

Секция 2

Эффективность теплоэнергетических установок и систем

Повышение эффективности газотурбинных установок в системе эксплуатации газопроводов

Афанасьев К.Ю.

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск

afalina1@sibmail.com

В последние годы газотурбинные установки (ГТУ) приобретают все большее развитие в различных отраслях промышленных предприятий. Повышенное внимание к газотурбинным установкам в первую очередь может быть объяснено рядом преимуществ ГТУ перед их основными конкурентами. К наиболее важным достоинствам ГТУ можно отнести высокую экономичность, большие мощности при малых габаритных размерах и удельном весе, возможность использования автоматизированного управления, высокая надежность, возможность агрегатного ремонта, а также простота конструкции и обслуживания.

Эффективность и экономичность использования газотурбинных установок на компрессорных станциях газопроводов, благодаря высокой энергоемкости, компактности и автономности уже давно доказаны на примере большинства газотранспортных компаний. На сегодняшний день количество газоперекачивающих агрегатов с приводом на основе ГТУ достигло по суммарной мощности уже более 80 % от общей установленной мощности [1].

При этом стоит отметить, что на привод газоперекачивающих агрегатов (ГПА) расходуется около 30 % от перекачиваемого объема природного газа. Таким образом, одним из приоритетных направлений развития газотранспортных компаний является внедрение доступных и эффективных методов повышения КПД газотурбинных установок компрессорных станций.

Как известно, основными методами повышения эффективности ГТУ являются повышение КПД, а также улучшение экологичности (уменьшение количества вредных выбросов в атмосферу).

Разработки по повышению эффективности ГТУ можно разделить на три направления:

рекуперация тепла уходящих газов, с его повторным использованием;

модернизация термодинамических циклов в самой установке;

внедрение современных конструктивных решений по созданию тепловых двигателей.

Первое направление включает в себя утилизацию тепловой энергии для повышения эффективности самой газотурбинной установки или для вспомогательных нужд (подогрев сетевой воды, отопление, ГВС и т. д.).

Второе направление предусматривает улучшение термодинамических характеристик ГТУ за счет:

использование теплоты уходящих газов для подогрева сжатого воздуха перед входом в камеру сгорания;

промежуточное охлаждение воздуха при ступенчатом сжатии;

промежуточный подвод теплоты при ступенчатом расширении;

использование частично замкнутого циркуляционного контура [2].

Третье направление предполагает развитие таких технологий как:

создание сложных и многовальных установок, которые имеют большую эффективность и экономичность при работе на частичных нагрузках;

разработка комбинированных установок, работающих по парогазовому циклу или с поршневыми камерами сгорания;

повышение температуры перед турбиной до 2000 К [3];

разработка контактных газо-паротурбинных установок схемы «Водолей»;

приближение процесса горения в проточном тракте турбины к изотермическому за счет создания установок без камер сгорания [4].

Стоит отметить, что в работах многих авторов [5..8] даются данные о сложности и перспективности того или иного метода повышения эффективности ГТУ, однако речь чаще всего идет лишь о конечных цифрах увеличения КПД, а получить промежуточные результаты расчетов, влияющие на конечный результат не представляется возможным. Также, как уже говорилось, эффект от введения того или иного метода повышения КПД ГТУ зависит от ее класса мощности, и

выявление зависимостей для конкретного примера ГПА-16М-10, который эксплуатируется на компрессорной станции острова Сахалин, будет иметь высокое прикладное значение.

В ходе работы были рассмотрены схемы ГТУ, начиная от простой и заканчивая схемами с промежуточными подводами теплоты, промежуточными охлаждениями между ступенями компрессора, рекуперацией и т.д., а также проанализировано влияние повышения температуры перед турбиной, изменения температуры воздуха перед компрессором и введения воздушного охлаждения.

Далее приведем в графическом виде результаты относительных изменений основных показателей рассчитанных схем ГТУ на рисунках 1-5.

Исходя из представленных диаграмм видно, что схема с регенерацией имеет наибольший КПД за счет минимальной работы компрессора, при этом максимальный коэффициент полезной работы достигается в схеме с промежуточным подводом теплоты и промежуточным охлаждением.



Рис. 1 Зависимость работы на валу агрегата от конфигурации газотурбинной установки



Рис. 2 Зависимость коэффициента полезной работы от конфигурации газотурбинной установки

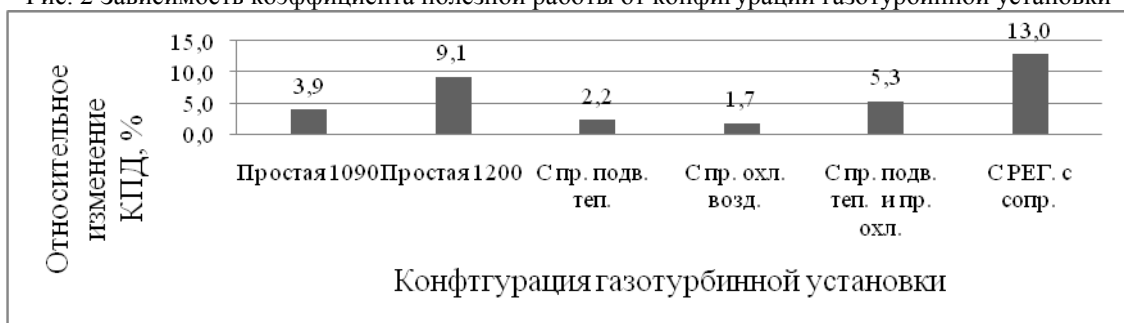


Рис. 3 Зависимость КПД от конфигурации газотурбинной установки

Также было получено, что во всех рассмотренных схемах температура газов на выходе из турбины превышает 360°C , что дает возможность использования теплоты уходящих газов для производства дополнительной тепловой энергии для отопления и ГВС.

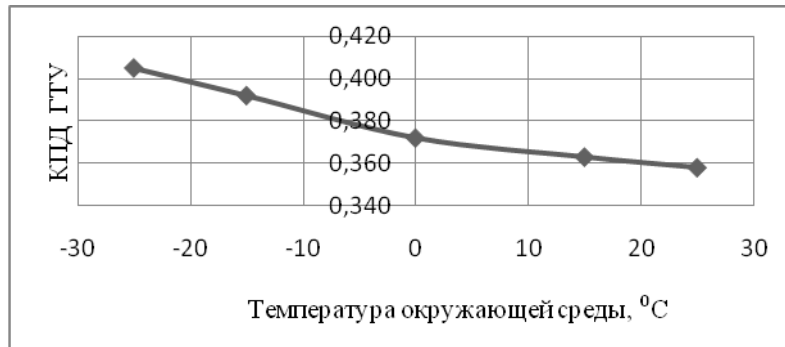


Рис. 4 График зависимости КПД ГТУ от температуры окружающей среды

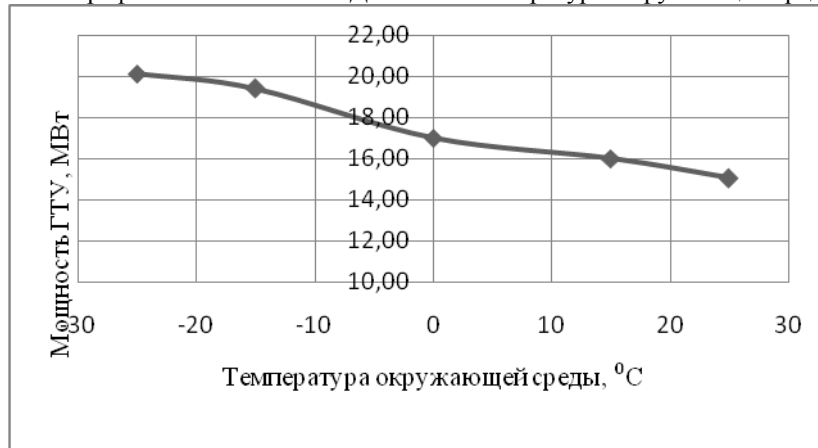


Рис. 5 График зависимости мощности ГТУ от температуры окружающей среды

По результатам представленных графиков можно сделать следующие выводы:

Увеличение температуры позволяет увеличить работу расширения 1 кг газа в турбине и увеличить работу ГТУ на валу агрегата, что позволит получить большую эффективную мощность.

Рост температуры на входе в турбину позволяет снизить расход газа через турбину, расход воздуха, подаваемого компрессором и расход топлива, что приведет к уменьшению экономических затрат и повышению КПД на 3 %.

Используя промежуточный подвод теплоты, мы получаем более высокую работу расширения 1 кг газа в турбине и более высокую работу газа на валу агрегата и следовательно большую мощность. Однако, прирост КПД менее 1 %.

Промежуточное охлаждение воздуха позволяет незначительно увеличить работу расширения 1 кг газа в турбине и увеличить работу ГТУ на валу агрегата, а также снизить расход газа через турбину, расход воздуха, подаваемого компрессором, что приведет к уменьшению экономических затрат. Коэффициент полезного действия увеличился также менее чем на 1 %.

Комплексное применение промежуточного подвода теплоты и промежуточного охлаждения воздуха наряду с преимуществами каждого из вариантов является наиболее капиталоемким методом. Рост КПД составил около 2 %.

Использование рекуператора позволяет существенно увеличить температуру газов на выходе из турбины, их тепловой потенциал, а также снизить работу сжатия одного килограмма воздуха в компрессоре, что приводит к увеличению КПД ГТУ на 3-4 %.

При воздушном охлаждении простой ГТУ при расходе воздуха на охлаждение 0,106 кг/кг, происходит снижение электрического КПД на 6 % и увеличивается расход топлива в камеру сгорания на 3 %.

При уменьшении температуры наружного воздуха происходит увеличение мощности ГТУ, что является следствием повышения работы расширения рабочего тела в газовой турбине, при повышении расхода воздуха сжимаемого компрессором. КПД ГТУ, коэффициент полезной мощности повышаются, а удельные расходы топлива и воздуха снижаются в связи с уменьшением работы, затрачиваемой на сжатие воздуха в компрессоре, однако массовые расходы воздуха и топлива возрастают.

Таким образом, схема с регенерацией имеет наибольший КПД за счет минимальной работы компрессора, при этом максимальный коэффициент полезной работы достигается в схеме с промежуточным подводом теплоты и промежуточным охлаждением.

Исходя из целесообразности применения того или иного решения на компрессорной станции о. Сахалин наиболее эффективным методом считаю внедрение регенерации тепла уходящих газов за счет введения кожухотрубных теплообменных аппаратов с оребрением.

Список литературы:

1. Газотурбинные установки для транспорта природного газа: учебное пособие / А. В. Рудаченко, Н. В. Чухарева. — Томск: Изд-во ТПУ, 2012. — 212 с.
2. Ходус В.В. Высокоэффективный регенеративный цикл ГТУ с рециркуляцией продуктов сгорания при высоком давлении // Теплоэнергетика. 2010. № 2. С. 7 – 11.
3. Fukaizumi J. The future of gas turbine // Power Engng Intern. Mag. 2005. Vol. 13. № 5. P. 683-691.
4. John H. Lewis, William H. Day, "Gas turbine", in AccessScience, ©McGraw-Hill Companies, 2008, URL: <http://www.accessscience.com> (дата обращения 01.04.2013).
5. Scholberty M. Breakthrough in gas turbine efficiency // Turbomachine Intern. 2005. Vol. 46. № 1. P. 23-29.
6. Микаэлян Э. Газотурбинные технологии в нефтегазовом комплексе. Бурение и нефть. 2/2004. С 28 – 29.
7. Обзор перспективы развития рынка ГТУ для газоперекачки //Аэронавтика и космос, 19-25 января, 2004. С. 64-67.
8. Романов В.И., Кучеренко О.С. Газотурбинный двигатель для газовой промышленности. Территория Нефтегаз \№8\ август \ 2007. С 92 – 95.

УДК 697.1

Энергоэффективность однотрубных систем отопления при различных методах регулирования теплопотребления

Морозов М.Н., Стрижак П.А.

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск
benm6@yandex.ru*

Разработана тепловая модель системы теплоснабжения здания, состоящая из источника теплоты, индивидуального теплового пункта и системы отопления. Выполнены исследования однотрубной конфигурации системы отопления. Проведено сравнение интегральных параметров работы систем с местным и индивидуальным регулированием. Сделаны выводы о неэффективности однотрубной системы отопления при различных методах регулирования теплопотребления.

В последнее время вопрос повышения ресурсоэффективности во всех сферах жизнедеятельности стал подниматься на различных уровнях [1,2]. Особое значение уделяют мероприятиям, направленным на повышение энергоэффективности зданий и сооружений [3]. К современным системам теплоснабжения предъявляются следующие требования: с одной стороны необходимо поддерживать параметры микроклимата на комфортном уровне [4], а с другой требуется повышение энергоэффективности инженерных систем жизнеобеспечения здания. Цель настоящей работы заключается в исследовании однотрубной конфигурации системы отопления здания при местном регулировании в тепловом пункте, а также в случае дополнения системы индивидуальными регуляторами.

Объектом моделирования является система централизованного теплоснабжения здания учебного корпуса Томского Политехнического Университета, расположенного по адресу г. Томск, пр. Ленина, 30а. Система состоит из теплового пункта, магистральных подающих и отводящих трубопроводов, стояков, подводов к отопительным приборам, самих отопительных приборов и запорно-регулирующей арматуры. Теплоснабжение здания осуществляется от центрального теплового пункта (ЦТП) по температурному графику 95/70 °С. Ввод системы теплоснабжения в корпус осуществляется через узел учета индивидуального теплового пункта (ИТП). ИТП спроектирован по зависимой схеме с применением насосной циркуляции и подмешиванием теплоносителя из обратного трубопровода в подающий. Особенностью отопительной системы здания является наличие как одно-, так и двухтрубной конфигурации. Объектом исследования в рамках данной работы была выбрана однотрубная конфигурация (рис.1). Система является

комбинированной: обвязка отопительных приборов верхних этажей выполнена с байпасом, нижний этаж – проточная система.

Для оценки энергоэффективности однотрубных систем отопления при различных методах регулирования разработана универсальная тепловая модель здания. В качестве платформы для имитационной модели выбрано приложение Simulink математического пакета Matlab [5, 6].

Реализация модели в пакете Matlab основывается на представлении каждого отдельного функционального компонента в виде блоков s-функций и подсистем (рис.2).

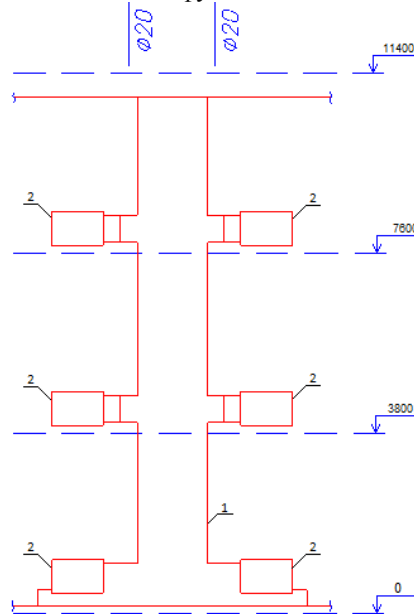


Рис.1. План однотрубной вертикальной конфигурации системы отопления:
1 – водопроводная труба; 2 – отопительный прибор.

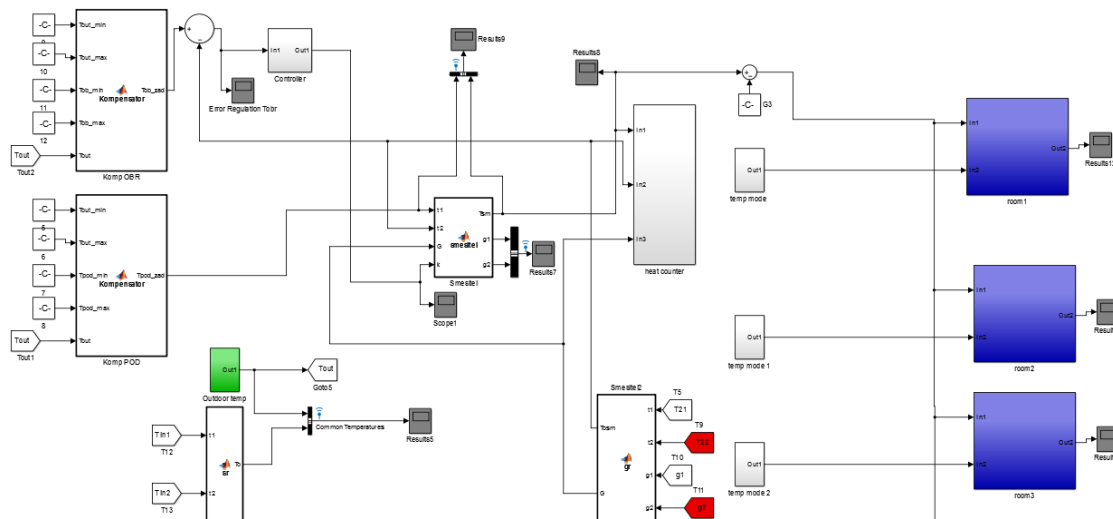


Рис.2. Тепловая модель системы теплоснабжения здания

Для решения поставленной задачи проведено две серии опытов, заключавшихся в исследовании влияния внешнего возмущающего фактора на тепловой режим помещений, содержащих систему отопления: 1) с индивидуальным регулированием; 2) с местным регулированием в ИТП без индивидуального.

В каждой серии опытов были рассмотрены три помещения, расположенных на различных этажах здания (рис. 1), отопительные приборы которых соединены последовательно – вертикальная однотрубная разводка. В качестве внешнего возмущающего фактора была принята

температура наружного воздуха, изменение которой задавалось в диапазоне $[-40; 5]$ °C с шагом 5 °C.

Сравнительный анализ результатов моделирования первой серии опытов показал, что индивидуальное регулирование отопительного прибора обеспечивает стабилизацию регулируемого параметра – температуры воздуха внутри помещений. Оценка качества переходных процессов проводилась по времени регулирования. Результаты моделирования для каждого помещения представлены на рисунке 3.

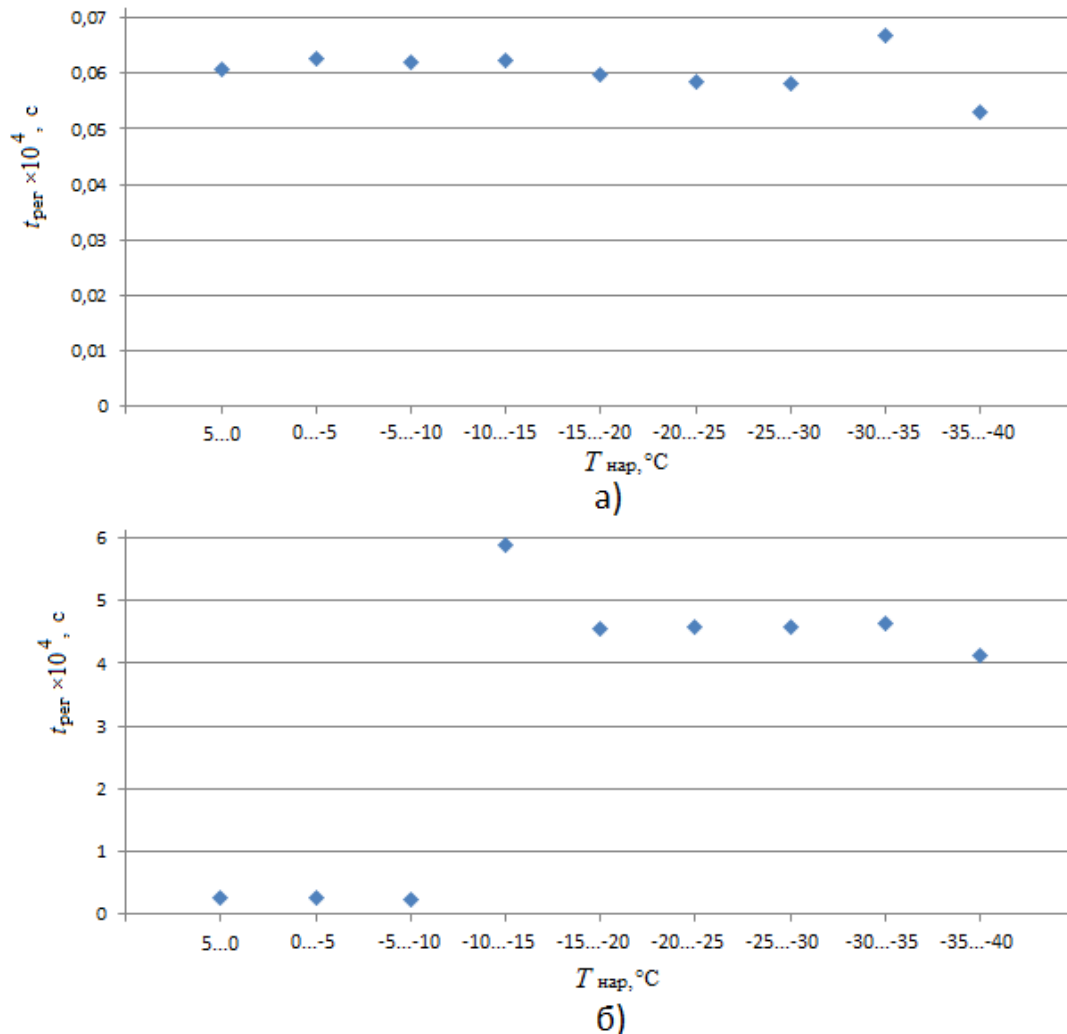


Рис. 3. Зависимость времени регулирования от температуры наружного воздуха:
а – для помещения третьего этажа; б – для помещения первого этажа.

Резкий рост времени регулирования для помещения первого этажа объясняется недостаточной температурой теплоносителя на входе в отопительные приборы. В этом случае локальная автоматическая система регулирования не может стабилизировать температуру воздуха в помещении.

Полученные данные также позволяют сравнить оценки качества регулирования между рассматриваемыми помещениями. Регулирование температуры воздуха в помещении 3-го этажа (первого по направлению движения теплоносителя) является наиболее оптимальным, тогда как нижний этаж характеризуется относительно большим временем регулирования.

Анализ второй серии опытов показывает, что отсутствие индивидуального регулирования не позволяет системе отопления поддерживать оптимальный тепловой режим помещений (рис. 4). Температура воздуха внутри помещения третьего этажа оказывается завышенной во всем диапазоне изменения внешнего возмущающего воздействия, т.е. в течение всего отопительного сезона. Наоборот, помещение первого этажа характеризуется дефицитным теплоснабжением. В

настоящее время система отопления не только не удовлетворяет нормативным значениям параметров микроклимата [4], но и вызывает дополнительные теплотери из-за «перетоков».

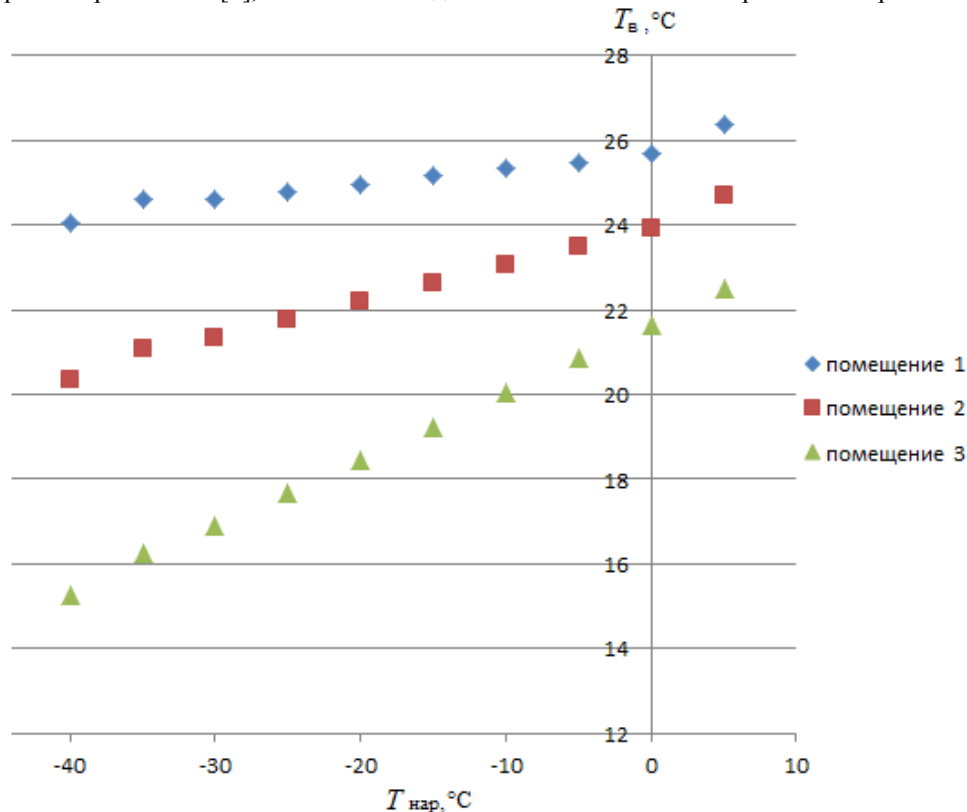


Рис. 4. Зависимость температуры воздуха внутри помещений от наружной

Неравномерное распределение теплоносителя по отопительным приборам является наиболее важным недостатком однотрубных систем отопления. Данную проблему не удастся решить и при внедрении в ИТП современного регулятора с погодным компенсатором. Исследования показали, что при внедрении локальных регуляторов теплотребления рассматриваемая система отопления приобретает качественно новые возможности: поддержание индивидуального теплового режима помещения, точное регулирование по ПИД-, ПД- или ПИ-закону исключает перерасход тепла. При этом происходит автоматическое перераспределение теплоносителя между отопительными приборами.

