ПВД-6 без впрыска пара для регулирования температуры пара вторичного перегрева и частичном отключении ПВД-6 с действующим впрыском. Полученные результаты представлены на рис. 4 и в табл. 3.

Из рисунка следует, что энергетический КПД нетто турбогенераторного цикла уменьшается при частичном отключении ПВД-6, что способствует увеличению температуры свежего пара примерно на 0.85–1.00°C, но при этом температура питательной воды снижается приблизительно на 7°C. В результате при данном режиме средняя температура подвода тепла в ТГ-цикл падает, а относительные потери энергии в цикле возрастают (см. табл. 3). Совместно влияние этих факторов вызывает уменьшение энергетического КПД турбогенераторного цикла. Кроме того, на рис. 4 видно, что эксергетический КПД нетто ТГ-цикла возрастает при частичном отключении ПВД-6 без впрыска пара для регулирования температуры пара вторичного перегрева, а затем начинает снижаться. Анализ данных табл. 3 показал, что отно-

сительные потери эксергии ТГ-цикла сначала уменьшаются при частичном отключении ПВД-6 вследствие повышения качества пара, а не увеличиваются из-за сброса большего количества пара вторичного перегрева в конденсатор после расширения. В результате эксергетический КПД растет. Однако при использовании впрыска для регулирования температуры пара вторичного перегрева в установленных пределах эксергетический КПД турбогенераторного цикла начинает уменьшаться из-за увеличения относительных потерь эксергии в цикле, о чем свидетельствуют данные из табл. 3.

Параметрический анализ работы котла при различных режимах и действующем подогревателе питательной воды (ПВД-6)

Исследовано влияние различных режимных параметров при полностью работающем ПВД-6, частичном отключении ПВД-6 без впрыска пара и с его впрыском на эксплуатационные характеристики котла. Полученные результаты представлены на рис. 5 и в табл. 4.

Из рисунка следует, что энергетический КПД котла возрастает при частичном отключении ПВД-6 без впрыска пара для регулирования температуры пара вторичного перегрева и остается стабильным при впрыске. Однако эксергетический КПД котла уменьшается при указанных условиях эксплуатации. Энергетический КПД котла повышается благодаря уменьшению потерь от дымовых газов вследствие снижения их температуры на выходе из воздухоподогревателя со 140 до 133°C.

Уменьшение эксергетического КПД вызвано увеличением потерь эксергии в последней ступени пароперегревателя, промежуточном пароперегревателе и экономайзере, но при этом уменьшаются потери эксергии в испарителе, разделительной панели пароперегревателя, низкотемпературной сту-

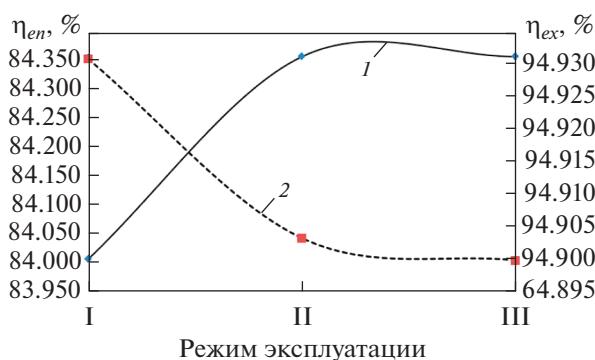


Рис. 5. Влияние условий эксплуатации на КПД котла. Коэффициент полезного действия нетто котла, %: 1 – энергетический; 2 – эксергетический. Остальные обозначения см. рис. 2

Таблица 4. Эксергетический анализ парогенератора при различных режимах работы электростанции

Параметр	С ПВД-6	Частичное отключение ПВД6	
		без впрыска пара	со впрыском пара
Количество подводимой эксергии угля, кВт	1492237.88	1492237.88	1492237.88
Потери эксергии, кВт:			
в дымовой трубе	8070.54	6955.22	6955.22
со шлаком	7021.54	7021.54	7021.54
в испарителе	163380.59	163220.13	163200.23
в разделительной панели пароперегревателя	22206.63	22165.31	22165.31
в последней ступени пароперегревателя	23903.48	24219.81	24219.81
в промежуточном пароперегревателе	147952.26	149948.97	150019.50
в низкотемпературной ступени пароперегревателя	21374.74	20990.64	20990.64
в экономайзере	12611.38	13413.90	13413.90
в воздухоподогревателе	16547.83	15541.19	15541.19
Эксергетический КПД котла, %	64.93	64.90	64.90

пени пароперегревателя и воздухоподогревателе (см. табл. 4).

Увеличение потерь эксергии в последней ступени пароперегревателя и промежуточном пароперегревателе обусловлено ростом разности температур теплоносителя и пара вторичного перегрева. При частичном отключении ПВД-6 температура питательной воды на входе в экономайзер снижается, что, в свою очередь, способствует увеличению разности температур, определяющей теплопередачу. Это приводит к росту потерь эксергии в системе, о чем свидетельствует Q, t -диаграмма на рис. 6.

Более того, потери эксергии уменьшаются в компонентах испарителя, разделительной панели пароперегревателя, низкотемпературной ступени пароперегревателя и воздухоподогревателе при

частичном отключении ПВД-6 как без впрыска пара, так и с впрыском из-за уменьшения расхода свежего пара (см. рис. 2). Однако этот процесс не наблюдается в экономайзере, так как здесь уменьшение расхода питательной воды приводит к изменению градиента температуры, вызывающему увеличение потерь эксергии. Из-за более низкой температуры питательной воды на входе в экономайзер температура дымовых газов на выходе из него снижается с 318 до 311°C и, соответственно, на входе в воздухоподогреватель. В результате градиент температуры, определяющий теплообмен между воздухом и дымовыми газами в воздухоподогревателе, уменьшается, обуславливая увеличение потерь эксергии, о чем свидетельствует Q, t -диаграмма на рис. 7.

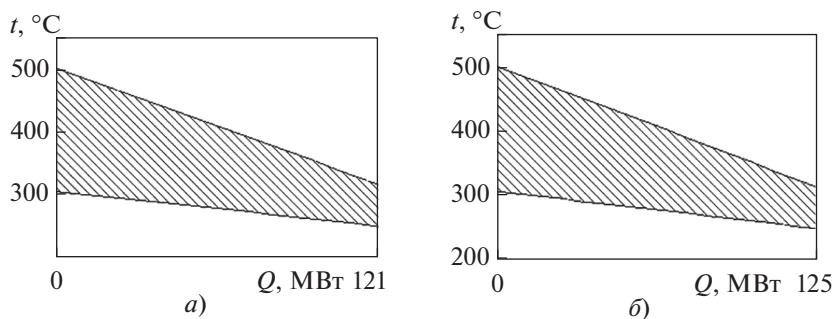


Рис. 6. Q, t -диаграмма экономайзера № 209 при различных рабочих режимах.
Режим: *а* – с работающим ПВД-6; *б* – при частичном отключении ПВД-6 без впрыска пара для регулирования температуры пара вторичного перегрева

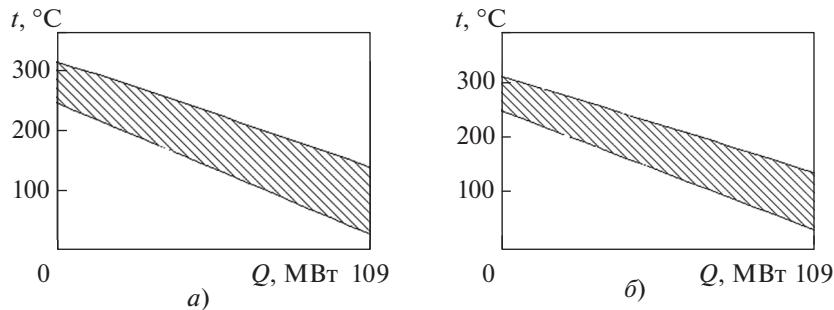


Рис. 7. Q, t -диаграмма воздухоподогревателя № 102 при различных режимах.
Обозначения см. рис. 6

Рассмотренное ранее состояние (теплопередача при низкой разнице температур, вызывающая меньшее эксергетическое разрушение) хорошо описывается с помощью энергетического и эксергетического балансов для электростанции при различных режимах, которые представлены в табл. 5 и 6 соответственно. Согласно данным табл. 6, новая технология эксплуатации позволяет сократить потери эксергии в разделительной панели пароперегревателя, ее низкотемпературной ступени и воздухоподогревателе.

Воздействие на окружающую среду

В Индии угольные электростанции – это главный источник выбросов вредных веществ в атмосферу. Углекислый газ является одним из основных газов, образующихся при сжигании угля на тепловых электростанциях и вызывающих глобальное потепление. В настоящем исследовании приводятся данные по выбросам только CO_2 на 1 кВт · ч выработанной электроэнергии при различных режимах работы ТЭС в условиях регулирования температуры свежего пара и при высокой температуре пара вторичного перегрева.