Список литературы:

1. Дубягин Ю.П., Дубягина О.П., Марченко Е.М. Стратегия национальной безопасности России и ее соотносимость с энергетической безопасностью и ее важными системными составляющими: энергосбережением и водоподготовкой // Энергосбережение и водоподготовка. – 2013. – № 3(83). – С. 11–16.
2. Парыгин А.Г., Волкова Т.А., Куличихин В.В. О энергонезависимости и надежности тепловых пунктов // Энергетик. – 2013. – № 3. – С. 41–43.
3. Самарин О.Д., Гришнев Е.А. Повышение энергоэффективности зданий на основе интеллектуальных технологий // Энергосбережение и водоподготовка. – 2011. – № 5. – С. 12–14.
4. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. М., 2004.
5. Добротин С.А., Прокопчук Е.Л. Синтез системы упреждающего управления процессом подачи тепла на отопление здания // Проблемы региональной энергетики. 2011. №2. С. 53-65.
6. Солдатенков А.С., Потапенко А.Н., Глаголев С.Н. Исследование математической модели управления автоматизированным индивидуальным тепловым пунктом с типовыми регуляторами // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2012. – № 1 (2). – Том 14. – С. 679–684.

УДК 62-7/78

Влияние ремонтной кампании на сокращение потерь сетевой воды**Москалёв И.Л.***Томский политехнический университет, Россия, г. Томск**E-mail: moskalew@tpu.ru*

В данной работе обобщены результаты проведения ремонтной кампании 2013 г. Определены величины утечки сетевой воды по падению давления до и после проведения ремонта. Проведен анализ подпитки за 2012-2013 гг.

Проведенный нами анализ влияния ремонтов на сокращение сетевой воды проводился для системы централизованного теплоснабжения одного из городов Сибирского федерального округа, с общей протяженностью сетей 513 594 м (магистральные сети - 130 887 м, квартальные – 382 707 м). Необходимо отметить, что среди участков тепловых сетей, входящих в анализируемую группу, имелись участки различных диаметров и способов прокладки, а также с различным сроком эксплуатации; кроме того, они отличались друг от друга качеством ремонта и условиями эксплуатации (нарушенная изоляция, затопленные каналы, качество сетевой воды и другие).

В ходе летней ремонтной кампании 2013 года на магистральных тепловых сетях гидравлические испытания на прочность и плотность проведены в полном объеме. На плотность было испытано 206,2 км тепловых сетей (40,1 % от общей протяженности).

Также в результате ремонта проведены гидравлические испытания на прочность 471,1 км тепловых сетей, что составляет 92% от общей протяженности.

Подробная информация о результатах испытаний представлена в таблице 1.

Таблица 1. Результаты проведения гидравлических испытаний и испытаний на плотность тепловых сетей в 2013 году (без учета сетей от наружных узлов управления)

Наименование показателя	Испытанные сети			Неиспытанные сети		
	Маг.	Кварт.	Всего	Маг.	Кварт.	Всего
Испытания на плотность						
Протяжённость, м	130 887	75 265	206 152	0	307 442	307 442
% от общей протяжённости	100	19,7	40,1	0	80,3	59,9
Сокращение утечки, т/ч	141,6			-255,6		
Гидравлические испытания на прочность						
Протяжённость (P= 16 кгс/см2), м	120 287	268 649	388 937	0	42 517	42 517
Протяжённость (P< 16 кгс/см2), м	10 600	71 540	82 140			
% от общей протяжённости	100	88,9	91,7	0	11,1	8,3

Сокращение утечки на испытанных участках составило 141,6 м³/ч. Учитывая тот факт, что с начала отопительного сезона 2013-2014 суточная подпитка тепловой сети в сравнении с доремонтным периодом (апрель 2013) увеличилась на 114 м³/ч, можно предположить, что на неиспытанных участках тепловых сетей произошло увеличение утечки сетевой воды на 255,6 м³/ч.

Всего за ремонтную кампанию 2013 г. на плотность испытано 130 887 м (100%) магистральных сетей и 75 265 м (19,7%) квартальных сетей. По испытанным сетям сокращение утечки составило 141,6 м³/ч (825 811 м³ в пересчете за отопительный сезон), при этом увеличение утечки сетевой воды на не испытанных участках составило 255,6 м³/ч (1 490 659 м³ в пересчете за отопительный сезон).

По результатам испытаний на прочность и плотность сетей ГВС от ЦТП (в расчетах собраны данные по 36 ЦТП) объем минимальной ночной подпитки после ремонта сократился с 50,27 м³/ч до 37,43 м³/ч (107 856 м³/год), что составляет 26% от годового объема потерь в сетях ГВС от ЦТП за 2012г.

Нами были выявлены следующие причины, не позволившие в полном объеме провести испытания на плотность и прочность квартальных тепловых сетей:

1. Рост повреждаемости квартальных тепловых сетей:

Наименование тепловых сетей	Повреждаемость тепловых сетей по годам, шт				
	2009	2010	2011	2012	2013
Квартальные сети	742	874	1 133	1 114	1 134

Как следствие - требуется больше времени на устранение данных дефектов.

Ежегодные объемы перекладки квартальных тепловых сетей в рамках капитальных ремонтов (подрядным и хоз. способом) составляют:

Наименование тепловых сетей	Перекладка тепловых сетей по годам, м				
	2009	2010	2011	2012	2013
Квартальные сети	5 572,75	6 220,2	5 851,57	5 496,89	4 689

Согласно нормативной документации, замена участков тепловых сетей должна проводиться не реже одного раза в 16 лет, что составляет 22,6 км ежегодно.

2. Отсутствие материалов на дополнительное количество выявленных повреждений к окончанию ремонтной кампании.

3. Нехватка специализированной техники (экскаваторы, самосвалы, гидромолот и т.п.) для производства земляных работ согласно постановлениям «Об утверждении Правил благоустройства территории муниципального образования». Данные обстоятельства замедляли процесс устранения повреждений на тепловых сетях.

Интересным представляется анализ влияния ремонтной кампании на подпитку сетевой воды и потери с нераспределенной сетевой водой.

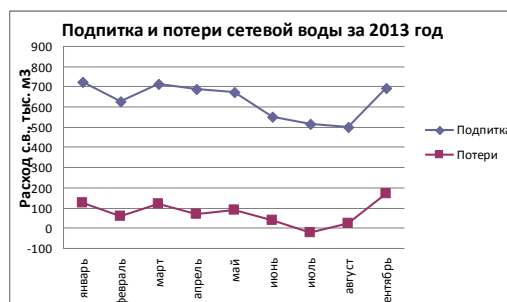
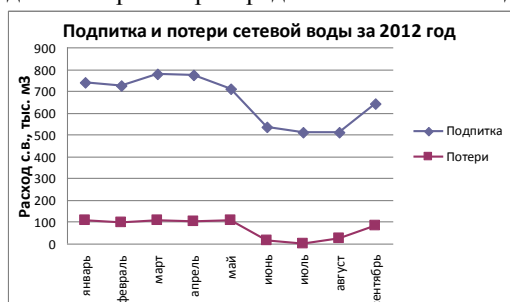


График 1 – Подпитка и потери с нераспределенной сетевой водой

Из Графика 1 видно, что начало отопительного сезона (после проведения межотопительных ремонтов) за прошедшие два года, неуклонно, связано с ростом потерь и как следствие ростом подпитки сетевой воды. Причем, рост потерь в среднем соизмерим с величиной потерь до начала ремонтной кампании в натуральном выражении.

Нами были выявлены причинами увеличения сверхнормативных потерь сетевой воды за 9 месяцев 2013 г. по сравнению с аналогичным периодом 2012 г.:

- начало отопительного сезона в 2013 году произошло на 9 ней раньше чем в 2012 году, так при росте сверхнормативных потерь сетевой воды на 7,6 тыс. м³ за 9 месяцев, за 8 месяцев 2013 года сокращение сверхнормативных потерь сетевой воды составило 79 тыс. м³;

- несоответствие темпов снижения отпуска в сеть (4,2%) и полезного отпуска сетевой воды (6,8%)/

Следует отметить, что суммарный объем потерь сетевой воды (норм.+сверхнорм.) за 9 месяцев 2013г. сократился на 61,5 тыс. м³ (1,9%) по сравнению с аналогичным периодом 2012 г.

На основании вышесказанного можно заключить, что некачественно проведенный ремонт зачастую ведет к увеличению подпитки, по причине роста потерь сетевой воды, а это напрямую связано с дополнительными затратами на химводоподготовку (удалении из воды веществ, образующих накипь на греющих поверхностях водогрейных котлов, а также осадков коллоидных и органических веществ, гидроокиси железа и т.д.) и подогрев воды для подпитки тепловых сетей. Может возникнуть необходимость включения в подпитку неподготовленной воды, которая из-за повышенного содержания солей приводит к образованию накипи в водогрейных котлах и

вызывает закупорку (закипание) трубопроводов, из-за повышенного содержания кислорода вызывает интенсивную внутреннюю коррозию.

А если по причине не 100% испытания тепловых сетей произойдет авария в холодное время года, то будет произведено отключение теплоснабжения в местах массовой застройки, которое чревато серьезными социально-экономическими последствиями. Это связано с остыванием зданий и инженерных сооружений ниже пороговых температур.

При длительной утечке воды утяжеляются условия ликвидации повреждения и его последствий: увеличиваются временные, материальные и физические затраты, связанные с проведением соответствующих работ по устранению повреждения.

Таким образом, в настоящее время существует много моделей оценивания надежности и эффективности централизованного теплоснабжения, но все они сложны в своем использовании, требуют специального дорогостоящего оборудования и специалистов умеющих с ним обращаться, но как показывает практика зачастую предприятия энергетики не готовы сегодня выделять финансирование на диагностику, считается, что дешевле устранить повреждение по факту его появления. Поэтому необходимы такие модели, которые будут просты и понятны в использовании, не требующие специального образования, к тому же они должны быть эффективны и самое главное не требующие больших финансовых вливаний. Таким методом является предлагаемый нами метод по ремонтной истории тепловых сетей. Данный метод подробнее будет рассмотрен в следующих работах.

Список литературы:

1. «Методика определения потребности в топливе, электрической энергии и воде при производстве и передаче тепловой энергии и теплоносителей в системах коммунального теплоснабжения», Государственный комитет РФ по строительству и жилищно-коммунальному хозяйству, Москва. 2003, 79 с.
2. СНиП 41-03-2003 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов».
3. СНиП 41-02-2003 «Тепловые сети».

УДК 62–67

Перспективные технологии энергосбережения с использованием тепловых насосов

Батухтин А.Г., Кобылкин М.В., Минькович М.Е.

Забайкальский государственный университет, Россия, г. Чита

mkchita@gmail.com

Целостная картина восприятия инженерных систем – основа современного подхода при определении их энергетической эффективности.

Рассмотрение взаимодействия всех элементов наружных и внутренних инженерных систем на пути от потребителя до источника теплоты позволяет раскрыть и реализовать в полной мере потенциал в энергосбережении.

Главная задача энергосбережения – снижение величины непроизводительных потерь, возникающих в процессе работы. Основной же проблемой, возникающей при решении этой задачи, является выявление наиболее крупных составляющих этих потерь и выбор оптимального технологического решения, позволяющего значительно снизить их влияние на экономичность системы. Причем каждый конкретный объект (цель энергосбережения) имеет ряд характерных конструктивных особенностей и составляющие его тепловые потери различны по величине. И всякий раз, когда речь заходит о повышении экономичности работы теплоэнергетического оборудования (например, системы отопления), перед принятием решения в пользу использования какого-нибудь технологического новшества, необходимо обязательно провести детальное обследование самой системы и выявить наиболее существенные каналы потерь энергии. Разумным решением будет использование только таких технологий, которые существенно снизят наиболее крупные непроизводительные составляющие потерь энергии в системе и при минимальных затратах значительно повысят эффективность ее работы [3].

Обычно тепловая энергия, переданная в котельной или на ТЭЦ теплоносителю, поступает в теплотрассу и следует на объекты потребителей. При разумно спроектированной и гидравлически налаженной системе теплотрасс, общая величина потерь обычно не должна превышает 5–7%. Однако использование отечественных мощных сетевых насосов с низким КПД, качество тепловой изоляции, гидравлическая разлаженность теплотрасс, а также использование

тупиковых схем горячего водоснабжения (ГВС), при которых фактически 35–45% тепловой энергии, идущей на нужды ГВС, затрачивается впустую, приводит к увеличению потерь до 25% и выше.

Наиболее существенными составляющими тепловых потерь в теплоэнергетических системах являются потери на объектах–потребителях. Наличие таковых не является прозрачным и может быть определено только после появления в тепловом пункте здания прибора учета тепловой энергии, т.н. теплосчетчика. Опыт работы с огромным количеством отечественных тепловых систем, показывает, что общие неявные непроизводительные потери на объекте потребления могут составлять до 35% от тепловой нагрузки.

Особую актуальность в таких сложных условиях принимают энергосберегающие разработки, направленные на снижение тепловых потерь при распределении тепловой энергии, а также технологии модернизации тепловых пунктов конечных потребителей.

Одним из перспективных направлений энергосбережения в современном мире является применение теплонасосных установок. Теплонасосные установки (ТНУ) это устройства для переноса тепловой энергии от источника низкопотенциальной тепловой энергии (с низкой температурой) к потребителю (теплоносителю) с более высокой температурой. Термодинамически тепловой насос аналогичен холодильной машине. Однако если в холодильной машине основной целью является производство холода путём отбора теплоты из какого–либо объёма испарителем, а конденсатор осуществляет сброс теплоты в окружающую среду, то в тепловом насосе картина обратная. Конденсатор является теплообменным аппаратом, выделяющим теплоту для потребителя, а испаритель – теплообменным аппаратом, утилизирующим низкопотенциальную теплоту: вторичные энергетические ресурсы и (или) нетрадиционные возобновляемые источники энергии. ТНУ позволяют объединить проблематику переноса и потребления теплоты в одно методологическое решение, что в свою очередь немаловажно при внедрении технологий в разные сферы деятельности, и значительно упрощает обучение обсуживающего персонала.

Однако все предлагаемые, на сегодняшний день, технологии с использованием ТНУ, объединяет один недостаток ограничивающий их область применения. Этим недостатком являются значительные капиталовложения при внедрении ТНУ в существующие системы отопления, особенно в условиях плотной городской застройки, когда возникает сложность с созданием скважин или приемных емкостей для организации доступа к низкопотенциальной тепловой энергии. Кроме того, не смотря на значительный потенциал, в мировой практике практически отсутствуют методы перераспределения тепловой энергии в тепловых сетях на основе ТНУ.

Принимая во внимание всё изложенное ранее, научными работниками Забайкальского государственного университета были предложены новейшие разработки в области энергосбережения для систем теплоснабжения с использованием ТНУ, которые не только эффективно снижают потери, но и обладают сравнительно малыми капитальными затратами.

В частности, для сокращения тепловых потерь на объектах–потребителях, разработан способ перехода систем ГВС, в летний период времени, на качественно новый источник тепла, доступ к которому не требует значительной реконструкции исходной схемы теплоснабжения, и реализуем для любого потребителя имеющего систему отопления[1].

Источником тепла в данном способе выступает замкнутый контур системы отопления здания, который не функционирует в летний период.

Технологическое решение реализуется следующим образом (рис. 1). В неотапительный период, когда система отопления и ГВС здания переводится на режим ГВС, закрывается запорная арматура 8 и открывается арматура 9, тем самым создавая закрытый контур циркуляции внутри системы отопления здания изолированный от внешних тепловых сетей. В закрытом контуре теплоноситель, при помощи циркуляционного насоса, подается в систему отопления. Проходя отопительные приборы, теплоноситель забирает избыточное тепло помещений, после чего поступает в испаритель ТНУ, где охлаждается, передавая собранное тепло хладагенту, циркулирующему в контуре ТНУ. Тепло, полученное хладагентом, отдается в конденсаторе ТНУ, в который, в качестве нагреваемой среды, подается вода, идущая на ГВС, нагрев осуществляется до температуры не менее 60°C, после чего вода подается потребителю.

Одновременно с закрытием арматуры 8 производится закрытие арматуры 7 и трехходового клапана, что приводит к остановке циркуляции в подающем и обратном трубопроводах абонентского ввода здания, это полностью исключает тепловые потери от трубопроводов абонентского ввода.

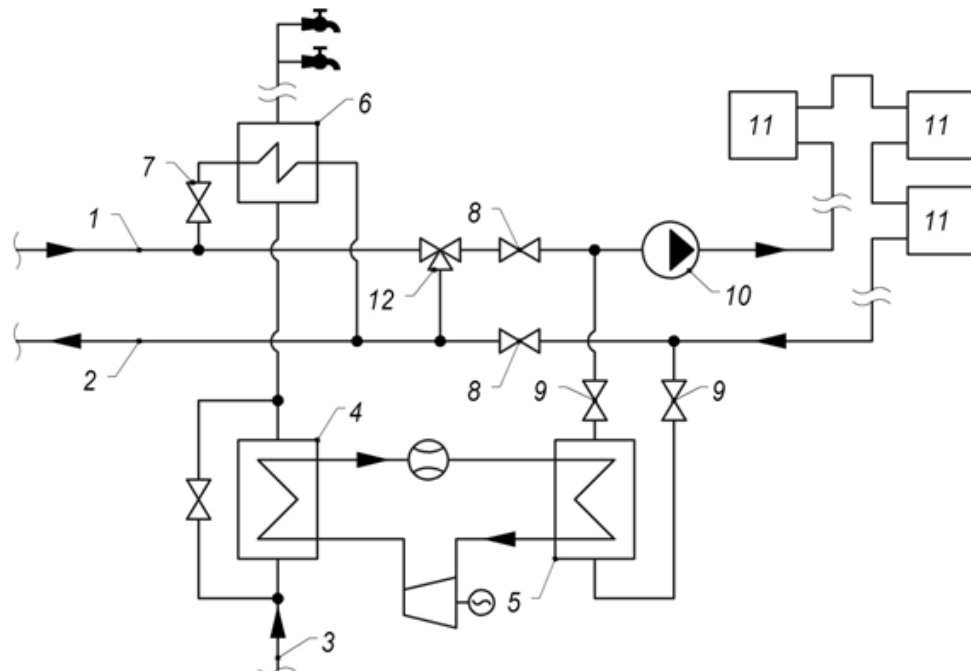


Рис. 1 – система горячего водоснабжения здания:

1 – подающий трубопровод, 2 – обратный трубопровод, 3 – трубопровод воды идущей на горячее водоснабжение, 4 – конденсатор теплонасосной установки, 5 – испаритель теплонасосной установки, 6 – теплообменник горячего водоснабжения, 7, 8, 9 – запорная арматура, 10 – циркуляционный насос, 11 – отопительный прибор, 12 – трехходовой клапан.

Таким образом, используя в качестве низкопотенциального источника теплоты воду, циркулирующую в системе отопления здания в неотапливаемый период, можно обеспечивать здание горячей водой вне зависимости от централизованного источника тепла при незначительных капитальных затратах. При этом экономический эффект достигается за счет экономии при переходе на автономный источник тепла, экономии от отсутствия тепловых потерь от трубопроводов абонентского ввода, а также экономии за счет сокращения затрат на кондиционирование помещений.

Кроме локального применения для конкретных потребителей, специалистами университета также ведется разработка методов перераспределения избыточной тепловой энергии в городских сетях теплоснабжения, которым присуща проблема ненормативного отпуска тепла[2]. При этом уже сейчас можно отметить значительные успехи в этой области.

В дальнейшем подобные разработки помогут привести современный топливно энергетический комплекс к должному виду, что положительно скажется не только на экономике, ведь затраты на внедрение таких установок незначительны по сравнению с получаемым результатом, но и на экологии, проблемы которой тесно связаны с нерациональным использованием ресурсов.

Работа по разработке энергоэффективных систем централизованного теплоснабжения проводится в рамках Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы, а также гранта Президента РФ по поддержке молодых ученых, кандидатов наук.

Список литературы:

1. Батухтин, А.Г. Использование тепловых насосов для повышения тепловой мощности и эффективности существующих систем централизованного теплоснабжения [текст] / А.Г. Батухтин // Научно-технические ведомости СПбГТУ. – 2010. №2. – С. 28–33.
2. Батухтин, А.Г. Повышение эффективности современных систем теплоснабжения [текст] / А.Г. Батухтин, С.А. Иванов, М.В. Кобылкин, А.В. Миткус // Вестник ЗабГУ. – 2013. № 9 (100). – С. 112–120.
3. Пырьков В.В. Современные тепловые пункты, автоматика и регулирование. К.: иДП «ТакіСправи», 2007. 252 с.

К анализу повышения эффективности кожухотрубных теплообменных аппаратов**Белянин А.О.***Национальный исследовательский Томский политехнический, университет г. Томск, Россия*belyaninemail@yandex.ru

Кожухотрубные теплообменные аппараты широко применяются в коммунальной теплоэнергетике и других областях техники: химической, нефтеперерабатывающей, холодильной, криогенной, пищевой промышленности [2]. Тепломассообменные аппараты должны обладать малыми габаритными размерами и массой, быть высоконадежными в работе.

Переход к элементам рыночной экономики при продажах теплотехнического оборудования многочисленных фирм изготовителей делают актуальной задачу его сравнения. В рекламных материалах трудно найти показатели, по которым можно было бы объективно оценить разные конструкции теплообменных аппаратов одинакового назначения.

Проблема методов сравнения возникла давно. Ученым Кирпичевым М.В., Гухманом А.А. и другими авторами были предложены различные методики оценки основного показателя качества ТА – его теплоэнергетической эффективности.

Отдавая должное фундаментальным положениям этих методик, в нынешних условиях мы не могли довольствоваться их результатами. Выделяя качественную оценку отдельных параметров конструкции ТА, эти методики не позволяли количественно, одним постоянным для данной конструкции ТА критерием оценить сравниваемые аппараты в равных условиях их применения.

Причина сложности получения количественной оценки эффективности ТА заключается в обилии переменных величин, на нее влияющих.

Под понятием “эффективность ТА” понимается величина коэффициента теплопередачи и потери давления в фиксированных (эталонных) условиях сравнения.

Коэффициент теплопередачи – величина комплексная, зависящая как от исходных данных для теплового процесса, так и от конструктивных особенностей ТА.

Внешние параметры – это исходные условия для выполнения процесса теплопередачи. К ним относятся заданные расходы рабочих сред; их начальные и конечные температуры; теплофизические свойства сред в диапазоне заданных температур; тепловые нагрузки на ТА. Внешние параметры для сравниваемых ТА должны быть выбраны одинаковыми, и на величину числа единиц эффективности, в равных условиях, не влияют.

Внутренние параметры теплообменного аппарата определяет его конструкция, обеспечивающая потенциальный уровень эффективности. Они включают: формы поверхности теплообмена, определяющие размеры – эквивалентные диаметры каналов, их длины и длины поперечного сечения; площади поверхности теплообмена, размещенные на этой длине каналов; тепло-гидродинамические характеристики данной конструкции теплообменного аппарата по интенсивности теплопередачи при возникающих при этом потерях давления в каналах; компактность конструкции и ее удельную металлоемкость; рациональность использования высококачественных дорогих материалов; уровень унификации деталей и узлов ТА при производстве широких размерных рядов на различные давления; возможность разнообразить (расчетной) компоновки каналов для обеспечения внешних параметров; возможность создания ТА максимального температурного напора при заданных температурах путем полного противотока рабочих сред; ремонтпригодность, надежность и долговечность конструкции ТА; рентабельность изготовления данных конструкций ТА; удобства обслуживания; капитальные и эксплуатационные затраты.

Приведенный перечень переменных параметров показывает всю сложность объективной оценки одним числом единиц эффективности, оптимальности сочетаний всех внутренних параметров в созданной конструкции ТА.

Внешние параметры ТА назначаются пользователем ТА, согласно принятым технологическим процессам и проектам.

Внутренние параметры закладываются в конструкцию ТА его разработчиком и стабильны при изменении внешних параметров [1].

Перспективный путь создания компактных теплообменных аппаратов – интенсификация теплообмена в каналах. Поэтому проблема интенсификации процессов конвективного теплообмена является одной из актуальнейших.

Работы по интенсификации теплообмена ведутся в течении многих лет. Предложено много различных способов интенсификации теплообмена при течении в каналах однофазных и двухфазных сред. Однако результаты этих исследований противоречивы, предлагаемые в них методы не всегда технологичны и эффективны. В ряде случаев выбор метода интенсификации не обоснован и носит случайный характер. Нет единого подхода к оценке эффективности того или иного метода интенсификации, что затрудняет выбор оптимальных параметров теплообменных аппаратов в условиях использования интенсификации теплообмена.

Существует достаточно много различных методик оценки эффективности ТА, что сдерживает их практическое применение. Обычно Эффективность интенсификации теплообмена может оцениваться по трем критериям:

1) Сравнение поверхностей теплообмена или объемов двух ТА – одного с гладкими поверхностями и другого с приспособлениями для интенсификации теплообмена. При этом оба ТА имеют одинаковую тепловую мощность, расходы теплоносителей и потери давления на их прокачку, то есть характеризуются одинаковыми мощностями, расходуемыми на прокачку.

2) Сравнение тепловых мощностей ТА при одинаковых объемах, расходах теплоносителей и потерях давления на их прокачку, то есть при одинаковых мощностях, расходуемых на прокачку.

3) Сравнение потерь давления на прокачку теплоносителей (или мощностей, расходуемых на прокачку) при одинаковых объемах, тепловой мощности и расход теплоносителей [2].

Необходимо признать, что на сегодняшний день не существует общепризнанного метода оценки эффективности интенсификации теплообмена. Очень часто оценка интенсификации ограничивается приведением зависимостей вида

$$\frac{Nu}{Nu_{\text{гл}}} = f(Re), \quad (1)$$

$$\frac{\zeta}{\zeta_{\text{гл}}} = f(Re), \quad (2)$$

$$\frac{Nu/Nu_{\text{гл}}}{\zeta/\zeta_{\text{гл}}} = f(Re). \quad (3)$$

В приведенных зависимостях содержится вся информация, необходимая для оценок того или иного способа интенсификации, однако для оценок достаточно понятных и важных с практической точки зрения, только лишь этих зависимостей, недостаточно.

Многие авторы предлагают оценивать эффективность интенсификации с помощью энергетического критерия Кирпичева $E = Q / N$, полагая, что при сравнении двух теплообменников, тот из них, теплообмен в котором интенсифицирован более эффективным способом, и должен обладать большим значением соответствующего критерия. Сравнение должно проводиться при одинаковых числах Re и числах труб в ТА, а также их длинах L и диаметрах D, то есть необходимо сравнивать в одинаковых условиях конструктивно идентичные теплообменники, отличающиеся лишь интенсификаторами в трубных каналах [3].

На основе методики [4, 5] была составлена программа и рассчитаны основные параметры кожухотрубного ТА. По полученным показателям (тепловая мощность и гидравлические потери) была проанализирована работа ТА с помощью – критерия энергетической эффективности

$$E_f = \frac{Q}{(\delta P_1 + \delta P_2)},$$

где δP_1 и δP_2 затрачиваемая мощность на прокачку теплоносителя в трубном и в межтрубном пространстве

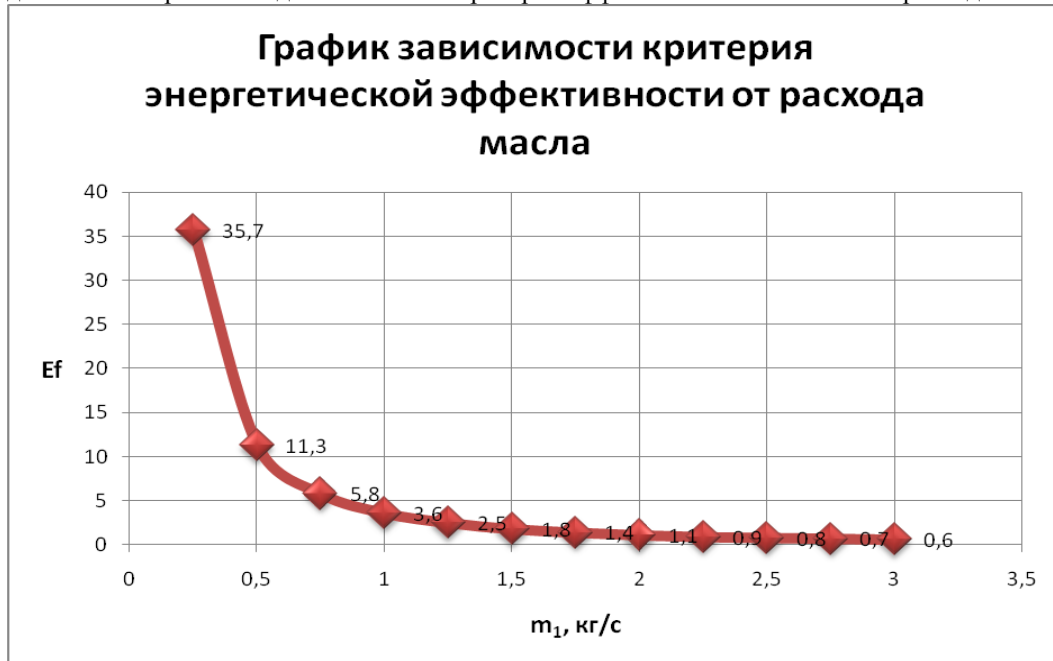
$$\delta P_1 = G_{V1} P_1,$$

$$\delta P_2 = G_{V2} P_2.$$

В трубах кожухотрубного горизонтального подогревателя диаметром d_k осуществляется подогрев масла от температуры t_{11} до t_{12} . Массовый расход масла m_1 . Греющей жидкостью является вода (при давлении выше температуры насыщения), которая движется в межтрубном

пространстве и охлаждается от температуры t_{21} до t_{22} . Трубы выполнены из углеродистой стали, их диаметры: внутренний d_b , наружный d_h ; число труб равно n .

В ходе параметрического анализа расход масла варьировался от 0,5 до 3 кг/с, в соответствии с расходом менялись и гидравлические потери. Результаты расчетных данных представлены на рис. 1 в виде зависимости критерия эффективности от массового расхода масла.



Из графика можно сделать вывод, что эффективность кожухотрубного ТА падает. При максимальном расходе теплоносителя 3 кг/с эффективность теплообменного аппарата стремится к нулю. Прежде всего, это связано с большим ростом гидравлических потерь. Критерий энергетической эффективности при расходе масла 1,6 кг/с (исходные данные примера из [4]) составил 1,9.

Список литературы:

1. Тарадай А.М., Коваленко Л.М., Гурин Е.П. К вопросу оценки теплотехнической эффективности теплообменников, применяемых в муниципальной энергетике. //Новости теплоснабжения 2003– № 6 – С. 40–43.
2. Дрейцер Г.А. Методика оценки эффективности интенсификации теплообмена в теплообменных аппаратах. //Известия вузов. Машиностроение 1999 – № 5-6 – С. 67–75
3. Об Эффективности интенсификации теплообмена глубоким профилированием /А. А. Коноплев, Г.Г. Алексанян, Б.Л. Рытов, А.А. Берлин //Теоретические основы химической технологии – 2012– Т. 46– №1– С. 24–34
4. Юдаев Б.Н. Техническая термодинамика. Теплопередача –М.: Высш. шк. – 1988. – 479 с.
5. Голдаев С.В. Практикум по математическому моделированию и расчетам теплотехнических систем на ЭВМ. Учебное пособие. Томск: Издательство ТПУ, 2004. – 74 с.

Об эффективности работы авиационного гтд на газокompрессорной станции при совместном использовании параллельного подвода теплоты и регенерации

Бирюков Б.В., Шапошников В.В., Шапошников А.В.

Кубанский государственный технологический университет, Краснодар.

shaposhnikov.valentin@gmail.com

Для снижения себестоимости транспортировки газа на компрессорной станции предлагается устанавливать ГТД, выполненные на базе ГТУ типа АД – 31СТ объединения Сатурн – Люлька (Москва) [1] (Рис.1).

Для расчета исследуемой схемы были использованы данные АД – 31СТ: массовый расход сжимаемого в воздушном компрессоре воздуха – 61,0кг/с, давление сжатого в компрессоре воздуха 2,1МПа, внутренний КПД компрессора – 0,87053. Полезная мощность ГТУ 20,0МВт

определена при температуре газов на входе в турбину $T_3=1523,15\text{K}$. Принято, что давление газов на выходе турбины P_4 равно $0,103\text{МПа}$, а внутренний КПД турбины – $0,89$. Эффективный КПД ГТУ составил $36,5\%$ [1].

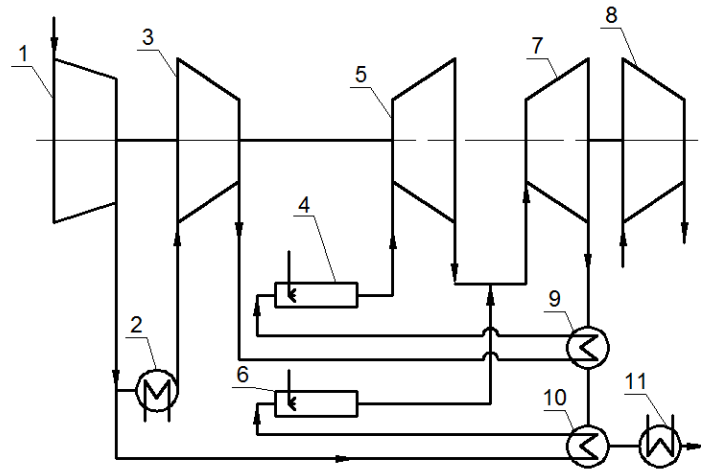


Рисунок 1. Схема ГТД с двухступенчатым сжатием воздуха в компрессорах и подводом теплоты в основную и дополнительную камеры сгорания: 1 и 3 – воздушные компрессоры низкого и высокого давлений; 2 – охладитель воздуха; 4 – основная камера сгорания; 6 – дополнительная камера сгорания; 5 и 7 – газовые турбины высокого и низкого давлений; 8 – газовый нагнетатель; 9 и 10 – регенеративные воздухоподогреватели высокого и низкого давлений; 11 – газоохладитель.

Расчеты по определению КПД ГТД с двухступенчатым сжатием воздуха в компрессорах при разных давлениях газов на входе в турбину показали, что максимальное значение эффективного КПД $65,043\%$ может быть достигнуто при давлении газов на входе в турбину высокого давления $1,5\text{МПа}$, температуре газов перед турбиной высокого давления $1523,15\text{K}$ и температуре газов перед турбиной низкого давления $1173,15\text{K}$ (Рис.1). Давление газов перед турбиной низкого давления при этом составило $P_{41}=0,385\text{МПа}$, а за ТНД $P_4=0,103\text{МПа}$. Мощность ГТД равнялась $N_{гтд}=58,402\text{МВт}$, расход топлива $B=2,457\text{кг/с}$ (Табл.1). Давления газов перед ТВД изменялись в диапазоне от $1,0\text{МПа}$ до $1,8\text{МПа}$. Температура воздуха после РВП1 и РВП2 принята равной $T_p=623,15\text{K}$; коэффициент избытка воздуха после КНД равен $\alpha=1,7837$.

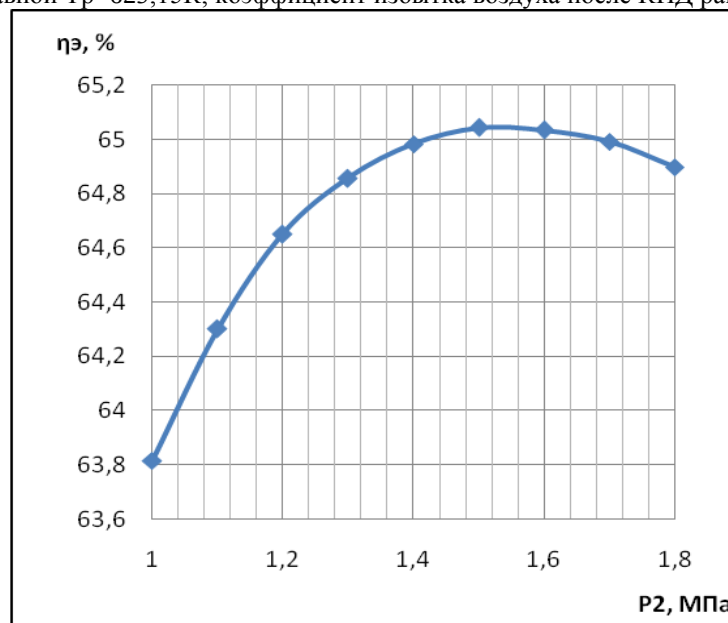


Рисунок 2. Зависимость эффективного КПД ГТД от давления газов на входе в газовую турбину высокого давления.

Таблица 1. Зависимость характеристик ГТД от температуры газов на выходе из камеры сгорания низкого давления.

T43	T44	N _{гту}	Q _{рвд}	Q _{рнд}	В _т	η _э
К	К	МВт	МВт	МВт	кг/с	%
1173,15	1161,70	58,402	18,292	14,443	2,457	65,043
1223,15	1184,46	59,771	18,292	14,443	2,533	64,558
1273,15	1207,58	61,169	18,292	14,443	2,610	64,110
1323,15	1231,06	62,599	18,292	14,443	2,689	63,699
1373,15	1254,88	64,057	18,292	14,443	2,768	63,317
1423,15	1279,05	65,543	18,292	14,443	2,848	62,966
1473,15	1303,40	67,058	18,292	14,443	2,929	62,641
1523,15	1328,38	68,602	18,292	14,443	3,011	62,344

Для проведения комплексной оптимизации параметров рабочих тел в исследуемой схеме были созданы граф и математическая модель установки (см. рисунок 2).

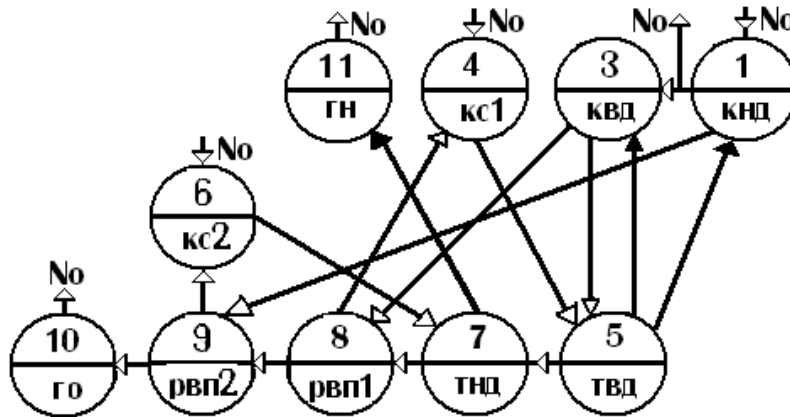


Рисунок 3. Граф математической модели ГТД.

Уравнения математической модели ГТД представлены в виде балансов мощности: для окружающей среды 0

$$N_0 - N_0 \cdot (\eta_{0,1} + \eta_{0,4} + \eta_{0,6}) = 0; \quad (1)$$

для воздушного компрессора низкого давления КНД:

$$N_1 - N_1 \cdot (\eta_{1,0} + \eta_{1,3} + \eta_{1,9}) = 0; \quad (2)$$

для воздушного компрессора высокого давления КВД:

$$N_3 - N_3 \cdot (\eta_{3,5} + \eta_{3,8}) = 0; \quad (3)$$

для камеры сгорания высокого давления КС1:

$$N_4 - N_4 \cdot \eta_{4,5} = 0; \quad (4)$$

для турбины высокого давления ТВД:

$$N_5 - N_5 \cdot (\eta_{5,1} + \eta_{5,3} + \eta_{5,7}) = 0; \quad (5)$$

для камеры сгорания низкого давления КС2:

$$N_6 - N_6 \cdot \eta_{6,7} = 0; \quad (6)$$

для турбины низкого давления ТНД:

$$N_7 - N_7 \cdot (\eta_{7,8} + \eta_{7,11}) = 0; \quad (7)$$

для регенеративного воздухоподогревателя высокого давления РВП1:

$$N_8 - N_8 \cdot (\eta_{8,4} + \eta_{8,9}) = 0; \quad (8)$$

для регенеративного воздухоподогревателя низкого давления РВП2:

$$N_9 - N_9 \cdot (\eta_{9,6} + \eta_{9,10}) = 0; \quad (9)$$

для газоохладителя ГО:

$$N_{10} - N_{10} \cdot \eta_{10,0} = 0; \quad (10)$$

для газового нагнетателя ГН:

$$N_{11} - N_{11} \cdot \eta_{11,0} = 0; \quad (11)$$

В уравнениях (1–11) символами от N₀ до N₁₁ обозначены потоки мощности элементов графа математической модели ГТД с двухступенчатым сжатием воздуха и подводом теплоты в

основную КС1 и дополнительную камеру сгорания КС2 (см. рис. 2), а символами от $\eta_{0.1}$ до $\eta_{11.0}$ – коэффициенты передачи потоков энергии соответствующих элементов графа. Коэффициенты η определяются как отношение передаваемой мощности к мощности элемента графа, принимающего поток энергии.

В результате решения уравнений графа были получены следующие значения коэффициентов передачи потоков энергии:

$\eta_{0.1}=0,2594$; $\eta_{0.4}=0,5069$; $\eta_{0.6}=0,2337$; $\eta_{1.0}=0,1973$; $\eta_{1.3}=0,3617$; $\eta_{1.9}=0,441$; $\eta_{3.5}=0,0864$; $\eta_{3.8}=0,9136$; $\eta_{4.5}=1,0$; $\eta_{5.1}=0,208$; $\eta_{5.3}=0,1176$; $\eta_{5.7}=0,6744$; $\eta_{6.7}=1,0$; $\eta_{7.8}=0,4049$; $\eta_{7.11}=0,5951$; $\eta_{8.4}=0,2832$; $\eta_{8.9}=0,7168$; $\eta_{9.6}=0,2362$; $\eta_{9.10}=0,7638$; $\eta_{10.0}=1,0$; $\eta_{11.0}=1,0$;

и потоков мощности элементов графа:

$N_0=121234$; $N_1=48518$; $N_3=27203$; $N_4=79742$; $N_5=82092$; $N_6=42782$; $N_7=98145$; $N_8=64596$; $N_9=61143$; $N_{10}=46304$; $N_{11}=58402$.

Подставив полученные значения коэффициентов передачи потоков энергии в матрицу, определили новое значение эффективного КПД для парогазовой ТЭС.

Погрешность вычислений для вариантной и комплексной оптимизации параметров рабочих тел газотурбинной ТЭС при оценке КПД составила 0,003%.

Выводы:

1. Применение газотурбинных двигателей с двухступенчатым сжатием воздуха и подводом теплоты в основную и дополнительную камеры сгорания с полезным использованием теплоты уходящих газов для подогрева воздуха в регенеративных подогревателях позволяет перекачивать природный газ при высоком значении КПД=65,046%. Увеличение эффективного КПД ГТД с двухступенчатым сжатием воздуха и подводом теплоты в основную и дополнительную КС по сравнению с базовой ГТУ (36,5%) почти в два раза стало возможным благодаря снижению затрат на сжатие воздуха в компрессоре с промежуточным воздухоохладителем, полезному использованию теплоты уходящих газов для подогрева воздуха в регенеративных подогревателях и увеличению массового расхода рабочего тела в турбину низкого давления из компрессора низкого давления, нагреваемого в дополнительной камере сгорания.

2. Повышение КПД также достигается при снижении температуры газов на выходе из дополнительной камеры сгорания КС2. Это происходит из-за уменьшения потерь с уходящими газами. Оптимум достигается при равенстве температур после ТВД и после КС2.

3. Применение для оптимизации параметров рабочих тел ГТД с двухступенчатым сжатием воздуха и двойным подводом теплоты в основную и дополнительную камеры сгорания математического моделирования с использованием матриц высоко эффективно, на что указывает хорошая сходимость значений критерия оптимизации.

Список литературы:

1. Ольховский Г.Г. Газотурбинные и парогазовые установки в России // Теплоэнергетика, 1999 – № 1 – с.2–9.
2. Бирюков Б.В. Об эффективности производства теплоты в отопительных теплоцентралях с паровыми котлами и газовыми турбинами. // Промышленная энергетика, 2009 – № 7 – с.39–42.

Возможности повышения энергоэффективности производства на ТЭС

Борисов Г.М.

Филиал «ЮжВТИ» ЭНЕКС (ОАО), Россия, г. Ростов-на-Дону

borgm@mail.ru

В Российской Федерации средний технический уровень эксплуатации оборудования, установленного на ТЭС, ниже современного западного уровня. Показатели экономичности отечественных ТЭС существенно ниже показателей экономичности современных развитых стран [1].

Существенное повышение эффективности использования энергетических ресурсов в тепловой энергетике может быть достигнуто с использованием новых технологий в основном технологическом цикле (парогазовых установок и др.) и во вспомогательных циклах (качественное регулирование собственных нужд, мембранные технологии в водоподготовке и т.д.), а так же с повышением технического уровня эксплуатации оборудования ТЭС.

Показатель энергоэффективности для объектов теплоэнергетики - затраты энергоресурсов на единицу продукции зависит от технологической основы необходимости расходов энергоресурсов (органического топлива) при производстве продукции. Эффективность преобразования энергоресурсов определяется параметрами циклов преобразования энергии и должна соответствовать проектным расчетным коэффициентам преобразования энергии (К.П.Д. котельных установок, термическим К.П.Д. газовых и паровых турбин и др.). Определенное влияние на показатели энергоэффективности оказывают также условия окружающей среды.

На снижение показателей экономичности ТЭС по сравнению с проектными (расчетными) показателями экономичности в значительной степени будут влиять отклонения от оптимальных параметров ведения режимов и технического состояния оборудования.

Для действующих ТЭС резервы повышения эффективности использования энергоресурсов на выработку продукции будут зависеть, прежде всего, от оперативного выявления отклонений показателей процессов от нормативных, расчетных показателей и их устранения при проведении эксплуатации оборудования. Дополнительное повышение эффективности может быть достигнуто в случае применения эффективных средств регулирования и оптимизации технологических вспомогательных процессов. Повышение эффективности работы связано с получением объективной оценки показателей деятельности, включая организацию и проведение эксплуатации ТЭС [2].

Объективная оценка состояния необходима как при анализе показателей работы и прогнозировании их на длительный период эксплуатации, так и при планировании работ по модернизации, реконструкции теплоэнергетического объекта. Разработку мероприятий, направленных на повышение эффективности работы необходимо основывать на результатах обследования состояния (аудита) объекта.

Объективная оценка разных сторон деятельности организации, системы, процесса, проекта или продукта должна осуществляться в соответствии с процедурой проведения аудита. Поисквые запросы дают следующие определения характеристик аудита:

- энергетический аудит - контроль над правильным расходом топливно-энергетических ресурсов;
- технический аудит для промышленных объектов – это проверка рациональности организованного производства, системы качества, а также его управления.

Федеральным законом от 23.11.2009г. №261-ФЗ определены условия и правила проведения энергетического обследования (энергоаудита). «Энергетическое обследование - сбор и обработка информации об использовании энергетических ресурсов в целях получения достоверной информации об объеме используемых энергетических ресурсов, о показателях энергетической эффективности, выявления возможностей энергосбережения и повышения энергетической эффективности с отражением полученных результатов в энергетическом паспорте».

Основными целями энергетического обследования (статья 15, 261-ФЗ) определяются как:

- 1) получение объективных данных об объеме используемых энергетических ресурсов;
- 2) определение показателей энергетической эффективности;
- 3) определение потенциала энергосбережения и повышения энергетической эффективности;
- 4) разработка перечня типовых, общедоступных мероприятий по энергосбережению и повышению энергетической эффективности и проведение их стоимостной оценки.

Исходя из указанных целей энергетических обследований, оценка деятельности производится, главным образом, в разрезе эффективности использования топливно-энергетических ресурсов. Результаты энергетического обследования позволяют выявить отклонения в фактических затратах энергоресурсов от нормируемых (проектных) показателей. Эта оценка проводится для текущего состояния технологических схем и оборудования объекта в течение определенного периода.

Основными нормативными документами, в которых определяются объем и требования при выполнении энергетических обследований для объектов энергетики и теплоэнергетики, в частности, являются РД 153-31.0-09.162-00 и РД 153-34.1-09 163-00.

Для предприятий теплоэнергетики задача проведения энергетического обследования (энергоаудита) сводится к выявлению:

- отклонений от нормативных (проектных, расчетных) показателей экономичности при эксплуатации;

- оценке показателей энергоэффективности основных технологических процессов и выявлению резервов повышения эффективности выработки тепловой и электрической энергии с разработкой перечня типовых, общедоступных мероприятий по энергосбережению и повышению энергетической эффективности.

В целом, материалы в объеме требований энергообследования (энергоаудита) не позволяют получить необходимый объем информации для решения задач по непрерывному повышению эффективности работы оборудования ТЭС. Программа энергоаудита объектов теплоэнергетики позволяет оценить показатели эффективности использования топливно-энергетических ресурсов при текущем состоянии.

Для решения комплексной задачи по повышению эффективности работы объектов теплоэнергетики необходимо проведение энергообследования в объеме технического аудита.

Под техническим аудитом понимают проверку независимыми специалистами системы организации производства, системы контроля и управления качеством, применяемых технических и технологических решений, а также проверку технического состояния машин, оборудования, механизмов, зданий и сооружений, инженерных коммуникаций, систем и сетей. Также проводится проверка технической и проектной документации с выражением мнения относительно обоснованности применяемых технических/технологических решений, способов управления производством и соответствия технического состояния инженерно сложных систем и оборудования требованиям нормативных актов. Исходя из конкретных условий, целей и задач обследования определяются состав и необходимый объем технического аудита.

Следует отметить, что высокий уровень показателей работы оборудования при эксплуатации может быть обеспечен за счет широкого применения современных средств мониторинга (контроля, диагностики) состояния оборудования для оптимизации режимов работы и проведения ремонтно-восстановительных работ. Всё это позволяет минимизировать издержки всего производственного цикла эксплуатации ТЭС.

ТЭС относятся к объектам с относительно высоким уровнем организации производства и эксплуатации. Поэтому, потенциальные возможности увеличения эффективности использования энергоресурсов (без учета реконструкции, модернизации) минимальны.

Для условий планируемого этапа эксплуатации ТЭС возможны следующие пути повышения эффективности использования энергетических ресурсов:

Обеспечение проведения технологических процессов производства тепловой и электрической энергии без допущения отклонений технологических параметров от нормативных, расчетных значений параметров. Оперативное выявление отклонений в показателях процессов должно проводиться с помощью средств мониторинга параметров технического состояния на основе данных средств контроля и оперативной эксплуатационной и прогнозирующей диагностики. Данные мероприятия являются основными и позволяют обеспечить основной резерв снижения энергозатрат на выработку продукции – производимой тепловой и электрической энергии.

Применение качественного регулирования нагрузкой механизмов собственных нужд. Данные мероприятия являются затратными, но позволяют добиться существенного снижения затрат энергоресурсов при работе на пониженных нагрузках в пределах регулируемого диапазона несения нагрузок.

Общезвестные мероприятия по повышению энергоэффективности: замена используемых источников освещения (ламп накаливания) на энергосберегающие светильники, оптимизация и качественное регулирование затрат энергоресурсов на отопление, вентиляцию и кондиционирование в служебных и производственных помещениях.

Список литературы:

1. Трухний А.Д., Макаров А.А., Клименко В.В. Современная теплоэнергетика. Часть 1. // Основы современной энергетики: Учебник для вузов. В двух частях, / Под общей редакцией чл.-корр. РАН Е.В. Аметистова. – 2-е перераб. и доп. – М.: Издательство МЭИ, -2003. - 323с.
2. Борисов Г.М. Повышение эффективности работы ТЭС при организации контроля параметров и диагностики эксплуатационного состояния теплоэнергетического оборудования //Энергосбережение и водоподготовка. - 2007. - № 2. - С.34-36.
3. Проведение энергетических обследований тепловых электрических станций. / Рунков В.А., Зайцев В.А., Бахтеев С.Ф., Брызгалов В.А. // Электрические станции. - 2005. -№7.- С.2-8.

Применение солнечной энергии в теплоснабжении

Валиева А.М., Хакимзянова Г.Ф., Лившиц С.А.

*Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Казанский государственный энергетический университет»,
Россия, г. Казань
ibiza-24@mail.ru*

Энергетическая ситуация во всем мире характеризуется ограниченными запасами природного газа и нефти при растущем их потреблении и ощутимом росте цен. Учитывая этот факт необходимо расширение использования возобновляемых источников энергии (ВИЭ). В настоящее время в энергобалансе Евросоюза ВИЭ составляют 7%, а к 2020 г. их доля должна возрасти до 20%. Из всех ВИЭ в наибольших масштабах используется солнечная энергия.[1]

Солнце является надежным источником энергии. Возможности использования этого источника энергии для повседневного генерирования тепловой энергии достаточно изучены. Однако потенциал использования солнечной энергии еще далеко не исчерпан. Привлекательность солнечной энергетики обусловлена рядом обстоятельств:

1) Солнечная энергия доступна в каждой точке нашей планеты, различаясь по плотности потока излучения не более чем в два раза. Поэтому солнечная энергетика привлекательна для всех стран, отвечая их интересам в плане энергетической независимости.

2) Солнечная радиация - это экологически чистый источник энергии, позволяющий использовать его во все возрастающих масштабах без негативного влияния на окружающую среду.

3) Солнечная энергия – это практически неисчерпаемый источник энергии, который будет доступен и через миллионы лет.[2]

Солнце можно использовать для получения как тепловой, так и электрической энергии. Основным компонентом солнечной системы (гелиосистемы) для преобразования солнечного излучения в тепловую энергию является коллектор.

Основным показателем для преобразования солнечной энергии в тепловую является уровень солнечного излучения, который зависит от времени года, местности, расположения и площади поглощающей поверхности. Для наглядности ниже приведена таблица солнечного излучения в различных городах России.[3]

Таблица №1. Солнечное излучение в различных городах России

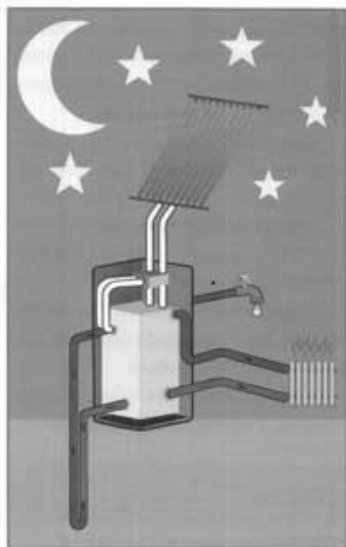
Город	Дневная сумма солнечной радиации, кВтч/м ² /день												
	Ян-варь	Фев-раль	Март	Ап-рель	Май	Июнь	Июль	Ав-густ	Сен-тябрь	Ок-тябрь	Но-ябрь	Де-кабрь	За год
Санкт-Петербург	0,35	1,08	2,36	3,98	5,46	5,78	5,61	4,31	2,60	1,23	0,50	0,20	2,80
Москва	0,50	0,94	2,63	3,07	4,69	5,44	5,51	4,26	2,34	1,08	0,56	0,36	2,63
Казань	0,68	1,44	2,82	4,29	5,52	5,93	5,72	4,49	2,86	1,51	0,83	0,54	3,06
Ростов-на-Дону	1,27	2,09	2,98	4,09	5,53	5,76	5,86	5,17	3,85	2,38	1,31	1,00	3,45
Нижний Новгород	0,64	1,45	2,75	3,95	5,34	5,60	5,50	4,27	2,69	1,45	0,75	0,45	2,91
Екатеринбург	0,64	1,50	2,94	4,11	5,11	5,72	5,22	4,06	2,56	1,36	0,72	0,44	2,87
Новосибирск	0,69	1,37	3,02	4,08	5,05	5,48	5,01	4,29	2,93	1,44	0,80	0,62	2,91
Хабаровск	1,64	2,72	4,11	4,61	5,39	5,86	5,42	4,53	3,81	2,56	1,72	1,28	3,64
Ереван	2,04	2,91	3,85	4,69	5,68	6,76	6,75	6,04	4,96	3,53	2,31	1,71	4,28

На территориях с высоким уровнем загрязнения атмосферы необходимо учитывать сокращение эффективного излучения на 5 – 10 %, иногда до 15 – 20 %. На территориях, находящихся на высоте от 700 до 2000 м над уровнем моря, напротив, следует учитывать увеличение эффективного излучения на 5 %.[4]

Солнечный коллектор применяется для нагрева воды в системе ГВС, а также для поддержки системы отопления. Гелиоустановки для нагревания бытовой расходной воды обеспечивают экономию энергии и заботливое отношение к окружающей среде. Комбинированные гелиоустановки для горячего водоснабжения и поддержки отопления всё больше находят широкое применение. С помощью гелиоколлекторных установок становится возможным использование существенной части солнечной энергии для производства тепла.[5]

Для расчета солнечной системы и определения параметров компонентов системы очень важна производительность коллектора. Этот параметр определяется как произведение средней ожидаемой мощности (кВт) на соответствующую единицу времени (час). Полученное значение в кВт · ч относят к квадратному метру площади коллектора или площади апертуры и получают значение в кВт·ч/ м². Она является важным оценочным параметром эффективности солнечной системы.

Можно выделить еще один важный критерий оценки – доля замещения тепловой нагрузки. Этот параметр указывает, какая часть необходимой для использования тепловой энергии обеспечивается солнечной системой. Чем больше доля замещения, тем больше экономия энергии. Понятно, что потребители часто хотят приобрести солнечную систему с максимально высокой долей замещения. Однако создание эффективной солнечной системы – это поиск компромисса между производительностью и долей замещения тепловой нагрузки.



Одним из вариантов решения этого вопроса является применение солнечного коллектора совместно с тепловым насосом. При отсутствии солнца такая комбинированная установка работает как обычный тепловой насос типа «грунт-вода». Теплоноситель отбирает тепло с грунта и попадает в испаритель теплового насоса.

Рис.1 Работа солнечного теплового насоса с использованием геотермального источника тепла.

Эффективность работы солнечного теплового насоса значительно выше, чем в аналогичных тепловых насосах, так как он использует теплоноситель, значительно большей температуры, за счет аккумулированной солнечной энергии. Солнечный тепловой насос хорошо работает с использованием вертикальных и спиральных геотермальных теплообменников. Этот режим работы установки характерен для холодного времени года, так как количество солнечной энергии в этот период минимально или отсутствует.[6]

В заключение хотелось отметить, что солнечную систему следует проектировать, исходя из индивидуальных условий и рассматривая различные решения. Перед началом работы нужно убедиться в технической и экономической целесообразности, сроке окупаемости.

Список литературы:

1. Бутузов В.А., Шетов В.Х. Солнечное теплоснабжение олимпийских объектов // Новости Теплоснабжения: электронный научный журнал. — 2008. — № 7 (95) [Электронный ресурс]. URL: <http://www.energsovet.ru/stat747.html> (дата обращения: 24.11.2013).
2. Гелиосистемы [Электронный ресурс]. URL: <http://yugsun.ru/dostavka/2012-05-31-09-11-57.html> (дата обращения: 24.11.2013).
3. Солнечная энергия дома. Расчет мощности автономной станции// [Электронный ресурс]. URL: <http://www.im-builder.ru/> (дата обращения: 24.11.2013).
4. Осадчий Г.Б. Технологии использования солнечной энергии в различных климатических зонах (широтах) мира [Электронный ресурс]. URL: <http://facepla.net> (дата обращения: 24.11.2013).
5. Гелиоустановки BUDERUS [Электронный ресурс]. URL: <http://www.stavropolie.ru> (дата обращения: 24.11.2013).
6. Каталог энергосберегающих технологий [Электронный ресурс]. URL: <http://max-energy-saving.info/index.php?pg=article/51.html> (дата обращения: 24.11.2013).

Оптимизация затрат электрической энергии на привод дымососов теплогенерирующего оборудования котельных

Гаврилова А.А., Новичкова А.В., Бокарева Т.Н.

*Самарский государственный архитектурно-строительный университет, Россия, г.Самара
a.a.gavrilova@mail.ru*

В процессе эксплуатации производственно-отопительных котельных значительное количество электрической энергии расходуется на обеспечение работы вспомогательного

оборудования. Наиболее затратными потребителями электрической энергии на собственные нужды являются тягодутьевые механизмы котлов, питательные и подпиточные насосы.

В 90-е годы экономика нашей страны активно стала переходить от плановой экономики к рыночным отношениям. На начальном этапе перестройки не все производственные предприятия смогли выжить и успешно продолжать функционирование в новых экономических условиях. В борьбе за выживание многие прекратили свое существование. Многие из оставшихся предприятий отдали предпочтение созданию собственных источников тепловой энергии. В связи с этим значительно изменилась нагрузка производственно-отопительных котельных, что существенно сказалось на режимах работы основного и вспомогательного энергетического оборудования.

В течение года в общей нагрузке производственно-отопительных котельных стала преобладать неравномерная отопительная нагрузка. Относительно равномерная производственная нагрузка упала в среднем на 25-40%.

Таким образом, снизились суммарные нагрузки котельных в среднем на 30%, и произошло перераспределение соотношения между постоянной в течение года производственной и сезонной отопительной нагрузками.

На рис.1. приведены графики изменения среднемесячной нагрузки котла в течение года при нагрузке котельной до 1990 года и существующей нагрузке в относительных величинах.

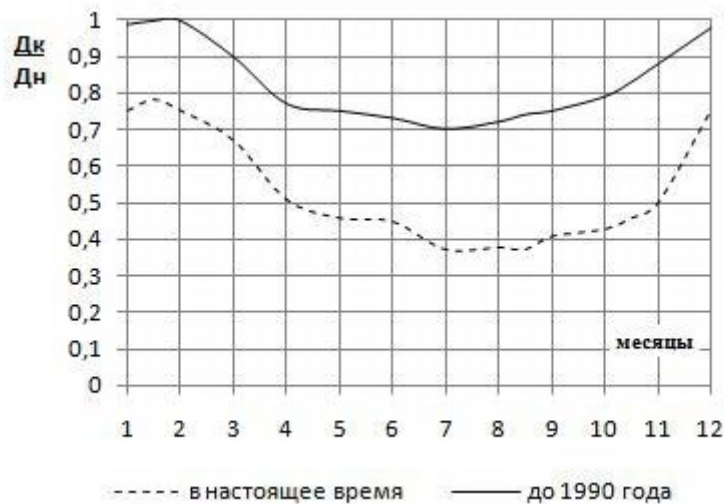


Рис.1. Динамика изменения среднемесячной производительности котельного оборудования в течение календарного года.

Анализ приведённых графиков показывает, что до 1990 года котлы практически весь год работали с нагрузкой выше 75% номинальной. В настоящее время нагрузка котла в течение года колеблется от 80% до 45%.

Эти изменения нагрузки привели к тому, что основное и вспомогательное оборудование котельных в течение года стало работать в нерасчётных режимах, особенно в летний период.

В затратах электрической энергии на привод вспомогательного оборудования тягодутьевой комплекс составляет 26-30%.

В данной работе рассмотрены подходы, позволяющие снизить затраты электрической энергии на привод дымососов котлов за счёт применения регулирования привода при пониженных режимах работы. В качестве регулируемого привода рассматриваются варианты использования гидромолты и частотно-регулируемого привода [1].

Оценка эффективности использования регулируемых приводов производилась по следующему алгоритму:

1. Производится расчёт производительности дымососа по среднемесячной нагрузке котельного агрегата. По элементарному составу сжигаемого топлива, определяется необходимое количество воздуха для горения по соотношению [2]:

$$V^O = 0,0476 \left[0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right], [M^3/M^3]$$

Затем рассчитываются теоретические объёмы продуктов сгорания:

- теоретический объём азота

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + 0,8 \frac{N^p}{100}, [\text{м}^3/\text{кг}]$$

- объём трехатомных газов

$$V_{RO_2}^0 = 1,866 \frac{C^p + 0,375S_{OP+k}^p}{100}, [\text{м}^3/\text{кг}]$$

- теоретический объём водяных паров

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H^p + 0,0124 \cdot W^p + 0,0161 \cdot V^0, [\text{м}^3/\text{кг}]$$

Для коэффициента избытка воздуха в уходящих газах рассчитываются:

- объём водяных паров

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0, [\text{м}^3/\text{кг}]$$

- объём дымовых газов

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2}^0 + V_{N_2}^0 + V_{H_2O} + (\alpha - 1) \cdot V^0, [\text{м}^3/\text{кг}]$$

Коэффициент избытка воздуха в топке и в уходящих газах определяется из режимной карты для конкретной нагрузки котла.

Часовой расход дымовых газов определяем по соотношению:

$$V_{д.г.} = V_{\Gamma} \cdot B_p \cdot \alpha_{yx}, [\text{м}^3/\text{ч}]$$

где: V_{Γ} – объём дымовых газов $[\text{м}^3/\text{м}^3]$; B_p – часовой расход топлива $[\text{м}^3/\text{ч}]$ принимаем из

режимных карт для соответствующей нагрузки; α_{yx} – коэффициент избытка воздуха в уходящих газах, определяется из режимных карт.

По часовым производительностям дымососа для среднемесячных нагрузок котла по соответствующей рабочей характеристике определяются его напор и К.П.Д.

Потребляемая электрическая мощность электродвигателя дымососа при дросселировании его производительности шиббером рассчитывается по следующей формуле:

$$P_{\text{э}} = \frac{V_{д.г.} \cdot H_{\text{д}}}{3600 \cdot 102 \eta}, \text{ кВт} \quad (1)$$

3. Потребляемая мощность дымососов при применении гидромуфты для регулирования производительности находится из соотношения

$$P_{\text{эм}} = P_{\text{max}} \left(\frac{Q_{\text{max}}}{Q} \right)^{1/3}, [\text{кВт}] \quad (2)$$

где $P_{\text{эм}}$ – мощность при регулировании с помощью гидромуфты; P_{max} – максимальная мощность электродвигателя; Q_{max} – максимальная производительность питательного насоса.

4. Рассчитываются мощности преобразователя частоты при регулировании производительности дымососов с помощью частотно-регулируемого привода:

$$P_{\text{чпн}} = P_{\text{max}} \left(\frac{Q}{Q_{\text{max}}} \right)^3, [\text{кВт}] \quad (3)$$

где $P_{\text{чпн}}$ – мощность при частотном регулировании скорости;

На основании рассчитанных данных строится график потребляемой электрической энергии электродвигателем дымососа при применении различных систем регулирования его производительности. На рисунке 2 приведены рассчитанные зависимости дросселя (1), гидромуфты (2) и ЧРП (3).

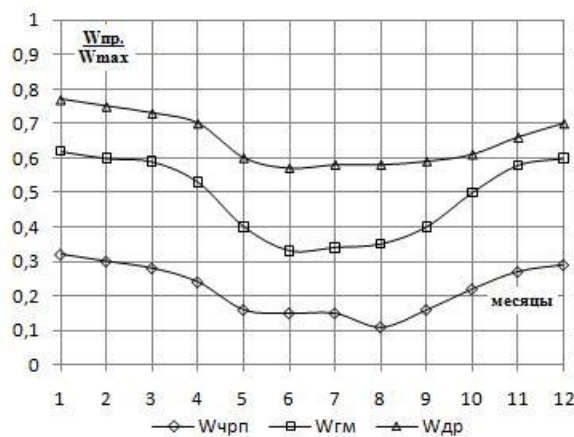


Рис.2. Динамика изменения относительных величин потребляемой энергии дымососом при различных способах регулирования его производительности.

Из анализа рисунка 2 следует, что регулирование производительности при помощи шиберов затраты электрической энергии увеличиваются в среднем на 5%. При регулировании производительности с помощью гидромукты расход электрической энергии уменьшается на 10-15%, а с помощью ЧРП на 27%.

Применение регулируемого привода дает наибольшую экономию электрической энергии при работе дымососа при нагрузках ниже 80-75% номинальной.

Список литературы:

1. Гаврилова А.А., Салов А.Г. Направления повышения энергоэффективности теплоэлектроцентралей – Труды пятой международной школы-семинара молодых ученых и специалистов «Энергосбережение Теория и практика. – М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – 163-169 с.
2. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) – Издательство НПО ЦКТИ, СПб, 1998. – 257 с.

Применение торцевых диафрагм для учета расхода жидкостей и газов

Гареев Р. С., Фафурин В. А. *, Фефелов В.В, Явкин В. Б. **

Метрологический центр ООО «СТП», *ФГУП ВНИИР, *КНИТУ, **КНИТУ-КАИ, Россия, г.

Казань

gareyev_rs@mail.ru

В практике измерения расходов часто приходится иметь дело с нестандартными применениями приборов переменного перепада давления. К такому случаю относится использование торцевых диафрагм, отличающихся от стандартной диафрагмы отсутствием входного, выходного или входного и выходного трубопроводов. Торцевые диафрагмы могут применяться в условиях ограничений на длины трубопроводов. Их применение имеет определенные преимущества при измерении расхода воздуха в компрессоростроении [1] и других приложениях.

Для возможности практического применения этих средств измерений необходимо знать их метрологические характеристики в широком диапазоне режимных и конструктивных параметров. В данной работе представлены результаты экспериментального и численного исследования коэффициента истечения торцевых диафрагм без входного участка в диапазоне изменения числа Рейнольдса $Re=2,5 \times 10^4 \div 4 \times 10^5$ и относительного диаметра диафрагмы $\square=0,4 - 0,75$. Экспериментальное определение коэффициента истечения проводилось на государственной эталонной установке Эу-2 Государственного первичного эталона массового и объемного расходов газа ГЭТ-118, с расширенной стандартной неопределенностью определения массового и объемного расходов 0,093% [2].

Результаты экспериментов представлены на рис.1 в виде зависимости коэффициента истечения от числа Рейнольдса. На этом же рисунке нанесены зависимости коэффициента истечения стандартной диафрагмы, полученные расчетом уравнению [3] при $\square=0,1$ и $0,75$, а также

зависимости для коэффициента истечения торцевой диафрагмы без входного участка, рассчитанные по эмпирическому уравнению, полученному в [4]

$$C = 0,5961 + 0,000521 \left(\frac{Re}{10^6} \right)^{0,7} \quad (1)$$

С ростом числа Рейнольдса у всех испытанных диафрагм коэффициент истечения монотонно уменьшается. По характеру зависимости от числа Рейнольдса полученные результаты качественно соответствуют зависимостям коэффициента истечения стандартных диафрагм, однако количественное расхождение достаточно велико и в некоторых случаях превышает 1,5%. Имеется небольшое расслоение экспериментальных данных по относительному диаметру диафрагмы $\beta = d/D$. Расчетная зависимость коэффициента истечения стандартной диафрагмы, полученная при $\beta = 0,1$, дает заниженные на 1 – 1,5% по сравнению с экспериментом значения C при $Re < 2 \times 10^5$ и на 0,9 – 1% при $Re \geq 2 \times 10^5$; расчет, выполненный для $\beta = 0,75$, наоборот, дает завышенные значения C при малых числах Re и неплохо согласуется с экспериментальными для диафрагм с $\beta = 0,6$ и $0,75$ при $Re > 1 \times 10^5$. Уравнение (1) хорошо согласуется (в пределах 0,5%) с результатами экспериментов для $\beta = 0,4$, а также для $\beta = 0,6$ при $Re < 2 \times 10^5$. С ростом числа Рейнольдса расхождение формулы (1) и данных для $\beta = 0,6$ возрастает, а при $\beta = 0,75$ расхождение формулы (1) с данными эксперимента достигает 1% и более.

Из представленных результатов можно сделать вывод, что эмпирическое уравнения для коэффициента истечения стандартной диафрагмы [3] не пригодно для определения коэффициента истечения торцевой диафрагмы, а уравнение (1) хорошо согласуется с экспериментальными данными при малых β и числах Рейнольдса $Re < 2 \times 10^5$.

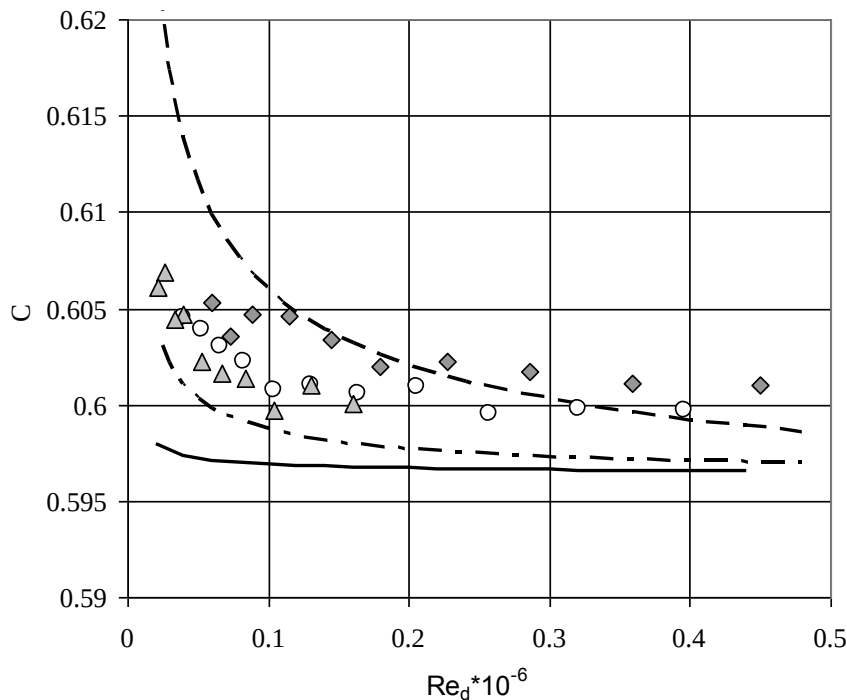


Рис.1. Зависимость коэффициента истечения торцевой диафрагмы от числа Рейнольдса.
Эксперимент: $\blacklozenge$ $\beta=0,75$, $\bigcirc$ $\beta=0,6$, $\triangle$ $\beta=0,4$; расчеты: стандартная диафрагма $\beta=0,1$,
стандартная диафрагма $\beta=0,75$, уравнение (1)

Ограничение эталонной установки Эу-2 по расходу газа не позволяет провести исследование коэффициента истечения в более широком диапазоне изменения числа Рейнольдса. Кроме того, для проведения экспериментов с торцевыми диафрагмами без входного и без выходного участков требуются дорогостоящие конструктивные изменения. В этих условиях имеет смысл прибегнуть к численному исследованию.

Для выяснения возможности применения численных методов к расчету коэффициента истечения торцевой диафрагмы были проведены расчеты, выполненные в осесимметричной постановке. Геометрия расчетной области была выбрана такой, чтобы передать все конструктивные особенности монтажа диафрагмы (фланцы, крепление, отбор давления). Расчетная сетка содержала 250 000 прямоугольных ячеек, ориентированных вдоль стенок, с выделением пограничных слоев и плавным увеличением размера ячейки к ядру потока. Сгущения сетки в пристеночных областях были такими, что величина $y^+ = u^* y / \nu \leq 1,5$ для 99% пристеночных ячеек, где $u^* = \sqrt{\tau_w / \rho}$, τ_w – напряжения трения на стенке, y – расстояние от центра граничной ячейки до стенки. Это обеспечивало возможность сеточного разрешения ламинарного подслоя. В окрестности угловой точки диафрагмы величина y^+ превышала указанное выше значение и могла достигать 5.

Расчеты, проведенные со стандартным набором констант в модели турбулентности $k-\epsilon$ SST, показали, что полученная зависимость коэффициента истечения от числа Рейнольдса качественно согласуется с экспериментальными данными, однако имеется значительное постоянное смещение расчетных данных, около 1%, практически одинаковое для всех ϵ (рис.2). Такой же результат был получен и для модели турбулентности $k-\epsilon$ RNG со стандартным набором констант. Эта модель также дает значительное смещение относительно экспериментальных точек. Устранение смещения было достигнуто корректировкой констант модели турбулентности, как для модели $k-\epsilon$ RNG, так и для модели $k-\epsilon$ SST.

Так как смещение, полученное при расчетах приводит к заниженным значениям C , вызванным, в том числе, большей неравномерностью профиля скорости перед диафрагмой, то корректировка была выполнена таким образом, чтобы обеспечить большие значения интенсивности турбулентности вблизи входа в диафрагму, что должно привести к выравниванию профиля скорости. После соответствующего изменения констант в моделях турбулентности постоянное смещение экспериментальных и расчетных данных было сокращено до 0,5%. Из представленных на рис.2 графиков видно, что после модификации констант расчетные и экспериментальные данные согласуются между собой значительно лучше, чем при стандартном наборе констант. Отметим также, что результаты расчетов по модели $k-\epsilon$ SST с модифицированными константами хорошо согласуются с расчетами по формуле (1).

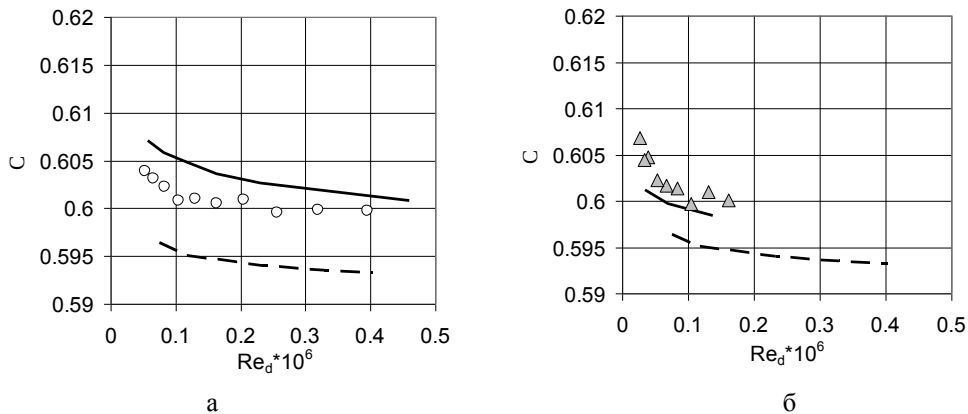


Рис.2. Результаты расчетов C численным методом с использованием различных моделей турбулентности: а – модель $k-\epsilon$ RNG, точки – эксперимент при $\beta=0,6$; б – модель $k-\epsilon$ SST, точки – эксперимент при $\beta=0,4$; пунктирные линии – расчет со стандартными значениями констант, сплошные – с модифицированными.

В результате проведенных исследований получены экспериментальные зависимости коэффициента истечения от числа Рейнольдса. Проведена коррекция констант моделей турбулентности, обеспечившая хорошее согласование результатов расчетов с экспериментальными данными.

Список литературы:

1. Рис В. Ф., Широков Н. А. Коэффициенты расхода торцевых диафрагм при нестесненном входе воздуха. // Энергомашиностроение № 10, 1984 г., С. 13–14.