Из рис. 8 следует, что частичное отключение ПВД-6 без впрыска позволяет сократить расход угля примерно на 0.0018 кг/(кВт · ч), или на 930 кг/ч, для угольной электростанции мощностью 500 МВт. В итоге выбросы CO_2 могут уменьшиться примерно на 0.0024 кг/(кВт · ч), или суммарно на 1183 кг/ч. Таким образом, предложенный E^3 -анализ поможет разработать оптимальный процесс эксплуатации ТЭС для “смягчения” угольного кризиса в электроэнергетике и защиты окружающей среды от выбросов вредных веществ.

ВЫВОДЫ

1. Частичное отключение подогревателя питательной воды на первом отборе турбины (ПВД-6) без впрыска пара при высокой температуре пара вторичного перегрева и низкой температуре свежего пара позволит увеличить температуру последнего и таким образом повысить энергетический и эксергетический КПД нетто электростанции.

2. Частичное отключение ПВД-6 при действующем впрыске пара для регулирования температуры пара вторичного перегрева приведет к ухудшению

Таблица 5. Энергетический анализ электростанции при различных режимах ее работы

Параметр, %	С ПВД-6	Частичное отключение ПВД-6	
		без впрыска пара	с впрыском пара
КПД брутто электростанции	39.163	39.247	39.225
Потери:			
в конденсаторе	52.054	52.314	52.337
тепла с дымовыми газами	7.222	6.875	6.875
тепла со шлаком	0.918	0.918	0.918
прочие (по разности)	0.643	0.645	0.645

Таблица 6. Эксергетический анализ электростанции при различных режимах ее работы

Параметр, %	С ПВД-6	Частичное отключение ПВД-6	
		без впрыска пара	с впрыском пара
КПД брутто электростанции	33.51	33.58	33.56
Потери:			
в конденсаторе	0.23	0.24	0.24
в турбине	3.53	3.53	3.53
в подогревателях	0.16	0.16	0.16
в котле	0.54	0.47	0.47
со шлаком	0.47	0.47	0.47
в испарителе	10.95	10.94	10.94
в разделительной панели пароперегревателя	1.488	1.485	1.485
в последней ступени пароперегревателя	1.60	1.62	1.62
в промежуточном пароперегревателе	9.91	10.05	10.05
в низкотемпературной ступени пароперегревателя	1.43	1.41	1.41
в экономайзере	0.85	0.90	0.90
в воздухоподогревателе	1.11	1.04	1.04
в топке	31.25	31.13	31.14
прочие	2.97	2.98	2.99

энергетических и эксергетических показателей эксплуатации электростанции. Это послужит сигналом для инженера по работе с оборудованием к отключению ПВД, чтобы эксплуатационные показатели вернулись к нормальным значениям.

3. Энергетический КПД нетто турбогенераторного цикла уменьшается при частичном отключении ПВД-6 вследствие снижения темпе-

ратуры питательной воды примерно на 7°C и увеличения относительных потерь энергии в цикле. Эксергетический КПД нетто турбогенераторного цикла возрастает из-за уменьшения относительных потерь эксергии в связи с повышением качества пара. Однако при использовании впрыска для регулирования температуры пара вторичного перегрева увеличивается вероятность необратимости теплового цикла электростанции. Кроме того, впрыскиваемый пар не расширяется в ТВД, что, в свою очередь, приводит к снижению эксергетического КПД.

4. Энергетический КПД котла возрастает из-за уменьшения потерь, связанных с уходящими дымовыми газами, так как их температура снижается со 140 до 133°C при частичном отключении ПВД-6. Эксергетический КПД котла также уменьшается по причине увеличения потерь эксергии в последней ступени пароперегревателя, промежуточном пароперегревателе и экономайзере.