2. Гареев Р. С., Красавин А. В., Фафурин В. А., Явкин В. Б., Яценко И. А. Экспериментальное и расчетное определение коэффициента истечения торцевой диафрагмы. // Законодательная и прикладная метрология, 2012, №6, С. 13-17.
3. ГОСТ 8.586.2-2005 (ИСО 5167-2:2003). Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. Часть 2. Диафрагмы Технические требования.
4. ISO Technical Report. ISO/TR 15377:2007 (E). Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices – Guidelines for the specification of orifice plates, nozzles and Venturi tubes beyond the scope of ISO 5167.

Тепловой баланс экодому с учетом рекуперации вентиляционного воздуха

Удалов С.Н., Грибов М.А.

Новосибирский Государственный Технический Университет, г. Новосибирск

Mushrumov@211.ru

В статье представлены результаты расчета теплового баланса экодому с учетом рекуперации вентиляционного воздуха, теплотери через ограждающие конструкции, класс энергетической эффективности.

Введение

В обычных домах более 90% потребляемой энергии тратится в виде тепла на отопление и горячее водоснабжение (ГВС). Поэтому проектирование энергоэффективного дома необходимо начинать со снижения теплотребления. Потребление тепла на нужды отопления можно снизить по трем основным направлениям:

- усиление теплоизоляции внешней оболочки здания;
- снижение тепловых потерь с вентилируемым воздухом;

Дисковый рекуператор

Дисковый рекуператор (рис. 1) не подвержен обмерзанию, так как кристаллы инея, образующиеся на вращающихся дисках, непрерывно удаляются при прохождении дисков через щели и уносятся потоком воздуха.

Предлагается устройство для рекуперации тепла вентиляции, в котором теплообмен происходит на быстро вращающихся дисках, половина каждого из которых находится в выбрасываемом воздухе, другая - в воздухе, забираемом снаружи. Диски, закреплённые на валу на расстоянии друг от друга, установлены в канале, разделённом перегородкой, вращаются от внешнего привода. В перегородке имеются щели, в которых вращаются диски. Частота вращения 1500 - 3000 об/мин. Для повышения эффективности устройства в канале устанавливают несколько валов (ступеней). Так эффективность (доля возвращённого тепла) одноступенчатого (однороторного) аппарата не более 50 %, эффективность пятиступенчатого - более 80 %. В таблице 1 приведены основные технические параметры, используемых рекуператоров.

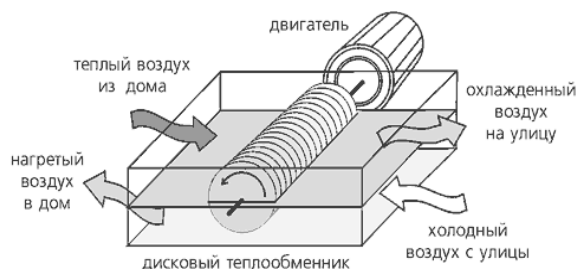


Рис.1. Дисковый рекуператор

Таблица 1. Характеристики воздушных дисковых рекуператоров

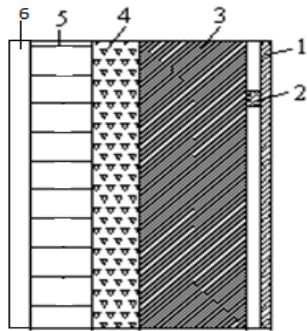
№	Производительность (м3/ч)	Количество дисков	Общая поверхность дисков	Габариты (м*м*м)
1	250	25	5	0.8*0.5*0.12

2	500	50	10	0.8*0.5*0.25
3	1000	100	20	0.8*0.5*0.5
4	2000	200	40	0.8*0.5*1
5	5000	500	100	0.8*0.5*2.5
6	10000	250	200	1.3*1*1.3
7	50000	1250	1000	1.3*1*6

Алгоритм управления для дискового рекуператора

Вентиляция помещений обеспечивает своевременное удаление избытка углекислого газа, тепла, влаги, пыли, вредных веществ, образующихся в результате различных бытовых процессов и пребывания в помещении людей. Что бы выполнить эти требования, нужно рекуперировать не менее 1/3 объема воздуха здания. Например, если объем воздуха здания 1250 м³, а производительность рекуператора 250 м³/ч, следовательно рекуператор должен работать не менее 2 часов в сутки.

Результаты расчета



Расчёт сопротивления теплопередаче показан на примере стены (рис.2). Результат расчёта – 9,7 м² оС/Вт. Для кровли и пола первого этажа соответственно 9,2 м² оС/Вт и 4,8 м² оС/Вт.

Рис.2. Разрез наружной стены жилого дома: 1 - гипсоволокнистая плита толщиной $\delta_1=10$ мм; 2 - замкнутая воздушная прослойка $\delta_2=20$ мм; 3 - арболитовые блоки $\delta_3=400$ мм; 4 - утеплитель (минвата с пароизоляцией) $\delta_4=270$ мм; 5 - облицовочный кирпич $\delta_5=120$ мм; 6 - штукатурка $\delta_6=20$ мм.

В расчёте учтено влияние углов и перекрытий на сопротивление теплопередаче. С помощью программы THERM были рассчитаны сопротивления теплопередачи в углах стен, откосах окон, кровли. Сопротивление теплопередаче на гладе стены составляет 9,7 м² оС/Вт, в углу стены 8 м² оС/Вт.

Сопротивление теплопередаче на гладе кровли составляет 9,2 м² оС/Вт, после расчета 8 м² оС/Вт. Сопротивление теплопередаче пола составляет 4,8 м² оС/Вт, после расчета 8 м² оС/Вт [3]. Результаты расчёта представлены на рисунках 3 и 4.

Ниже приведены диаграммы тепловой энергии поступающей от системы отопления, солнечного излучения и бытовых тепlopоступлений. На рисунке 3 представлено процентное соотношение между тепlopоступлениями за отопительный период без рекуперации вентиляционного воздуха, на рисунке 4 – с тепловой эффективностью рекуперации тепла вентиляционного воздуха 80%.

Из рисунка 3 следует, что наличие рекуператора способно сократить расход на отопление более чем вдвое, что в свою очередь снизит расход топлива в отопительный период.

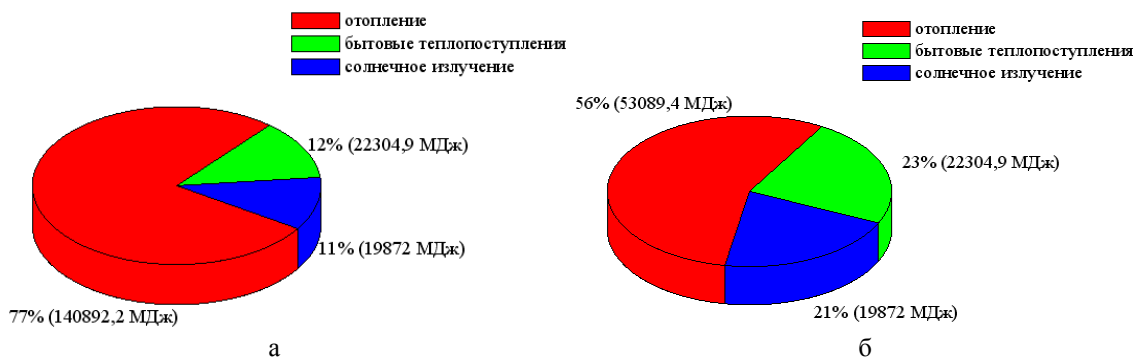


Рис. 3. Тепlopоступления за отопительный период.

а – без рекуперации; б – с рекуперацией тепла вентилируемого воздуха 80%

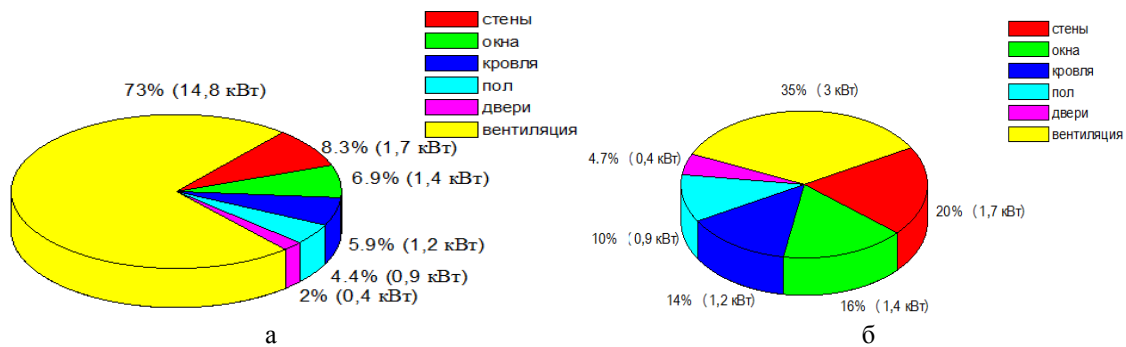


Рис. 4 теплотери через ограждающие конструкции и вентиляцию за холодную пятидневку при однократном воздухообмене:

а- без рекуперации; б- с рекуперацией тепла 80%

Закключение

По результатам расчета на нагрев вентиляционного воздуха при однократном воздухообмене тратилось 73% тепла от общих теплотерь в доме. Использование рекуператора тепла вентиляционного воздуха с тепловой эффективностью 80% снизило эту величину до 35%.

Список литературы:

1. СНиП 23 – 02 - 2003. Тепловая защита зданий.
2. ТСН 23-317-2000 НСО. Энергосбережение в жилых и общественных зданиях
3. Б.В. Абрамов. Строительная теплофизика. Учебное пособие. - Бишкек, 1999.

УДК 621.643

Анализ масштабов тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции с учетом испарении влаги

Губина Е.В., Половников В.Ю.

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск
polov@tpu.ru*

Уровень тепловых потерь в тепловых сетях РФ оценивается в 30 % полезного теплопотребления абонентов [1]. Отдельный интерес представляет анализ тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции [2]. При этом в [2] не учитывается влияние фазовых переходов в структуре слоя теплоизоляции на интенсификацию тепловых потерь.

Целью данной работы является численный анализ тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения тепловой изоляции с учетом испарения влаги на границе раздела «стенка трубы – слой изоляции».

Рассматривается задача теплопроводности в системе «стенка трубы – слой увлажненной теплоизоляции». На границе раздела «стенка трубы – слой увлажненной изоляции» учтен процесс испарения. На рис. 1 показана область решения рассматриваемой задачи.



Рис. 1. Схематическое изображение области решения: 1 – теплоноситель; 2 – стенка трубы; 2 – слой увлажненной изоляции; 4 – окружающая среда.

Математическая модель

Математическая постановка задачи имеет вид:

$$\frac{\partial T_{\text{тр}}}{\partial \tau} = a_{\text{тр}} \left(\frac{\partial^2 T_{\text{тр}}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_{\text{тр}}}{\partial r} \right), \quad R_1 \leq r < R_2; \quad (1)$$

$$\frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial \tau} = a_{\text{и}} \left(\frac{\partial^2 T_{\text{и}}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial r} \right), \quad R_2 < r \leq R_3. \quad (2)$$

$$\tau = 0, R_1 \leq r \leq R_3, T_{\text{тр}} = T_{\text{и}} = T_0 = \text{const}. \quad (3)$$

$$\tau > 0, r = R_1, T_{\text{тр}} = T_1 = \text{const}; \quad (4)$$

$$\tau > 0, r = R_2, -\lambda_{\text{тр}} \frac{\partial T_{\text{тр}}}{\partial r} = -\lambda_{\text{и}} \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial r} - QW; \quad (5)$$

$$\tau > 0, r = R_3, -\lambda_{\text{и}} \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial r} = \alpha(T_{\text{и}} - T_{\text{ос}}). \quad (6)$$

Обозначения: T – температура, К; τ – время, с; a – коэффициент температуропроводности, м²/с; r – координата, м; R – граница области расчета, м; λ – теплопроводность, Вт/(м·К); Q – теплота фазового перехода, Дж/кг; W – массовая скорость испарения, кг/с; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К).

Индексы: тр – труба; 1, 2, 3 – номера границ; тр – труба; и – изоляция; 0 – начальный момент; эф – эффективный; ос – окружающая среда.

Массовая скорость испарения определялась из соотношения [3]:

$$W = \frac{A(P_{\text{тр}} - P_{\text{и}})}{\sqrt{\frac{2\pi R_g}{M} T(R_2)}},$$

где: A – коэффициент аккомодации; $P_{\text{нас}}$ – давление насыщения, Па; $P_{\text{парц}}$ – парциальное давление испаряющейся компоненты, Па; R_g – газовая постоянная, Дж/(кмоль·К); M – молекулярная масса паров, кг/моль.

Коэффициент аккомодации вычислялся по формуле [4]:

$$A = \frac{0,059}{P_{\text{и}}^{0,5}}.$$

Парциальное давление испаряющейся компоненты определялось по аналогии с процессом поверхностного испарения [5]:

$$\phi = \frac{P_{\text{и}}}{P_{\text{тр}}} = \frac{m_{\text{а}}}{m_{\text{а}} + m_{\text{и}}},$$

где: m – массовая доля; в – вода; п – пар.

Исходя из физических соображений, ясно, что $m_{\text{в}}$ значительно больше $m_{\text{п}}$. Следовательно, для рассматриваемой задачи можно принять ψ как параметр: $\psi \approx 0,999 \dots 0,995$.

Теплофизические свойства слоя увлажненной изоляции определялись с учетом объемных долей каждой компоненты [6]. Например, эффективная теплопроводность вычислялась из соотношения:

$$\lambda_{\text{эф}} = \lambda_{\text{в}} \phi_{\text{в}} + \lambda_{\text{а}} \phi_{\text{а}}; \quad \phi_{\text{а}} + \phi_{\text{в}} = 1,$$

где: ϕ – объемная доля.

Задача (1)–(6) решена методом конечных разностей с использованием неявной четырехточечной разностной схемы. Разностные аналоги исходной системы уравнений решены методом «прогонки».

Численный анализ проводился для трубы с диаметром условного прохода 600 мм, изготовленной из стали 10 (толщина 9 мм) и тепловой изоляцией из стеклянной ваты (толщина 70 мм). Значение температуры в рассматриваемой области решения в начальный момент времени принималось равным $T_0=298$ К. Температура внутренней поверхности трубы принималась равной $T_1=363$ К, а температура окружающей трубопровод среды составляла $T_{ос}=298$ К. Коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к наружному воздуху принимался равным $\alpha = 11$ Вт/(м²·К). Максимальное значение объемной доли воды $\varphi_v = 0,73$.

В таблице 1 приведены значения теплопроводности (λ), теплоёмкости (C), и плотности (ρ) трубопровода, изоляции и воды, использованные при расчетах.

Таблица 1. Теплофизические свойства материалов

Материал	λ , Вт/(м·К)	C , кДж/(кг·К)	ρ , кг/м ³
Сталь 10	57,7	0,466	7860
Стекловата	0,059	0,67	206
Вода	0,571	4,2	1000

Результаты численного моделирования, приведенные в таблице 2, свидетельствуют об ожидаемом росте тепловых потерь теплопровода q_1 с увеличением объемной доли влаги φ_v в пористой структуре слоя тепловой изоляции.

Таблица 2. Результаты численного анализа тепловых потерь по величине объемной доли влаги в слое тепловой изоляции

φ_v	q_1 , Вт/м	$\delta_1 = \frac{q_1^{\varphi \neq 0} - q_1^{\varphi = 0}}{q_1^{\varphi \neq 0}}, 100 \%$
0	110,19	-
0,2	271,53	59,4
0,4	404,09	72,7
0,6	515,26	78,6
0,73	578,61	81,0

Величиной δ_2 обозначен рост тепловых потерь теплопровода q_2 по сравнению с потерями без учета испарения при $\varphi_v = 0$ (таблица 2), а значения δ_3 характеризуют отклонения в расчетах тепловых потерь с учетом и без учета испарения при $\varphi_v \neq 0$.

Таблица 3. Результаты численного моделирования по параметру ψ

φ_v	ψ	q_2 , Вт/м	$\delta_2 = \frac{q_2 - q_1^{\varphi = 0}}{q_2}, 100 \%$	$\delta_3 = \frac{q_2 - q_1^{\varphi \neq 0}}{q_2}, 100 \%$
0,2	0,999	329,63	66,6	17,6
	0,997	445,84	75,3	39,1
	0,995	562,05	80,4	51,7
0,4	0,999	462,17	76,2	12,6
	0,997	578,33	80,9	30,1
	0,995	694,50	84,1	41,8
0,6	0,999	573,33	80,8	10,1
	0,997	689,46	84,0	25,3
	0,995	805,60	86,3	36,0
0,73	0,999	636,61	82,7	9,1
	0,997	752,72	85,4	23,1
	0,995	868,84	87,3	33,4

Отклонение в результатах расчета тепловых потерь с учетом и без учета испарения влаги составляет $\delta_3=9,1-51,7 \%$, что свидетельствует о необходимости учета наличия испарения при проведении анализа тепловых режимов теплопроводов, работающих с увлажненной изоляцией.

Вклад эффекта испарения в суммарные тепловые потери составляет от 1,7 до 21 % (табл. 2, 3) в зависимости от значений φ_v и ψ . Анализ нестационарности процессов теплопереноса

для рассматриваемой задачи свидетельствует о том, что время выхода процессов на стационарный режим не превышает 20 000 секунд, что хорошо согласуется с результатами проведенных ранее исследований [2].

Исследование выполнено при поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 12-08-00201-а и гранта Президента РФ № МК-1652.2013.8.

Список литературы:

1. Ватин Н.И., Дубов В.В., Петраков Г.П. Внедрение РМД 41-11-2012 Санкт-Петербург «Устройство тепловых сетей в Санкт-Петербурге». – 2013. – № 1(6). – С. 48–54.
2. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Численное моделирование теплового состояния трубопровода в условиях затопления с учетом нестационарности процесса насыщения теплоизоляции влагой // Теплоэнергетика. – 2008. – № 5. – С. 60–64.
3. Полежаев Ю. В., Юревич Ф. Б. Тепловая защита. – М.: Энергия, 1976. – 392 с.
4. Санду С.Ф. Математическое моделирование процессов переноса тепла и массы в испарительно-конденсационных системах теплопередачи энергетических установок // Известия Томского политехнического университета. – 2003. – Т. 306. – № 4. – С. 60–63.
5. Берман Л.Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1949. – 440 с.
6. Чудновский А.Ф. Теплофизические характеристики дисперсных материалов. – М.-Л.: Физматгиз, 1962. – 456 с.

Влияние регенерации на экономичность энергоблока с пароохлаждаемым быстрым реактором

Гуков Е.В., Антонова А.М.

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск
anton@tpu.ru*

Введение

Выбор вида теплоносителя и его параметров является определяющим при определении типа ядерного реактора и разработке тепловой схемы атомной электростанции. Вода (обычная) является наиболее распространенным теплоносителем, а также замедлителем в ядерных энергетических реакторах на тепловых нейтронах. Одним из недостатков воды как теплоносителя является заметная способность поглощать нейтроны, в силу чего приходится использовать обогащенное топливо (не менее 1 % обогащения урана изотопом ^{235}U). Избежать этого недостатка позволяет использование в качестве теплоносителя ядерного реактора перегретого водяного пара. В таком случае в ядерном реакторе может быть реализована реакция деления на быстрых нейтронах. В силу низкой активации пара с таким реактором на быстрых нейтронах можно применить двух – или даже одноконтурную тепловую схему блока [1]. Расчетные исследования влияния параметров пара на экономичность энергоблока простой схемы с пароохлаждаемым быстрым реактором произведены в работе [2].

1. Постановка задачи исследования

Целью данного исследования является установление влияния регенеративного подогрева питательной воды (РППВ) на эффективность энергоблока с пароохлаждаемым реактором (рис. 1). Парогенератор смешивающего типа (бойлер Леффлера) производит сухой насыщенный пар из питательной воды за счет теплоты конденсации части перегретого пара, поступающего из ядерного реактора. Сухой пар в процессе сжатия в компрессоре становится перегретым и подается в активную зону реактора, где происходит его дальнейший перегрев за счет теплоты, выделяющейся в реакции деления ядерного горючего. Перегретый пар на выходе из реактора разделяется на два потока: один направляется на турбину, второй – в бойлер, куда поступает также питательная вода после подогрева в регенеративных подогревателях.

Абсолютный внутренний КПД установки определяется по формуле:

$$\eta_i = \frac{H_i^T \cdot \left(1 - \sum \alpha_j \cdot y_j\right) - H_i^K}{q_1},$$

где H_i^T – действительный теплоперепад турбины, кДж/кг; α_j – относительный расход пара в j-й отбор; y_j – коэффициент недовыработки мощности, действительный теплоперепад компрессора

$$H_i^K = \frac{(1 + \alpha_{\text{бл}})(h_6 - h_a)}{\eta_{oi}^K}, \text{ кДж/кг;}$$

Q_1 – расход теплоты, подводимой к рабочему телу в активной зоне реактора

$$Q_1 = (1 + \alpha_{\text{бл}})(h_0 - h_6), \text{ кДж/кг;}$$

$\alpha_{\text{бл}}$ – относительный расход перегретого пара, поступающего из реактора в бойлер,

$$\alpha_{\text{бл}} \cdot h_0 + 1 \cdot h_{\text{нбл}} = (1 + \alpha_{\text{бл}}) \cdot h_a$$

Относительные расходы пара в отборы определяются по уравнению теплового баланса подогревателей $\alpha_j \cdot (h_j - h_j') + \alpha_{j-1} \cdot (h_{j-1}' - h_j') = \alpha_{\text{нб}} (h_{\text{нбл}} - h_{\text{нбл}+1}) / \eta_{\text{П}}$.

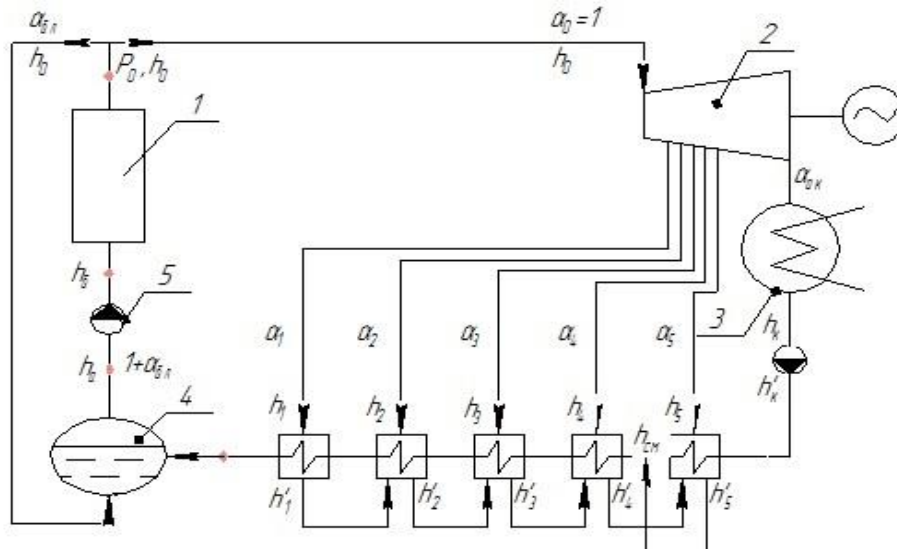


Рис. 1. Схема одноконтурной установки с пароохлаждаемым РБН с регенеративным подогревом питательной воды:

1 – реактор; 2 – турбина; 3 – конденсатор; 4 – бойлер Леффлера; 5 – компрессор

Во всех приведенных формулах энтальпии определяются в соответствии с обозначениями на рис. 1. Потери давления в тракте питательной воды и затратой работы на сжатие воды пренебрегаем, вносимая при этом погрешность незначительна.

2. Влияние начального давления пара на КПД установки

Для определения влияния на показатели экономичности установки начального давления пара P_0 на входе в турбину, проведены расчеты установки с одной ступенью РППВ при постоянной температуре пара на входе в турбину $t_0 = 550^\circ\text{C}$ при значениях начального давления в диапазоне 1 – 20 МПа. В расчетах варьировалась величина потери давления в тракте перегретого пара от реактора до входа в компрессор: $\Delta p_{\text{от}} = 0; 1 \text{ МПа и } 2 \text{ МПа}$. Графические зависимости, построенные по результатам проведенных расчетов, приведены на рис. 2.

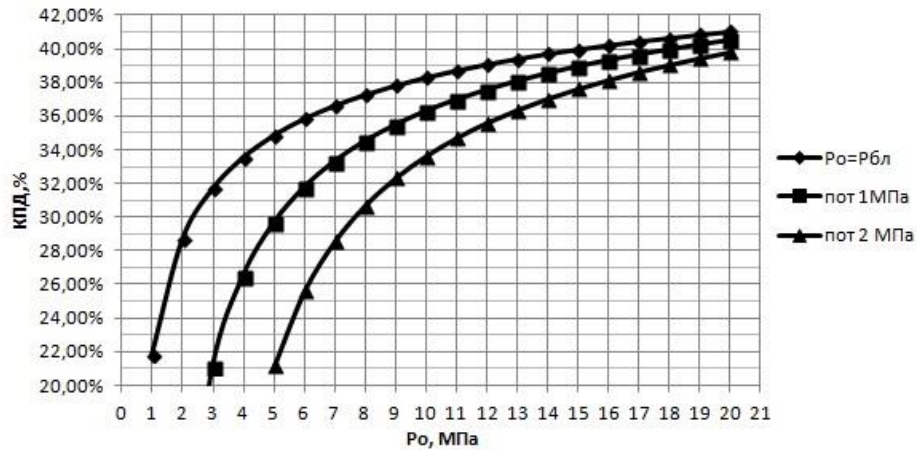


Рис. 2. Зависимость абсолютного внутреннего КПД установки от давления перед турбиной P_0 в схеме с одним подогревателем

Как показывает анализ графика на рис. 2, значение абсолютного внутреннего КПД установки в исследуемом диапазоне растет с увеличением давления P_0 , наибольший рост КПД наблюдается в диапазоне до 9 МПа. При этом влияние потери давления в тракте перегретого пара от реактора до входа в компрессор наиболее сказывается при низких значениях P_0 . Максимальное значение абсолютно внутреннего КПД 41,0 % имеет место при $P_0 = 20$ МПа и $\Delta p_{бл} = 0,1$ МПа. Однако граница допустимых по критерию конечной влажности значений P_0 лежит ниже – около 10 МПа.

Очевидно, что полученные для схемы с одной ступенью РППВ зависимости качественно не изменятся при переходе к большему числу ступеней РППВ.

3. Влияние температуры питательной воды

Для выявления зависимости КПД установки от температуры питательной воды проведены расчеты тепловой схемы установки при $P_0 = 10$ МПа и $t_0 = 550$ °C для различного числа ступеней РППВ z . Зависимости построенные по результатам расчета, приведены на рис.3.

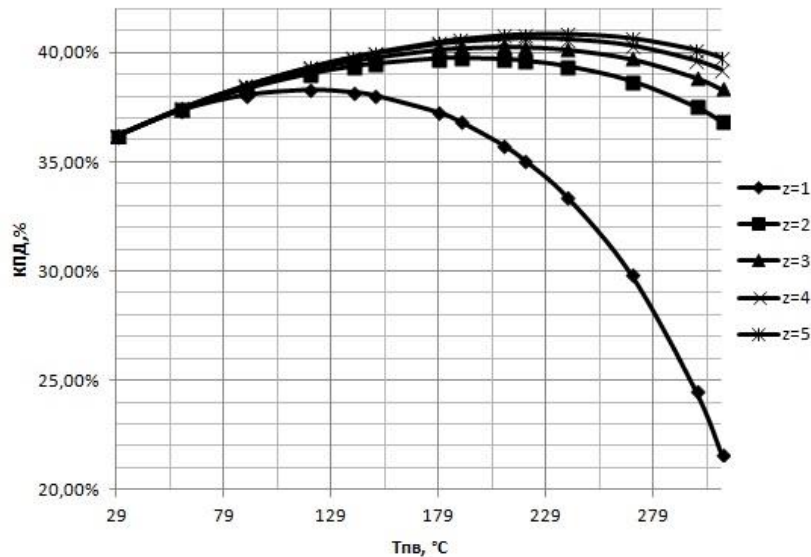


Рис. 3. Зависимость абсолютного внутреннего КПД установки от температуры питательной воды (при $P_0 = 10$ МПа), z – число отборов (ступеней РППВ)

Как показывает анализ графиков, переход от схемы с одним подогревателем (КПД 38,3 %) к схеме с двумя подогревателями (КПД 39,8 %), дает относительный прирост КПД 3,9 % (абсолютный прирост – 1,5 %), что является достаточно существенной величиной. При дальнейшем увеличении числа подогревателей, относительный прирост КПД уменьшается. С увеличением числа подогревателей максимум КПД смещается вправо, т.е. оптимальное значение температуры питательной воды с ростом числа ступеней РППВ растет от 119 оС при $z=1$ до 240 оС при $z=5$.

4. Влияние числа ступеней РППВ на относительный расход перегретого пара

Величина относительного расхода перегретого пара, поступающего в бойлер Леффлера

$\alpha_{\text{бл}}$, определяет размеры бойлера, производительность компрессора, паропроизводительность реактора и его размеры. Поэтому необходимо установить, как влияет число ступеней РППВ на

$\alpha_{\text{бл}}$ и при каком числе z относительный расход перегретого пара $\alpha_{\text{бл}}$ будет иметь минимальную величину. На эти вопросы помогает ответить график, построенный на рис.5 по результатам расчетов при $P_0=10$ МПа.

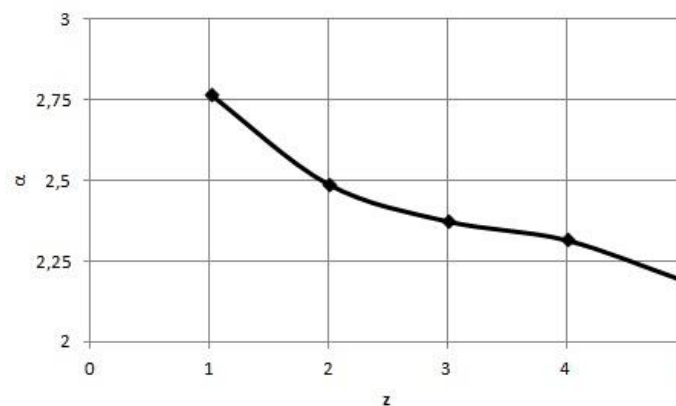


Рис. 4. Зависимость относительного расхода перегретого пара, поступающего в бойлер Леффлера, от числа отборов

С увеличением числа регенеративных подогревателей относительный расход перегретого пара, поступающего в бойлер Леффлера для генерации сухого насыщенного пара, уменьшается. Сокращаются размеры бойлера, снижается производительность компрессора и его размеры, уменьшается паропроизводительность реакторной установки, размеры активной зоны реактора и его габариты, что в целом приведет к снижению затрат на установку.

Таким образом, увеличение числа регенеративных подогревателей ведет к росту затрат на систему РППВ, с другой стороны – к снижению затрат на бойлер Леффлера, компрессорную установку и реактор.

Заключение

Анализ результатов проведенных расчетных исследований показывает, что вариант одноконтурной установки с пароохлаждаемым реактором на быстрых нейтронах с регенерацией может быть реализован на практике. Результаты расчетов показывают, что абсолютный внутренний КПД установки превышает 40 % даже при сравнительно небольшом числе регенеративных ступеней (пять отборов).

Увеличение числа ступеней регенеративного подогрева (отборов и подогревателей) ведет к повышению тепловой экономичности и снижению относительного расхода перегретого пара, поступающего в бойлер Леффлера, что положительно сказывается на размерах оборудования, что в целом приведет к снижению затрат на установку.

Таким образом, капитальные затраты имеют противоположно изменяющиеся составляющие: увеличение числа регенеративных подогревателей ведет к росту затрат на систему РППВ и к снижению затрат на бойлер Леффлера, компрессорную установку и реактор.

С точки зрения возможного диапазона электрической мощности турбоустановки регенеративный подогрев питательной воды при постоянном расходе пара на турбину позволяет увеличить предельную мощность паровой турбины, т.к. расход пара в конденсатор сокращается.

Список литературы:

1. Усынин Г.Б., Кусмарцев Е.В. Реакторы на быстрых нейтронах. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 288 с.
2. Швецов А.С. Исследования экономичности энергоблока с пароохлаждаемым быстрым реактором. – Томск: ТПУ, 2011. – 18 с.

Оценка распространения газообразных выбросов от вертикальных тепловых источников

Добросельский К.Г.

Институт теплофизики СО РАН, Новосибирский государственный университет, Россия, г. Новосибирск

Исследования дымовых уходящих газов топливосжигающих установок показывают, что в их составе основными загрязнителями атмосферного воздуха являются оксиды углерода (до 50%), оксиды серы (до 20%), оксиды азота (до 6-8%), углеводороды (до 5-20%).

Существующие модели и методики рассеяния газообразных примесей содержат большое количество параметров, зависимость которых от метеоусловий сложна и плохо изучена. Расчеты по ним сильно разнятся [1, 2]. Наибольшее число результатов получено для высоких источников вредных выбросов и далеко от них [3,4].

Большое воздействие на окружающую среду оказывают низкие и средние источники, в частности котельные, располагающиеся вблизи жилых и промышленных зон. Действие таких источников исследовано недостаточно. Данная работа частично восполняет этот пробел.

Предпосылки оценочной модели распространения газовых примесей.

1. Основными параметрами, влияющими на распространение газообразных примесей в атмосферном воздухе, являются направление и скорость ветрового потока, скорость выбросов [5].

2. Выбросы газообразных примесей, скорость упорядоченного оседания которых практически равна нулю, – турбулентные струи, распространяющиеся в поперечном ветровом потоке.

3. Газовоздушную струю выбросов можно считать практически воздушной уже вблизи источника. Рассеяние примесей в атмосферном приземном слое осуществляется в конечном итоге под действием диффузии переносающей среды (ветрового, воздушного потока).

4. Подъем струи выбросов за счет избыточной температуры (плавучести) не учитывается [5].

5. Профиль концентраций газообразной примеси в факеле выбросов подобен профилю избыточных температур в поперечном сечении струи [6].

Физическая модель изучаемого нами течения представляет собой воздушную осесимметричную струю, которая выбрасывается из трубы высотой $H = 0,22 \dots 0,3$ м и диаметром $d = 0,022$ м под прямым углом к направлению движения воздушного потока (рис.1). Для исследования струи в сносимом потоке применялся аэродинамический канал длиной 5,5 м и поперечным сечением $0,8 \times 0,5$ м.

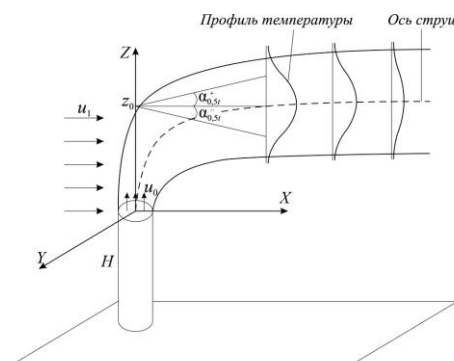


Рис.1. Геометрические и кинематические характеристики струи.

Исследования проводились для относительных скоростных напоров $q = 0,85 \dots 6,12$ ($q = u_0^2/u_1^2$, где u_0 – максимальная скорость струи на срезе трубы; u_1 – скорость сносимого потока) с изотермическими и слабонеизотермическими (критерий Архимеда $Ar = (gd\Delta T_0)/(2u_0^2 \cdot T_1) =$

$2,8 \cdot 10^{-4} \dots 1,0 \cdot 10^{-3}$, где g – ускорение свободного падения; ΔT_0 – разность абсолютных температур в струе и сносящем потоке; T_1 – абсолютная температура потока) струями. Значения чисел Рейнольдса для воздушных струй, формирующихся в вертикальных трубах, составляли $Re_0 = 2,7 \cdot 10^3 \dots 6,9 \cdot 10^3$, где $Re_0 = u_0 d / \nu$ (ν – кинематическая вязкость воздуха). В центральной части канала был сформирован равномерный поток с числом $Re_1 \approx 8,5 \cdot 10^4$, где $Re_1 = u_1 D / \nu$ (D – условный диаметр канала, который определялся из равенства площадей поперечного сечения

канала и круглой трубы: $a \cdot b = \pi D^2 / 4$. Откуда $D = \sqrt{(4ab) / \pi} \approx 0,71_m$.

Плотность, кинематическая вязкость струй и сносящего потока принимались одинаковыми (относительная погрешность этих величин для рассматриваемых разностей температур струи и потока не превышала 5%).

Была получена формула для расчета концентрации с газообразных примесей (принимая профили температуры и концентрации подобными), выбрасываемых в атмосферу через трубы. Считаем фоновую концентрацию незначительной.

$$c = A(\bar{x}) \cdot c_0 \cdot \exp \left\{ \frac{-0,7}{\operatorname{tg}^2 \alpha_{0.5}} \left(\frac{\bar{z} - (\bar{z}_0 + \bar{H})}{\bar{x}} \right)^2 \right\} \cdot \exp \left\{ \frac{-0,7}{\operatorname{tg}^2 \beta_{0.5}} \left(\frac{\bar{y}}{\bar{x}} \right)^2 \right\}, \quad (1)$$

где $A(\bar{x})$ определяется $\frac{c_m}{c_0} = \frac{1}{\bar{x}^{0.75}}$ при $\bar{x} < 20$ и $A(\bar{x}) = 2,1q^{0.3} / \bar{x}$ при $\bar{x} > 20$ [7]; c_m – концентрация примеси на оси факела; c_0 – концентрация примеси в устье источника; $\bar{z}_0 = z_0 / d$ – положение осевой линии струи (точки максимальной температуры, концентрации в поперечных сечениях неизотермических струй) выбросов относительно устья источника (см. рис. 1); $\bar{H} = H / d$ – относительная высота источника выбросов; $\bar{z} = z / d$ – вертикальная относительная координата, отсчитываемая от поверхности Земли; $\bar{x} = x / d$, $\bar{y} = y / d$ – продольная и поперечная относительная координата соответственно (см. рис. 1); $\operatorname{tg} \alpha_{0.5}$, $\operatorname{tg} \beta_{0.5}$ – тангенсы углов, образованных точкой половинной избыточной максимальной температуры (концентрации) и продольной осью X , в рассматриваемом поперечном сечении струи соответственно в вертикальной XZ и горизонтальной XY плоскостях.

$$\bar{z}_0 = q^{0.51} \bar{x}^{0.33}, \quad (2)$$

Далеко от источника ($\bar{x} > 20$) $\operatorname{tg} \alpha_{0.5} \approx 0,10$, $\operatorname{tg} \beta_{0.5} \approx 0,12$ [7].

Вблизи источника ($0 < \bar{x} < 20$) $\operatorname{tg} \alpha_{0.5}$ и $\operatorname{tg} \beta_{0.5}$ определяются соответственно

$$\operatorname{tg} \alpha_{0.5t}^+ = \frac{0,39q^{0.43}}{\bar{x}^{0.75}} \quad \text{и} \quad \operatorname{tg} \alpha_{0.5t}^- = \frac{0,54q^{0.28}}{\bar{x}^{0.75}}, \quad (3)$$

где $\operatorname{tg} \alpha_{0.5t}^+$ – выше, и $\operatorname{tg} \alpha_{0.5t}^-$ – ниже оси в поперечных сечениях струи;

$$\operatorname{tg} \beta_{0.5t} = \frac{0,29q^{0.86}}{\bar{x}^{0.75}}.$$

Используя математические преобразования можно получить оценочные значения концентраций газообразных примесей и на поверхности Земли ($\bar{z} = 0$), определив предварительно место касания струи. Это будет происходить достаточно далеко от источника, где $\operatorname{tg} \alpha_{0.5} \approx 0,10$, $\operatorname{tg} \beta_{0.5} \approx 0,12$. Для конкретного значения q и относительной высоты трубы $\bar{H}$ можно найти подъем (шлейфа) струи ($\bar{z}_0 + \bar{H}$) над поверхностью Земли, определив сначала расстояние $\bar{x}_0$, когда подъем струи над источником будет максимальным, используя (3) для $\operatorname{tg} \alpha_{0.5t}^-$ и приравняв его к 0,1 и далее, подставив в (2).

$$\bar{x}_0 = \left(\frac{0,54q^{0.28}}{0,1} \right)^{4/3}, \quad \text{и} \quad \bar{z}_{\max} = q^{0.51} \bar{x}_0^{0.33}.$$

Продифференцировав (1) при $\bar{y} = 0$ и $\bar{z} = 0$,

$$\frac{c}{c_0} = \frac{2,1q^{0,3}}{x} \cdot \exp \left\{ \frac{-0,7}{\text{tg}^2 \alpha_{0,5}} \left(\frac{(z_{\text{max}} + H)}{x} \right)^2 \right\},$$

и, приравняв полученное выражение к нулю, можно определить место касания струи с поверхностью Земли ($\bar{x}_k$) и относительную концентрацию примеси $\bar{c}_k = c_k / c_0$ в этом месте.

В таблице приведены данные [8] для координаты касания струи $\bar{x}_k$ и относительной концентрации примеси $\bar{c}_k$ (после косой черты) в зависимости от относительного динамического напора q и высоты источника выбросов $\bar{H}$.

Таблица

$\bar{H}$ q	5	10	12,5	15	17,5	20
2,0	98/0,016	157/0,01	186/0,0084	216/0,0072	246/0,0064	275/0,0057
3,1	110/0,016	169/0,01	199/0,009	228/0,008	258/0,0069	288/0,006
5,55	133/0,016	192/0,011	221/0,0096	251/0,0085	281/0,0076	310/0,0069

Для сравнения были проведены расчеты по методикам ОНД-86 (пример 1 из приложения 3) [2]. Были взяты следующие условия: высота трубы источника выбросов $H = 15$ м, диаметр трубы $D = 1$ м, скорость выхода газовой смеси $u_0 = 7$ м/с, перегрев газовой смеси $\Delta T = 100$ К, скорость сноса воздушного потока $u_1 = 4$ м/с. Коэффициент, зависящий от температурной стратификации $A = 200$. Были получены следующие результаты: расстояние $x_m = 210$ м от источника выбросов, на котором относительная приземная концентрация при неблагоприятных метеорологических условиях и опасной скорости ветра достигает максимального значения $cm/c_0 = 4,7 \cdot 10^{-4}$; расстояние $x_{m1} = 249$ м от источника выбросов, на котором при скорости ветра u_1 , отличающейся от опасной скорости ветра и неблагоприятных метеорологических условиях относительная приземная концентрация достигает максимального значения $cm/c_0 = 4,15 \cdot 10^{-4}$. Для холодных выбросов ($\Delta T \approx 0$) по ОНД-86 $cm/c_0 = 1,35 \cdot 10^{-3}$, а $cm_1/c_0 = 1,18 \cdot 10^{-3}$. Это соответствует нашим расчетам при $\bar{H} = 15$, $q \approx 3,1$. $\bar{c}_k = 0,008$ и $\bar{x}_k = 228$, что несколько отличается от полученных результатов по ОНД-86. Однако расчеты по нашим формулам достаточно просты и дают оценку верхней границы с некоторым запасом.

В [9] проведен анализ применимости ряда наиболее известных методик расчета рассеивания вредных примесей в атмосфере в районе КАТЭК. Разброс получился большой как между отдельными методиками, так и с натурными измерениями, в десятки раз.

Разработанная модель позволяет быстро оценить рассеяние газообразных примесей, распространяющихся от низких и средних источников высотой 5...20 м в воздухе и на поверхности Земли для скоростей ветровых потоков 3...10 м/с и скорости выбросов 4...20 м/с.

Список литературы:

1. Защита атмосферы от промышленных загрязнений: Справ. изд.: В 2-х ч. Ч.2. Пер. с англ. / Под ред. С. Калверта, Г.М. Инглунда. – М.: Металлургия, 1988. – 712 с.
2. Методика расчета концентраций в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий (ОНД-86). – Л.: Гидрометеоздат, 1987. – 93 с.
3. Фадеев С.А., Волков Э.П., Гаврилов Е.И., Прохоров В.Б. Исследование подъема дымового факела над устьем газоотводящих труб ТЭС // Теплоэнергетика. – 1984. – №1. – С. 57-59.
4. Егоров С.С., Гаврилов Е.И. Инженерная методика расчета приземных осредненных долгопериодных концентраций выбросов тепловых электростанций // Теплоэнергетика. – 1991. – №4. – С. 66-69.
5. Лейкин И.Н. Проектирование вентиляционных и промышленных выбросов в атмосферу. – М.: Химия, 1970. – 132 с.
6. Рейнольдс А.Дж. Турбулентные течения в инженерных приложениях / Пер. с англ. – М.: Энергия, 1979. – 408 с.
7. Добросельский К.Г. Исследование действия поперечного потока на вдуваемые нормально приподнятые низконапорные струи // Инженерно-физический журнал. – 2012. – Т. 85. – № 6. –

- С. 1285-1291.
8. Добросельский К.Г. Оценка распространения вертикальных газообразных выбросов // Теплоэнергетика. – 2013. – № 10. – С. 75-80.
 9. Волков Э.П., Гаврилов Е.И., Фаткуллин Р.М. Экспериментальная проверка методик расчета рассеивания в атмосфере вредных примесей от высотных источников в районе КАТЭК // Теплоэнергетика. – 1984. – №6. – С.45-48.

Кинетические параметры низкотемпературной конверсии органических топлив

А.В. Казаков, К.В. Загидулина

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск
8virusss2@mail.ru*

Значительная часть используемых в наши дни процессов термической переработки топлив имеет ряд недостатков, связанных с большими затратами энергии для получения горючих газов. Всё это создало необходимость в исследовании и внедрении новых способов проведения этих процессов с использованием катализаторов, различных присадок, которые сдвигают сжигание топлив в область низких температур, где концентрация выхода летучих максимальна. Такие технологии позволят снизить капитальные затраты по созданию энергетических установок, улучшить экологическую обстановку, эффективно использовать низкосортные виды топлив.

Одной из проблем разработки новых технологий по термической переработке топлив является отсутствие теоретической модели оценки формирования выхода летучих веществ при низкотемпературной переработке топлив.

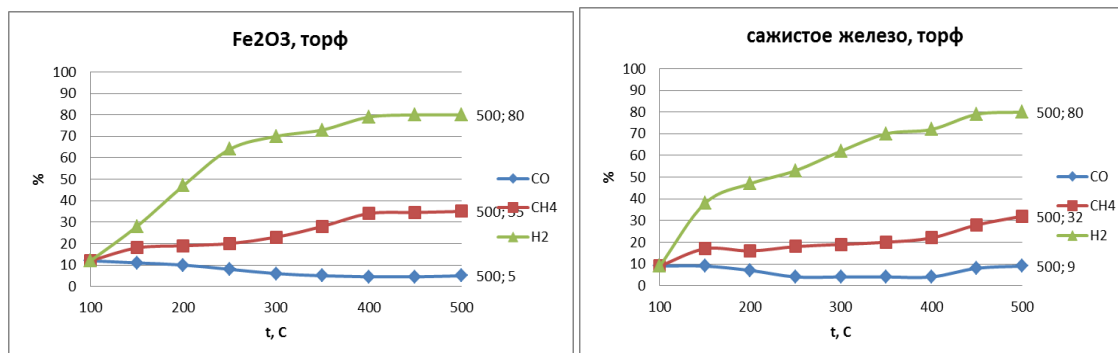
Для ее решения проведены масштабные экспериментальные исследования кафедры парогенераторостроения и парогенераторных установок (ПГС и ПГУ) в НИ ТПУ, где в качестве сырья использовались торф, опилки, бурый уголь Таловского месторождения.

Эксперименты заключались в проведении конверсии топлива при температурах 100-500 °С и определении состава генерируемого газа во всем диапазоне этих температур. Сущность исследований заключалась в составлении шихты и её дальнейшей термической обработке с качественным и количественным анализом получающихся горючих газовых продуктов. Шихта приготавливалась последовательным смешением компонентов с целью определения их влияния на состав образующегося газа [3].

Целью научной работы является создание теоретической модели для оценки формирования выхода летучих веществ при низкотемпературной переработки топлив на базе исходных экспериментальных данных для дальнейшего её использования без необходимости проведения специальных экспериментов.

Критерием эффективности использования катализатора является минимальная температура, при которой концентрация горючих компонентов в генерируемом газе максимальна.

На рисунке 1 представлены графические представления экспериментальных результатов состава газа полукоксования топлива в присутствии цеолита и таких присадок как окислы железа: Fe₂O₃ и сажистое железо [1].



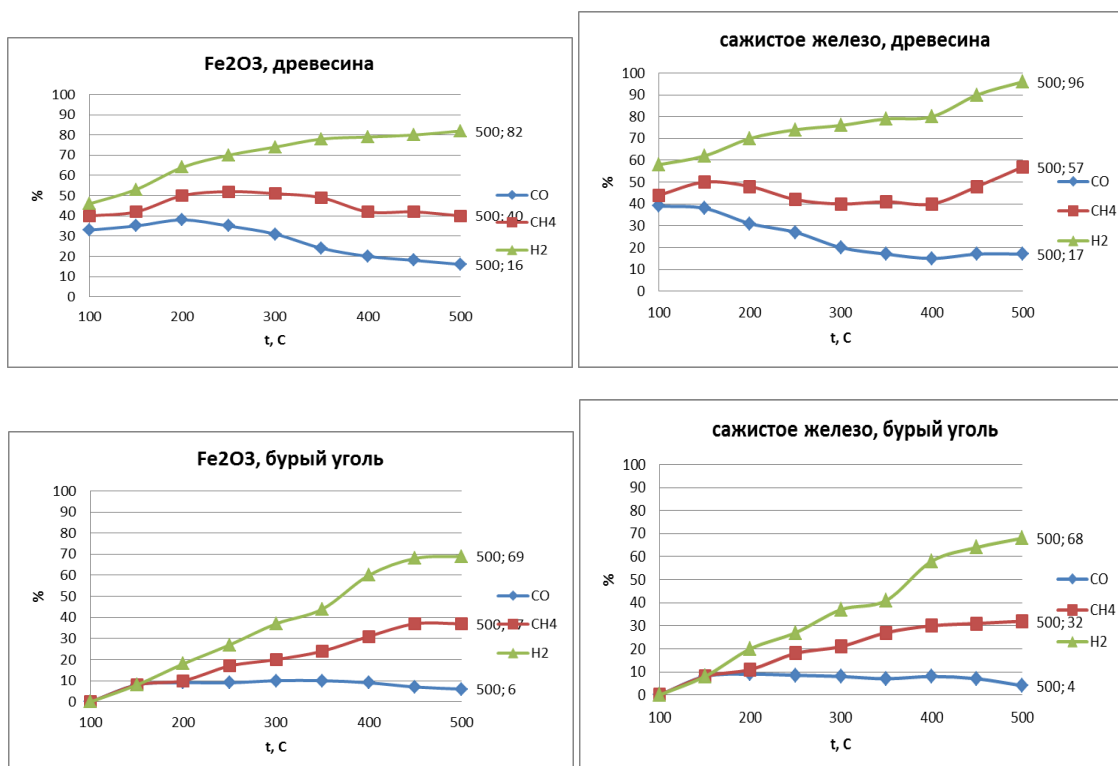
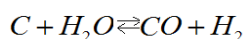
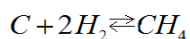
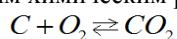


Рис.1 – Состав газа полукоксования топлив в присутствии цеолита и различных присадок в зависимости от температуры переработки [1]

Данные результаты (рис.1) по сравнению с результатами полукоксования топлив без катализатора и присадок [1] позволили сделать вывод о том, что в первом случае концентрация водорода увеличена на 10-50% во всём температурном интервале, а максимум концентрации метана смещён в область низких температур, выход балласта значительно уменьшается.

Образование летучих продуктов в результате пиролиза топлива происходит по следующим основным химическим реакциям:



Исходя из всего выше сказанного, на основе экспериментальных исследований [2], сформирована база исходных данных для расчёта (рис 2.), и рассчитаны константы равновесия основных химических реакций (рис.3), необходимые для расчёта процесса формирования летучих по результатам исследования.