5. Предложенная технология эксплуатации, т.е. частичное отключение ПВД-6 без впрыска пара для регулирования температуры вторичного перегрева при низкой температуре свежего пара, позволит уменьшить потребление угля примерно на 930 кг/ч и выбросы CO₂ на 1183 кг/ч для пыле-

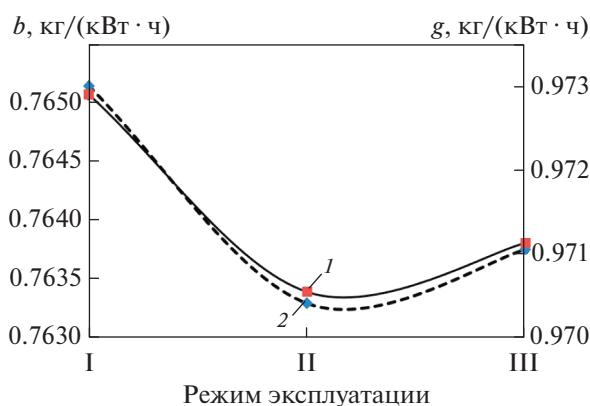


Рис. 8. Выбросы в окружающую среду углекислого газа g и удельный расход угля b на ТЭС при различных рабочих режимах.

1 — углекислый газ; 2 — уголь.

Остальные обозначения см. рис. 2

угольной электростанции мощностью 500 МВт на докритические параметры пара.

6. С помощью Е³-анализа можно разработать оптимальный процесс эксплуатации ТЭС для “смягчения” угольного кризиса в электроэнергетике и снижения вредного воздействия ее объектов на окружающую среду.

БЛАГОДАРНОСТЬ

Авторы выражают благодарность руководству DVC и группе Отдела возобновляемых источников энергии и энергоэффективности за мотивацию к подготовке статьи и ценные рекомендации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **BP** Statistical Review of World Energy – June. 68th ed. BP Energy Economics, 2019.
2. **CEA** (Central Electricity Authority of India). Executive summary report for the month of July 2018. [Электрон. ресурс.] www.cea.nic.in/reports/monthly/executivesummary/2018/exe_summary-7.pdf
3. **Khankari G., Karmakar S.** A novel solar assisted Kalina cycle system for waste heat utilization in thermal power plants // Int. J. Energy Res. 2020. V. 45. Is. 12. P. 1–13. <https://doi.org/10.1002/er.5326>
4. **Soto R., Vergara J.** Thermal power plant efficiency enhancement with Ocean Thermal Energy Conversion // Appl. Therm. Eng. 2014. V. 62. Is. 1. P. 105–112. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.09.025>
5. **A power saving control strategy for reducing the total pressure applied by the primary air fan of a coal-fired power plant / Y. Wang, Z. Ma, Y. Shen, Y. Tang, M. Ni, Y. Chi, J. Yan, K. Cen // Appl. Energy.** 2016. V. 175. P. 380–388. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.04.101>
6. **Exergetic and environmental analysis of a pulverized coal power plant / Á. Restrepo, R. Miyake, F. Kleveston, E. Bazzo // Energy.** 2012. V. 45. Is. 1. P. 195–202. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.01.080>
7. **Comprehensive exergy-based evaluation and parametric study of a coal-fired ultra-supercritical power plant / Y. Yang, L. Wang, C. Dong, G. Xu, T. Morosuk, G. Tsatsaronis // Appl. Energy.** 2013. V. 112. P. 1087–1099. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.12.063>
8. **Suresh M.V.J.J., Reddy K.S., Kolar A.K.** 3-E analysis of advanced power plants based on high ash coal // Int. J. Energy Res. 2010. V. 34. Is. 8. P. 716–735. <https://doi.org/10.1002/er.1593>
9. **Ozdemir K., Hepbasli A., Eskin N.** Exergoeconomic analysis of a fluidized-bed coal combustor (FBCC) steam power plant // Appl. Therm. Eng. 2010. V. 30. Is. 13. P. 1621–1631. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.03.020>
10. **Sengupta S., Datta A., Duttagupta S.** Exergy analysis of a 210MW coal-based thermal power plant // Int. J. Energy Res. 2006. V. 31. Is. 1. P. 14–28. <https://doi.org/10.1002/er.1224>
11. **Suresh M.V.J.J., Reddy K.S., Kolar A.K.** 4-E (Energy, Exergy, Environment, and Economic) analysis of solar thermal aided coal-fired power plants // Energy Sustainable Dev. 2010. V. 14. Is. 4. P. 267–279. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2010.09.002>
12. **Thermoeconomic** operation optimization of a coal-fired power plant / J. Xiong, H. Zhao, C. Zhang, C. Zheng, P.B. Luh // Energy. 2012. V. 42. Is. 1. P. 486–496. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.03.020>
13. **Rosen M.A., Tang R.** Improving steam power plant efficiency through exergy analysis: Effect of altering combustion air and stack gas temperature // Int. J. Exergy. 2008. V. 5. No. 1. P. 31–51. <https://doi.org/10.1504/IJEX.2008.016011>
14. **Ray T.K., Ganguly R., Gupta A.** Optimal control strategy for minimization of exergy destruction in boiler superheater // Energy Convers. Manage. 2013. V. 66. P. 234–245. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.10.013>
15. **Effects of coal characteristics to performance of a highly efficient thermal power generation system based on pressurized oxy-fuel combustion / T.Z. Tumsa, T.-Y. Mun, U. Lee, W. Yang // Int. J. Energy Res.** 2016. V. 41. Is. 1. P. 127–138. <https://doi.org/10.1002/er.3608>
16. **Karmakar S., Kolar A.K.** Thermodynamic analysis of high-ash coal-fired power plant with carbon dioxide capture // Int. J. Energy Res. 2011. V. 37. Is. 6. P. 522–534. <https://doi.org/10.1002/er.1931>
17. **Sharma M., Parvareh F., Abbas A.** Highly integrated post-combustion carbon capture process in a coal-fired power plant with solar repowering // Int. J. Energy Res. 2015. V. 39. Is. 12. P. 1623–1635. <https://doi.org/10.1002/er.3361>
18. **Cycle-Tempo** Release 5.0. Delft University of Technology, 2007.
19. **Exergy-based** performance analysis for proper O&M decision in a steam power plant / T.K. Ray, A. Datta, A. Gupta, R. Ganguly // Energy Convers. Manage. 2010. V. 51. Is. 6. P. 1333–1344. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.01.012>
20. **Nag P.K.** Engineering thermodynamics. 4th ed. Tata McGraw Hill, 2010.
21. **Chatterjee S.J., Khankari G., Karmakar S.** Performance improvement of 500 MW coal power plant at low temperature steam condition by suitable operation practice // Int. J. Energy Water Resour. 2021. V. 5. P. 287–298. <https://doi.org/10.1007/s42108-020-00104-2>