Характеристика на рабочее состояние	Исходное сырьё и твердые продукты его переработки		
	Торф	Опилки	Бурый уголь
$W_f, \%$	69,9	28,4	50,7
$A_f, \%$	4,49	0,17	18,2
$V^{daf}, \%$	75,4	61,0	63,1
$Q_{if}, \text{МДж/кг}$	8,1	9,2	8,4
$C_f, \%$	12,5	34,7	20,08
$H_f, \%$	4,11	8,39	2,10
$O_f, \%$	8,5	27,8	8,50
$S_f, \%$	0,1	0,04	0,06
$N_f, \%$	0,40	0,50	0,36

Рис.2 - Характеристики исходного сырья и продуктов его переработки

Также создана теоретическая модель для оценки формирования выхода летучих веществ при низкотемпературной переработки топлив без катализаторов, с целью сравнения полученных результатов с экспериментальными. Полученные все результаты используется для создания теоретической модели состава горючего газа при низкотемпературной конверсии с использованием катализаторов и присадок, согласно экспериментальным данным.

Реакция	Вид топлива	Константа Равновесия K_y	Уравнения константы равновесия в зависимости от температуры
$C + O_2 \leftrightarrow CO_2$	Древесина	$K_y = \frac{[CO_2]}{[O_2]}$	От 100–150 гр. $K_y = -2 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 + 0,0016 \cdot T^2 - 0,4337 \cdot T + 37,904$ От 200-300 гр. $K_y = -2 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 + 0,0016 \cdot T^2 - 0,4337 \cdot T + 40,504$ От 350 - 450 гр. $K_y = 976271 \cdot e^{-0,043 \cdot T}$
$C + 2H_2 \leftrightarrow CH_4$		$K_y = \frac{[CH_4]}{[H_2]^2}$	От 100-450 гр. $K_y = -3 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 + 3 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 0,00018 \cdot T + 0,7943$
$C + H_2O \leftrightarrow CO + H_2$		$K_y = \frac{[CO] \cdot [H_2]}{[H_2O]}$	От 100-250 гр. $K_y = -0,0038 \cdot T^3 + 2,2224 \cdot T^2 - 432,2 \cdot T + 31846$ От 300-450 гр. $K_y = 15160 \cdot e^{-0,007 \cdot T}$

Рис.3 - рассчитанные константы равновесия основных химических реакций на примере древесины

Список литературы:

1. Казаков А.В., Загорин А.С. Конверсия некондиционных топлив в низкотемпературном режиме : монография. – Томск : STT, 2011. – 258 с.
2. Русьянова Н.Д., Максимова Н.Е., Жданов В.С. Химия твёрдого топлива. 1991г.
3. Казаков А.В. Термическая конверсия низкосортных топлив применительно к газогенерирующим установкам/ диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, 2002.

Вариант использования кавитационного водоугольного топлива на действующих ТЭС

И.П. Каменев, Е.Г. Карпов*

Новосибирский Государственный Технический Университет, Россия, г.Новосибирск

*ЗАО «КОТЭС», Россия, г.Новосибирск

kipice63@gmail.com

Все отечественные угольные ТЭС сталкиваются и борются с пылением угольного топлива на всех этапах его использования. Наиболее распространённым способом снижения запылённости помещений является аспирация, однако эффективность её далека от предельно возможной из-за низкого качества очистки запылённого воздуха, который с большим содержанием угольной пыли выбрасывается в атмосферу.

При возобновлении строительства Экибастузской ГРЭС-2 с установкой оборудования энергоблока ст. №3 мощностью от 500 до 630 МВт, в корректируемом проекте рассматривается возможность и целесообразность сжигания в котле уловленной системами аспирации угольной пыли, переработанной в кавитационное водоугольное топливо (КавУТ).

Обычная схема аспирации – возврат уловленного на ленту конвейера - увеличивает проблемы эксплуатации топливоподачи, а вариант сбора угольной пыли с организацией пневмотранспорта со всех узлов топливоподачи до топки котла громоздок и опасен.

Но если у каждой группы аспирационных установок организовать узел приготовления водоугольного топлива по кавитационной технологии, состоящий из 3-х небольших ёмкостей, питателя, кавитатора и перекачивающего насоса (Рис. 1), то проблемы хранения этого топлива и способа его доставки к месту потребления просто нет.

Проблема же сжигания КаВУТ решена путём сжигания его в кипящем слое инертного материала. Этот способ известен, в наших разработках применена его двухступенчатая модификация, позволяющая:

- регулировать температуру кипящего слоя;
- увеличить более чем в два раза удельную теплопроизводительность площади кипящего слоя (до 5 Гкал/м²).

На огневом стенде ФГУП «Гидротрубопровод» в г. Раменское были проведены эксперименты по совместному сжиганию КаВУТ из угольной пыли и отходов углеобогащения.

Эксперимент позволил конкретизировать технические параметры системы сжигания КаВУТ в угольном котле большой мощности. Котёл для этого предполагается дооснастить выносными предтопками кипящего слоя (Рис.2).

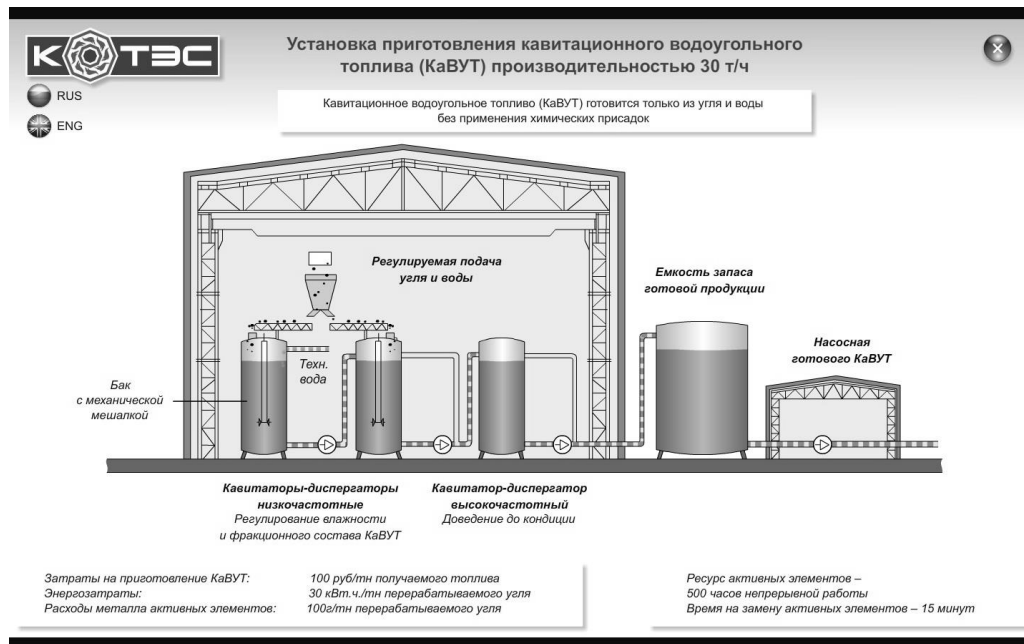


Рис. 1. Схема узла приготовления КаВУТ

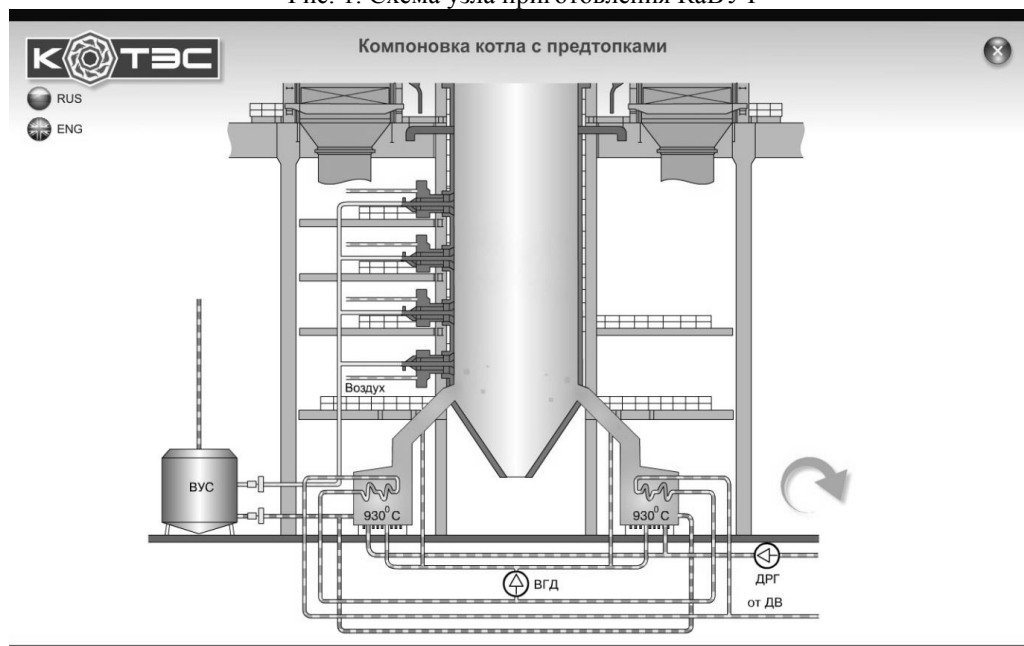


Рис. 2. Компоновка котла с предтопками

Мощность таких горелочных устройств определяется количествами сжигаемого топлива. Отработаны конструкции предтопок в диапазоне производительности от 0,5 до 30 Гкал/час. Предварительные расчёты экономической эффективности показали, что предлагаемая технология сжигания уловленной угольной пыли окупается за 2-3 года. К.П.Д. электростанции (4 энергоблока по 500 МВт) увеличится почти на 0,1%.

Но проведенная серия огневых экспериментов выявила ещё ряд положительных сторон использования КаВУТ, об одной из которых можно говорить уже сейчас:

Оптимальная температура в топках котлов выбирается с учётом теплофизических характеристик конкретного угля с целью обеспечения стабильного горения в широком диапазоне производительности котла при минимальном удельном объёме топки и предельной полноты выгорания топлива. В камерных топках при факельном сжигании угольной пыли эта температура находится в диапазоне:

- при сжигании бурых углей: 900 – 1100 оС;
- при сжигании каменных углей: 1150 – 1300 оС.

Указанные температуры находятся очень близко к температурам размягчения минеральной части соответствующих углей и эта близость проявляется в шлаковании трубных поверхностей топок котлов.

Предлагаемый комбинированный способ сжигания угля с использованием водоугольного топлива на первом этапе и угольной пыли на втором позволяет обеспечить стабильную работу топки в широком диапазоне нагрузок при поддержании температур в зоне воспламенения и дожигания топлива существенно ниже температур размягчения минеральной части топлива. Для каменных углей, в том числе марок «Д», «СС» и антрацита эта температура находится в пределах 950 – 1150 оС при температурах размягчения золы - 1250 – 1350 оС.

Водоугольное топливо при этом подаётся в кипящий слой предтопка, где воспламеняется и частично сгорает при недостатке кислорода, что обеспечивается регулированием соотношения количеств воздуха и дымовых газов, подаваемых под слой с поддержанием температуры в слое в диапазоне 920 – 970 оС.

На втором этапе, за счёт подачи вторичного воздуха и дожигания топлива, поступающего из предтопка в топочное пространство, температура факела возрастает до 1050 – 1100 оС. Горящими продуктами факела из предтопка легко поджигается угольная пыль, поступающая в топку котла через основные горелки. «Легко» - имеется в виду при достаточно низкой температуре – 1100 оС и дальнейшее течение процесса регулируется при температуре не выше 1150 оС.

При незначительных объемах реконструкции действующих котлов, что очень важно для их владельцев, обеспечивается возможность:

1. Использования отходов углеобогащения (шламов, кеков, отсеков), перерабатывая их перед сжиганием в КаВУТ;
2. Совместного сжигания в топках котлов каменных и бурых углей;
3. Эффективного сжигания в котлах уловленной системами аспирации угольной пыли, осадка гидросмыва, а также, при желании бороться с пылением и ветроуносом на угольных складах, отсортированной угольной мелочи также переработанных в КаВУТ;
4. Исключения подсветки факела пылеугольных горелок мазутом или газом, при расширении диапазона устойчивого горения;
5. Проработать вариант безмазутной растопки угольных котлов;
6. Доведения уровня образования и выбросов оксидов азота до нормативного без каких-либо дополнительных специальных мер;
7. Существенного снижения шлакования трубных поверхностей топок котлов.

Список литературы:

1. Карпов Е.Г., Парубец А.А. // Отчетные материалы по проведению стендовых огневых испытаний двухступенчатого сжигания водоугольного топлива с газификацией в низкотемпературном кипящем слое в комбинации с факельным сжиганием с целью последующего использования технологии на энергетических и водогрейных котлах. – Новосибирск, 2012. – 54 с.

**Возможность повышения эффективности теплоэнергетических установок с
конденсационными котлами**

Цынаева А. А., Каменева В. Ю., Ратникова Л. Ф.

*Самарский государственный архитектурно – строительный университет, Россия, г. Самара
lida081093@yandex.ru*

Постоянный рост цен на энергоресурсы на мировом рынке влечет за собой необходимость более эффективного использования топлива. В настоящее время величина выработанной энергии определяет благосостояние не только отдельных предприятий, отраслей промышленности, но и величину валового национального продукта страны. Именно поэтому энергетика является одной из определяющих отраслей. Так как большинство энергетических установок, вырабатывающих тепловую энергию, работают за счет химической энергии окисления топлива, то повышение коэффициента использования топлива является актуальной, практически значимой задачей [1,2].

Величина коэффициента использования топлива во многом определяется теплотехническим совершенством котельных установок, определяемым величиной соотношения полезно используемой энергии и тепловых потерь. Тепловой баланс котельной установки, отнесенный к 1 кг сжигаемого топлива, выражается следующим образом:

$$Q_c'' = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (1)$$

где Q_c'' - низшая теплота сгорания топлива (тепло, внесенное в котельный агрегат 1 кг сжигаемого топлива); Q_1 – полезная использованная теплота, расходуемая на нагрев воды, кДж/кг; Q_2 – потери тепла с уходящими из котла газами, кДж/кг; Q_3 – потери тепла от химической неполноты сгорания топлива, т.е. несгоревших горючих газов, кДж/кг; Q_4 – потери тепла от механической неполноты сгорания топлива, т.е. несгоревших горючих газов, кДж/кг; Q_5 – потери тепла всеми элементами котельного агрегата в окружающую среду, кДж/кг; Q_6 – потери теплоты с физическим теплом шлаков, кДж/кг.

При рассмотрении структуры теплового баланса котельной установки (1), можно сделать вывод, что наибольшая величина тепловых потерь приходится на потери тепла с уходящими газами. Это связано с тем, что для современных котельных установок температура уходящих дымовых газов составляет 120...130оС (при сжигании природного газа). На большинстве тепловых станций более 40% тепла сжигаемого топлива выбрасывается в окружающую среду [1,2].

При сгорании углеводородного топлива часть тепла сжигаемого топлива теряется за счет удаления с дымовыми газами водяных паров, образованных в процессе окисления водорода. При этом не сконденсировавшийся пар, удаляемый с дымовыми газами, уносит скрытую энергию парообразования, которая может быть полезно использована. Скрытая теплота парообразования (конденсации) переводится в полезное тепло при реализации глубокого охлаждения дымовых газов до температуры точки росы, например, в конденсационных котлах [7]. Особенность конденсационных котлов заключается в том, что они работают на природном и сжиженном газе (резервное топливо). Отказ от твердого и жидкого топлива обусловлен тем, что в продуктах сгорания данных топлив содержатся окислы и оксиды серы. Наличие этих соединений при глубоком охлаждении дымовых газов приведет к образованию сернистой и серной кислот и, следовательно, к разрушению поверхностей конденсационных котлов. Принципиальная схема конденсационного котла показана на рис. 1. В состав конденсационных котлов входят следующие основные элементы: горелка, камера сгорания, вентилятор подачи воздуха, система подачи топлива, первичный теплообменник, конденсационный теплообменник, дымоход. При использовании резервного топлива для работы конденсационного котла в расчетном режиме [3] требуется установка вентилятора с регулятором числа оборотов для поддержания оптимального значения коэффициента избытка воздуха в камере сгорания. Для работы конденсационного котла в режиме конденсации влаги из дымовых газов требуется поддерживать температуру дымовых газов на выходе ниже точки росы (порядка 50...60оС) [4]. Если в процессе эксплуатации это условие не выполняется, то КПД конденсационного котла уменьшается. Однако будет несколько выше (на 4-5%), чем для традиционного котла, работающего без конденсации водяных паров, что связано с возможностью постоянного регулирования коэффициента избытка воздуха при использовании

вентилятора с регулируемым приводом [5] и наличием хвостовых поверхностей теплообмена [3]. КПД конденсационного котла тем выше, чем ниже температурный режим системы отопления. В этой связи, наибольшая эффективность конденсационного котла достигается в переходные периоды (осенний, весенний период) или при работе на отопительную систему с водяным теплым полом (с температурой воды в подающей магистрали порядка $+40...50^{\circ}\text{C}$). Однако основным условием эффективной работы с системой отопления здания является достаточно большая инерционность системы [6].

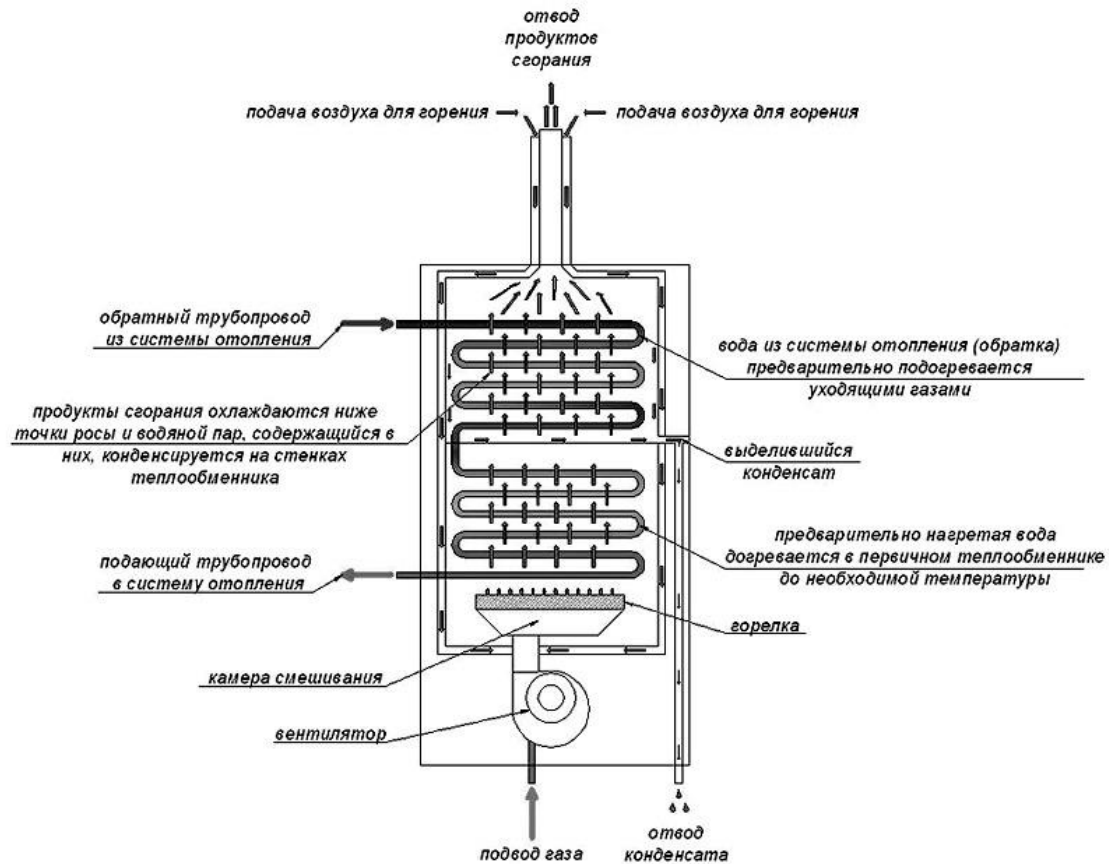


Рис. 1. Принципиальная схема конденсационного котла

К недостаткам конденсационных котлов можно отнести следующие:

- а) выпадение конденсата из дымовых газов на поверхности дымовой трубы;
- б) возможность обмерзания дымовой трубы (в особенности коаксиальных дымовых труб) при работе в условиях низких температур наружного воздуха;
- в) разрушение под действием коррозионного активных соединений поверхностей котла и дымовой трубы.

Для предотвращения указанных выше негативных особенностей и повышения эффективности работы конденсатных котлов в системах отопления возможно применение следующих конструктивных решений:

- а) реализация постоянного регулирования коэффициента избытка воздуха при использовании вентилятора с регулируемым приводом [5];
- б) дополнительный обогрев оголовка дымовой трубы;
- в) реализация возможно более полной конденсации водяных паров из дымовых газов;
- г) выполнение поверхностей из коррозионностойких материалов;
- д) реализация динамического регулирования систем отопления при работе от конденсационных котлов.

При установке вентилятора с регулируемым приводом увеличивается скорость подачи дымовых газов, при этом увеличивается их расход, за счет чего процесс прохождения дымовых газов через теплообменник проходит наиболее полно и эффективно.

Обогревая оголовки дымовой трубы, уменьшается выпадение конденсата на ее поверхности, что не приводит к обмерзанию дымовой трубы. Эти мероприятия снижают возможность ее разрушения.

Увеличивая поверхность теплообменника, выполняя его в виде свернутой в спираль трубы, происходит более полное выпадение конденсата водяных паров из дымовых газов.

Долговечность службы конденсационного котла во многом зависит от материалов, из которых он выполнен, так как конденсат содержит кислоты и окислы, которые разрушают поверхности котла. Для устранения этого недостатка возможно использование коррозионно - и кислотостойких материалов, например, таких как нержавеющая сталь и ее сплавы (силумин).

Динамическое регулирование систем отопления при работе от конденсационных котлов позволяет наиболее эффективно использовать энергетический потенциал конденсационного котла.

Для выбора методов оптимизации конденсационных котлов и систем отопления на их основе планируется проведение дополнительных исследований на основе математического моделирования и экспериментально-теоретического исследования таких систем и установок.

Список литературы:

1. Лекция академика Леонтьева А. И. // Современная энергетика и ее перспективы. Ч. 1. Электронный источник. <http://rutv.ru/brand/show/episode/156445/viewtype/tag>
2. Лекция академика Леонтьева А. И. // Современная энергетика и ее перспективы. Ч. 2. Электронный источник. http://tvkultura.ru/video/show/brand_id/20898/episode_id/156444/video_id/156444
3. Зыков А. К. Паровые и водогрейные котлы: Справочное пособие/
4. Зыков А. К. // М.: Энергоатомиздат, 1987. – 128 с.
5. Кудинов А. А. Энергосбережение в теплогенерирующих установках. – У.: УлГТУ, 2000. –139 с.
6. Дилигенский, Н.В. Комплексный анализ режимов работы основного оборудования генерирующих предприятий и расходов электрической энергии на собственные нужды/ Н. В. Дилигенский, А. А. Гаврилова, А. Г. Салов, В. К. Гаврилов// Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки. 2008. № 2 (22). С. 186-195.
7. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. – 9-е изд., – М.: Издательство МЭИ, 2010. – 472 с.
8. <http://www.odoms.ru/otoplenie/230-kondensacionnyi-kotel.html>

Теплообмен в системе «капля расплава – подложка»

Колесникова Е.А., Немова Т.Н.

*Томский архитектурно-строительный университет, Россия, г. Томск
tatyana.nemova.0702@yandex.ru*

В практике работы различного рода теплоэнергетических установок существенную роль имеет оценка тепловых потерь, возникающих при осаждении на поверхности нагретых или расплавленных частиц металлов, что существенно влияет на эффективность работы установок. В большинстве работ, посвященных моделированию процессов, протекающих при нанесении капли на подложку, основное внимание уделяется капле. Совместное температурное поле и фазовые переходы системы «капля - подложка» исследованы недостаточно.

Экспериментально было показано [1], что для возникновения адгезии в системе «капля-подложка» необходимым условием является проплавление подложки под сплэтом. Для обеспечения качественной адгезии глубина проплавления подложки, зависящая от теплофизических свойств материалов, должна быть оптимальной.

В настоящей работе приведены результаты расчетов температурных полей и динамики движения границы между жидкой и твердой фазами как в сплэте, так и в подложке. Расчеты проводились с использованием метода выравнивания температур малых соседних областей [1]. Для оценки достоверности полученных результатов проведены экспериментальные исследования по осаждению на подложку капель расплавленного металла с последующим качественным и количественным анализом состава материала в зоне контакта капли с подложкой.

При расчетах температурных полей и фазовых границ гидродинамическая составляющая процесса не учитывалась. Момент образования сплэта на подложке принимался за начало процесса теплообмена. Теплофизические параметры считались постоянными величинами, а граничные

условия на поверхности сплэта и подложки - адиабатическими. Расчет трехмерного температурного поля системы капля-подложка аналогичен расчету температурного поля шара [1].

Приращение температуры единичного кубического объема соответствует поступившему в единичный объем количеству теплоты. После достижения этим объемом температуры плавления в каждый следующий рассчитываемый единичный интервал времени находилась разница между величиной приращения температуры над температурой плавления $T - T_m$ и сравнивалась с величиной приращения температуры, эквивалентной теплоте плавления единичного объема $T_i - T_m$. На рис. 1а, б приведены зависимости изменения единичного кубического объема во времени при плавлении и кристаллизации. Если $T - T_m \geq T_i - T_m$, то единичный объем считался расплавленным, а величина $(T_i - T_m) - (T - T_m)$ добавлялась к температуре данного расплавленного единичного объема (рис. 1а). Если $(T - T_m) < (T_i - T_m)$, то единичный объем считался нерасплавленным, величины $(T - T_m) - (T_i - T_m)$ складывались и сохранялись до тех пор, пока не будет выполняться условие $T - T_m \geq T_i - T_m$. Процесс кристаллизации единичных объемов в единичный интервал времени рассчитывался аналогично (рис. 1б). Энергия, затрачиваемая при увеличении (уменьшении) температуры единичного объема на величину ΔT , соответствует количеству теплоты плавления (кристаллизации), необходимого для плавления (кристаллизации) этого объема.