Performance Improvement of Power Plant at Aberrant Steam Temperature Condition through E³ Analysis

Goutam Khankari^a, *, D. V. Rajan^a, and Sujit Karmakar^b

^a *R&D Kolkata, Damodar Valley Corporation, DVC Hq., DVC Towers, Kolkata, 700054 India*

^b *Mechanical Engineering Dept., NIT Durgapur, West Bengal, 713209 India*

*e-mail: goutam.khankari@dvc.gov.in

Abstract—Energy efficient and environment friendly power generation is the primary goal for any power generating industries. This paper proposes a thermodynamic approach based on E³ (energy, exergy and environment) analysis for performance improvement of power plant during low main steam and high reheat (RH) temperature conditions through a suitable operation technique. Thermodynamic modeling of a 500 MW Subcritical (SubC) coal based thermal power plant is carried in “Cycle-Tempo” at different conditions. Partial withdrawal of final feed water heater (high pressure heater – HPH-6) from service without RH spray condition during low main steam (MS) temperature and high RH steam temperature condition will help to increase the MS temperature by about 0.85–1.00°C and thereby, the net plant energy and exergy efficiency will be improved by about 0.09 and 0.08% point, respectively. Partial withdrawal of HPH-6 with RH spray condition will deteriorate the plant energetic and exergetic plant performance and this will guide the operation engineer for which extend withdrawal of HPH-6 can be done for getting higher plant performance. The net energy efficiency of turbogenerator (TG) cycle decreases with partial withdrawal of HPH-6 due to decrease in the feed water temperature by about 7°C and more relative energy rejection of the cycle. The net exergy efficiency of TG cycle increases due to less relative exergy destruction rate causing from improvement in steam quality. However, the use of RH spray increases the irreversibilities in the plant and the spray does not expand in high pressure turbine (HPT) which in turn decrease the exergy efficiency. The boiler energy efficiency increases due to decrease in fluegas exit loss as the fluegas exit temperature drops from about 140 to 133°C due to partial withdrawal of HPH-6. The exergy efficiency of boiler also decreases due to increase in exergy destruction in final super heater (FSH), reheat and economizer. For a 500 MW SubC coal power plant, hourly about 930 kg of coal and about 1183 kg of CO₂ emission can be saved and reduced through this operation technique namely, partial withdrawal of HPH-6 without RH spray condition for controlling low MS temperature. Hence, the proposed analysis will help to take proper operational technique for mitigating coal crisis and safeguarding the environment as well.

Keywords: coal power plant, high pressure heater, hot reheat temperature, energy, exergy, environment, main steam temperature, operation practice, reheat spray