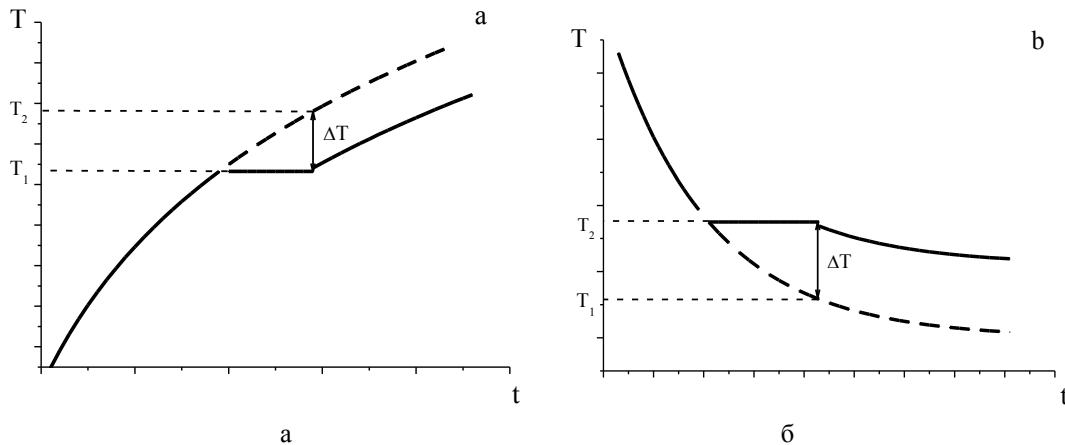


Рис.1. Изменение температуры единичного кубического объема от времени:

а – при плавлении, где T_1 - температура плавления, T_2 - температура нагрева единичного объема при отсутствии плавления;

б – при кристаллизации, где T_2 - температура кристаллизации, T_1 - температура охлаждения единичного объема при отсутствии кристаллизации.

Расчет проводился для стальной подложки и сплэта из этого же материала. За форму капли принимали полусферу радиусом 10-3 м. Для стали, в отличие от других материалов, значения теплопроводности твердой и жидкой фазы отличаются не более, чем на 5%, что позволяет считать их равными. Принималось, что тепло с поверхности упавшей капли отводилось только в материал подложки.

На рис. 2 представлены полученные зависимости температур сплэта и подложки от времени. На рис. 3 показано положение границы между жидкой и твердой фазами по оси симметрии системы «капля-подложка» от времени.

Температура верхней точки капли от момента падения, соответствующая в начальный момент 3300 К, существенно уменьшается со временем и при 0.125 с достигает значения температуры кристаллизации расплава. Температура слоя 10-4 м подложки в центре симметрии капли уже спустя 0.025 с после осаждения капли расплава на подложку практически достигает

температуры плавления подложки и сохраняет эту величину до 0,05 с. Далее температуры капли и подложки снижаются.

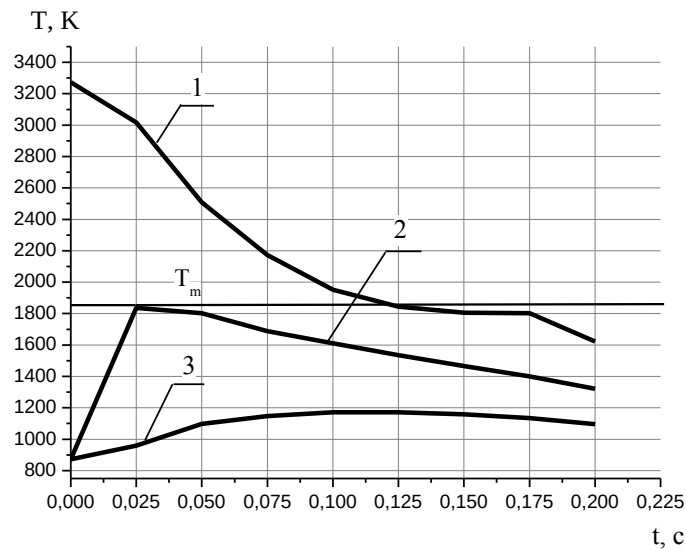


Рис. 2. Зависимости температуры частицы $T_{(d)}$ и подложки $T_{(s)}$ от времени после нанесения капли на подложку.

1 – верхняя точка капли; 2 – первый слой подложки на глубине 10-4 м; 3 – 10-й слой подложки на глубине 10-3 м. T_m – температура плавления стали.

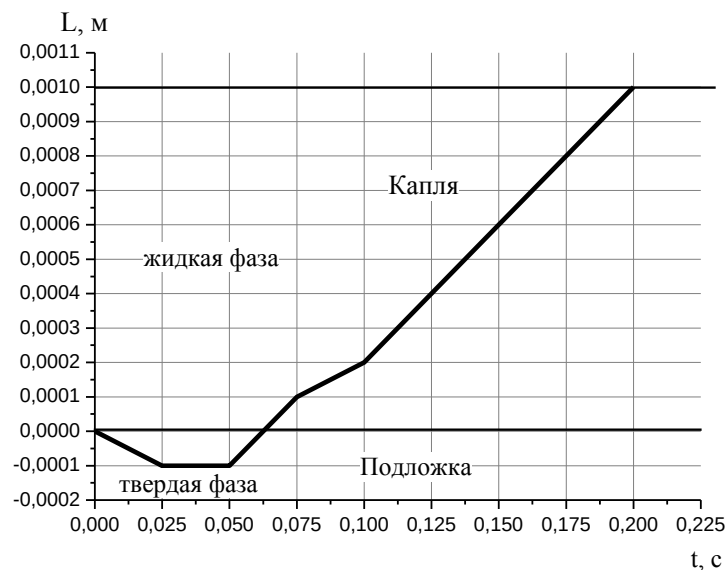


Рис. 3. Положение границы между жидкой и твердой фазами системы «капля – подложка» в зависимости от времени.

Таким образом, по оси симметрии капли глубина проплавления подложки составляет 10-4 м. Кроме того, установлено (рис. 3) временное перемещение границы раздела твердой и жидкой фаз.

Исследование морфологии поверхности капель расплава меди, осажденных на подложку из оцинкованного железа, было проведено с использованием растрового электронного микроскопа Philips SEM 515. Химический состав фазовых составляющих определялся методом локального микрорентгеноспектрального анализа (МРСА) на энергодисперсионном спектрометре. На рис. 4 приведены фотография поверхности контакта капли расплава с подложкой (а) и часть снимка этой

же поверхности (b), сделанная с помощью электронного микроскопа. Капля расплава после осаждения на подложку отделялась от последней со значительным механическим усилием. Видно, что даже при небольших скоростях осаждения капля имеет лучеобразную форму. Край капли представляет собой кольцо из затвердевшей меди, внутренняя поверхность в центре характеризуется пористой структурой. От центра к краю отмечаются некие конгломераты, выделяющиеся окраской, близкой к цветам побежалости. Рядом с кольцом из меди отмечается характерное для побежалости цветное кольцо.

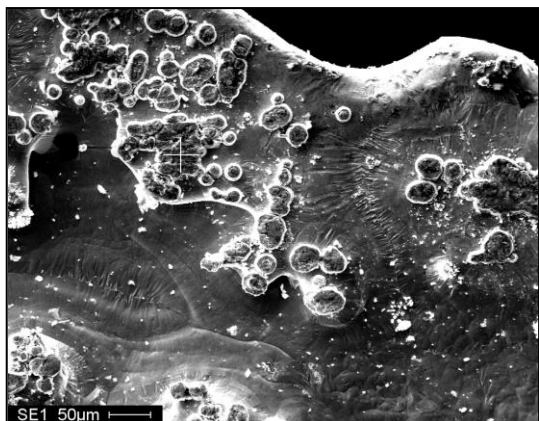
Была проведена оценка площади поверхности капли, контактировавшей с подложкой, которая составляет 50-60 % от общей площади капли, что согласуется с известными данными, согласно которым при такой величине контактной площади адгезия капли на поверхность подложки хорошая.

Химический состав фазовых составляющих показал, что вблизи кромки капли (рис. 4 б, отмеченная область) содержание меди и цинка в зависимости от области исследования составляет соответственно 29...90% и 2...45% (без учета кислородной составляющей). При этом содержание меди в темных областях наибольшее, а светлые конгломераты соответствуют большему содержанию цинка. При переходе к центру капли (светлая зона рис. 4 б) отмечается, что состав всех исследованных областей поверхности практически одинаков: 40 % меди и 60 % цинка.



Рис. 4. Фотография поверхности контакта капли расплава с подложкой (a) и снимок поверхности (b), сделанный с помощью электронного микроскопа.

Увеличение разрешения (рис. 5) позволило выделить структуры и определить состав фазовых составляющих в области, отмеченной на рис. 4 а. Отчетливо видны конгломераты, ограниченные светлыми линиями, содержащие до 90 % цинка. В областях же, имеющих равномерную темную окраску, содержание меди составляет 97%.



Таким образом, при осаждении на подложку капли расплава меди происходит плавление поверхностного слоя подложки с дальнейшим затвердеванием расплавленных компонентов. При этом образования латуни не наблюдается, так как не реализуются необходимые для этого условия.

Рис. 5. Фазовые составляющие вблизи кромки капли.

Аналогичные результаты были получены при исследовании фазовых составляющих при осаждении капель олова на подложку из свинца. Выделены переходные области, характеризующиеся наличием обоих компонентов. Приведены количественные данные по составляющим.

Полученные в настоящей работе результаты могут быть полезны при оценке тепловых потерь, возникающих при осаждении на технологические поверхности нагретых или

расплавленных частиц металлов, что позволяет повысить эффективность работы теплоэнергетических установок.

Список литературы:

1. Немова Т.Н., Колесникова Е.А. Определение температуры в зоне контакта капли расплава с подложкой // Фундаментальные и прикладные проблемы современной механики: Сборник материалов научной конференции. Томск: Томский государственный университет, 2011. – С. 483-484.

Повышение энергетической эффективности системы теплоснабжения от водогрейной котельной

Королёв П.В., Васильев С.В.*

Текстильный институт Ивановского государственного политехнического университета,

**Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина, Россия, г.*

Иваново

vedunkp@rambler.ru

В условиях быстрого роста цен на органическое топливо энергосбережение во всех отраслях промышленности является важнейшим фактором снижения себестоимости производства продукции и повышения её конкурентной способности. Основными направлениями энергосбережения являются:

- использование низкопотенциальной энергии промышленных предприятий;
- создание простых и надёжных энергетических установок для производства тепловой и электрической энергии, работающих на местных видах топлива;
- повышение коэффициента использования теплоты топлива на энергетических установках.

Реализацию данной программы в уже существующих котельных можно добиться: установкой котла-утилизатора за основными водогрейными котлами и переводом котельной в режим когенерации.

Основным резервом повышения экономичности котельных установок является использование теплоты конденсации паров, содержащихся в уходящих газах. В первую очередь это относится к котельным обслуживающим системы отопления и горячего водоснабжения (ГВС). Для создания конденсационного режима работы водогрейного котла (режима конденсации паров из дымовых газов) необходимо, чтобы поверхности теплообмена, с которыми контактируют уходящие газы, имели температуру ниже точки росы. Если в котельной предусмотрен контур ГВС, то обеспечить такой режим работы котла можно, за счет подачи в конденсационный утилизатор (КУ) тепловой энергии воды из системы холодного водоснабжения [1].

Возможность применения данной схемы рассмотрена на примере водогрейной котельной в г. Пошехонье Ярославской области. Котельная оборудована водогрейными котлами REX 350 (ICI Caldaie). Максимальный КПД действующей системы равен 93% при температуре наружного воздуха (-31)°C. Установка котла-утилизатора приведёт к увеличению максимального КПД до 102,58 %, что связано с реализацией конденсационного режима. Срок окупаемости проекта составляет 5 лет.

Существующие котельные вырабатывают значительное количество излишков тепла, т.к. резко сокращается его потребление в теплое время года.

Наличие морозной погоды в целом не превышает двух месяцев в году для средней полосы России. Поэтому, значительное потребление тепловой энергии производится не более 2-х месяцев в году (коэффициент потребления = 1). В среднем, около половины производимой тепловой энергии потребляется в остальные 6 месяцев отопительного сезона (коэффициент потребления = 0,5). В оставшиеся 4 месяца потребление тепловой энергии практически прекращается (коэффициент потребления = 0) [2].

Таким образом, значительное количество времени существенное количество производимой тепловой энергии не используется. Наиболее распространённым решением на сегодняшний день для водогрейных котельных являются два варианта перевода в когенерационный режим: с использованием газопоршневой и газотурбинной установок.

Газотурбинная установка состоит из двух основных частей: силовая турбина и генератор, которые размещаются в одном корпусе. Воздушный компрессор сжимает атмосферный воздух,

повышая его давление, и непрерывно подает его в камеру сгорания. Туда же непрерывно подается необходимое количество жидкого или газообразного топлива. Образующиеся в камере продукты сгорания выходят из нее с температурой 900-1200°C. Пройдя все ступени газовой турбины, отработавшие газы направляются в котел-утилизатор для выработки тепловой энергии. Рабочие лопатки передают крутящий момент на ротор турбины, который жестко соединен с валом генератора через понижающий редуктор. Использование тепла посредством теплообменника или котла-утилизатора обеспечивает увеличение общего КПД установки.

В основе работы газопоршневой установки лежит принцип двигателя внутреннего сгорания, в котором химическая энергия топлива преобразовывается в механическую работу.

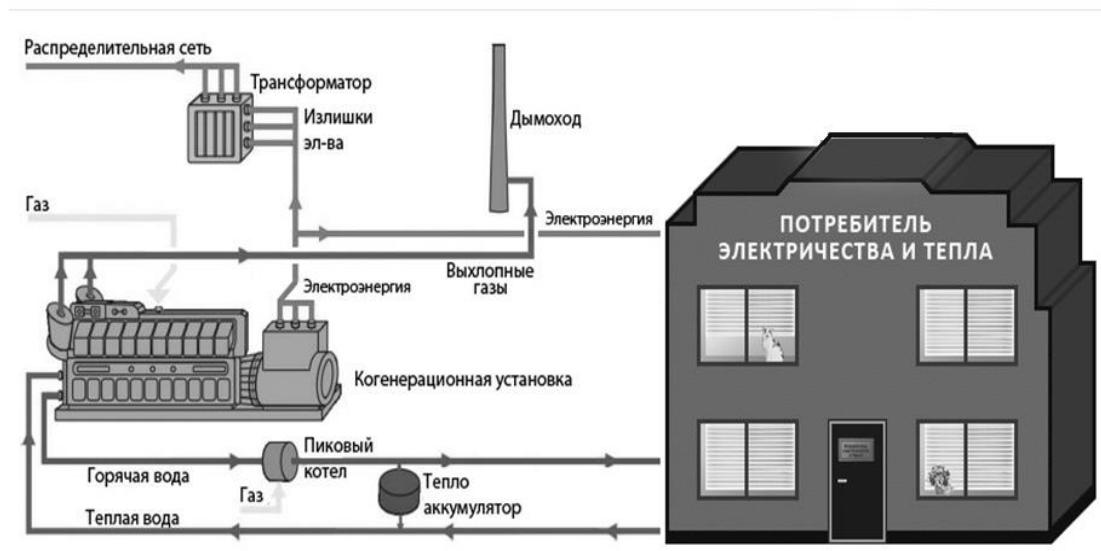


Рис. 1. Энергоснабжение от когенерационной установки

В настоящее время предлагается технология утилизации излишков выработанного тепла на основе применения дополнительного бутанового контура (турбины) с генератором, как основного или резервного (для собственных нужд и особо важных потребителей) источника электрической энергии [3]. При этом бутановый контур не требует дополнительного сжигания топлива, а использует уже выработанное тепло (пар, горячую воду) при температуре до 120 °С. Его преимуществом является независимость от источника тепла, т.е. его можно интегрировать с водогрейным котлом независимо от параметров котла и его тепловой мощности.



Рис. 2. Принципиальная тепловая схема бутанового контура

Сравнительный анализ представленного технологического решения относительно стандартного перевода котельной в режим когенерации на примере водогрейной котельной города Пошехонье представлен в табл. 1.

Таблица 1 – Относительные экономические показатели установки на бутановом контуре

№	Показатели	Когенерация	Бутановый контур
1.	Срок окупаемости, мес.	23	20
2.	Денежные поступления, млн.руб.	7,98 (при увеличении мощности на 20%)	6,99
3.	Внутренняя норма доходности	0,69	0,81

Список литературы:

1. Бухаркин Е.Н. О технико-экономической целесообразности применения конденсационных теплоутилизаторов в водогрейных котельных / Промышленная энергетика. 1995, № 6. С. 24-27.
2. Репин Л.А., Тарасов Д.Н., Макеева А.В. Возможности производства электроэнергии в водогрейных котельных // Новости теплоснабжения. 2008, №9.
3. Долинский А.А., Басок Б.И., Коломейко Д.А. Эффективность когенерационных тепловых схем // Наукові праці, том 61, выпуск 48.

Влияние геометрии лопаток осевой гидротурбины пропеллерного типа на выходную мощность МИКРОГЭС

Кузьмин Р.В.

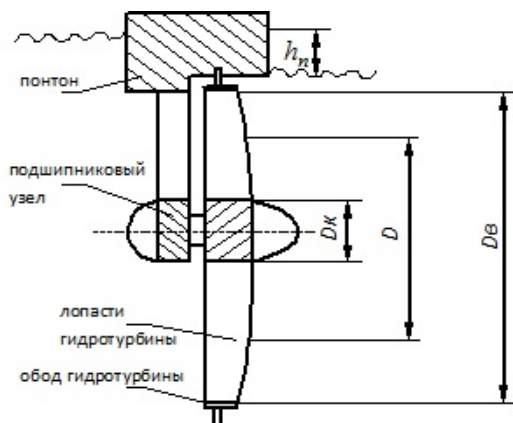
Комсомольский – на – Амуре Государственный технический Университет, Россия, г.

Комсомольск – на – Амуре

kem@knastu.ru

Подключение удаленных потребителей к центральным энергосистемам, в большинстве случаев связано с огромными материальными вложениями и зачастую экономически нецелесообразно. Их энергоснабжение в основном организовано на базе автономных дизельгенераторов и котельных небольшой мощности. Альтернативой дизель-генераторным установкам могут служить системы, использующие энергию возобновляемых природных источников. Примером таких систем являются установки использующие энергию потоков воды и ветра.

Одной из самых эффективных с энергетической точки зрения является микроГЭС, построенная на основе осевой гидротурбины пропеллерного типа. Подобные установки позволяют добиться наибольшей быстроходности рабочего колеса гидротурбины, что приводит к увеличению мощности гидротурбины и позволяет создавать безредукторные варианты микрогидроэлектростанций. Это обстоятельство определяет приоритет использования осевых пропеллерных гидротурбин в условиях низкопотенциальных водных потоков и при малых диаметрах гидроколес [1].



Для простоты конструкции гидротурбина не имеет направляющего аппарата. Расположение гидротурбины в реке с небольшой скоростью течения показано на рисунке 1.

Рис. 1. – Осевая турбина в низкопотенциальном потоке

Глубина погружения понтона h_P рассматривается, как некоторая плотина, дающая положительный перепад энергии.

Для определения основных характеристик потока и гидротурбины составлена векторная диаграмма скоростей течения потока через гидротурбину,

представленная на рисунке 2. Поток входит в рабочее колесо гидротурбины со скоростью $C1$, натекает на лопатки в относительном движении со скоростью $W1$. Угол установки лопаток на входе – $\beta1$. В рабочем колесе поток разворачивается в относительном движении под углом $\beta2$ и со скоростью $W2$, а в абсолютном движении под углом $\alpha2$ и со скоростью $C2$.

Работа, совершенная в колесе потоком, характеризуется проекцией вектора скорости потока на выходе в окружном направлении $C2a$. В осевом направлении поток выходит с той же скоростью, что и входит, то есть $C2a=C1$.

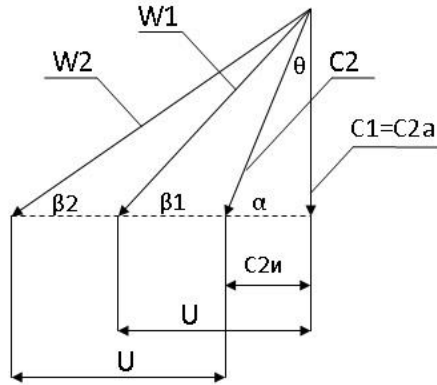


Рис. 2. – Треугольники скоростей на среднем диаметре

Поток входит в рабочее колесо гидротурбины со скоростью $C1$, натекает на лопатки в относительном движении со скоростью $W1$. Угол установки лопаток на входе – $\beta1$. В рабочем колесе поток разворачивается в относительном движении под углом $\beta2$ и со скоростью $W2$, а в абсолютном движении под углом $\alpha2$ и со скоростью $C2$.

Работа, совершенная в колесе потоком, характеризуется проекцией вектора скорости потока на выходе в окружном направлении $C2a$. В осевом направлении поток выходит с той же скоростью, что и

входит, то есть $C2a=C1$.

Параметры потока и гидротурбины рассчитываются с помощью созданной системы алгебраических уравнений [2]. На основе исходных данных: скорости и плотности потока, диаметра гидротурбины, числа и угла установки лопаток определяется полная энергия потока через гидротурбину и ее мощность.

На рисунке 2 представлена зависимость мощности осевой гидротурбины пропеллерного типа от угла установки лопаток. Зависимость приведена для диаметра лопостей 0.4 м., числа лопостей 3 и скорости течения потока 3 м/с.

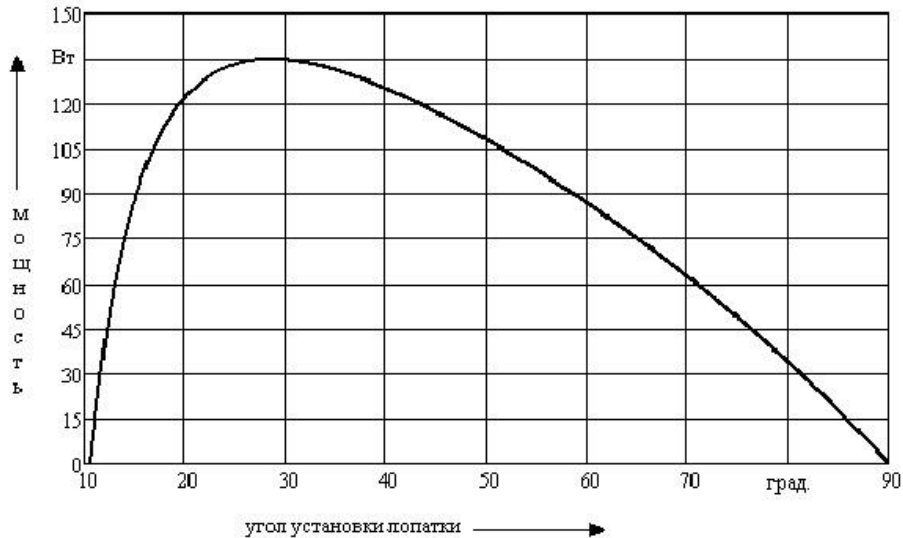


Рис. 3. – Зависимость мощности гидротурбины от угла установки лопаток

Список литературы:

1. Лукутин Б.В., Сипайлов Г.А. Использование механической энергии возобновляемых природных источников для электроснабжения автономных потребителей. – М.: Итиль, 1987. – 136 с.
2. Кузьмин Р.В., Кузьмина О.А. Исследование зависимости мощности бесплотинной микроГЭС от диаметра рабочего колеса и скорости потока // Материалы ВНИИ "Актуальные проблемы управления техническими, информационными, социально-экономическими и транспортными системами", г. Санкт-Петербург, СЗТУ, 2007. – С.96-103.

Использование избыточной энергии давления природного газа на небольших газораспределительных станциях

Кулагина О.В., Гатауллина А.Р., Молчанова Р.А.

*Уфимский государственный нефтяной технический университет, Россия, г. Уфа
kylaginaolga@mail.ru*

При поступлении природного газа из магистральных трубопроводов в распределительную систему газопроводов городов и крупных промышленных предприятий осуществляется понижение его давления на газораспределительных станциях (ГРС). Снижение давления газа происходит в редуционных клапанах и является прямой потерей потенциальной энергии потока.

При использовании турбодетандеров в результате адиабатного расширения потока газа с отдачей работы значительно понижается температура газа. При понижении давления газа с 1,2 до 0,3 МПа температура его снижается на 50–60 °С (в зависимости от состава газа и эффективности детандера). При увеличении степени понижения давления до 6 (от 1,8 до 0,3 МПа) снижение температур может достигать до 70–80 °С. Если принять, что температура газа на входе в машину равна 20 °С, то температура потока после расширения может составить -30 – -40 °С в первом и -50 – -60 °С во втором случаях.

Таким образом, в результате использования избыточной энергии давления природного газа может вырабатываться не только электрическая энергия, но и значительные количества холода (от 60 до 80 кДж/нм³).

С учетом большой доли газификации территории нашей страны и наличия большого количества ГРС возле городов и населенных пунктов, представляется целесообразным строительство при ГРС промышленных холодильников, особенно в сельскохозяйственных регионах для сохранения урожая. Целесообразность строительства таких комплексов на крупных ГРС не вызывает сомнения.

В то же время в распределительной системе газоснабжения страны имеется огромное количество небольших ГРС и крупных ГРП, где снижение давления газа до среднего и низкого давлений происходит только редуцированием в дросселирующих устройствах (например, с 1,2 до 0,3 МПа), то есть технологический процесс происходит также с потерей потенциальной энергии. Среднегодовой расход газа на небольших ГРС представлен на рисунке 1.

Практически все известные проекты использования избыточной энергии давления газа при его редуцировании в системах газораспределения и потребления направлены на производство электрической энергии. Но области использования энергии избыточного давления газа на ГРС для производства холода изучены и разработаны в меньшей степени.

Исходные данные для расчетов:

- расчеты производятся для действующей ГРС в средней полосе России.
- расход газа – 30 тыс.нм³/ч
- при проходе через турбодетандерную установку газ охлаждается до -18оС.
- после турбодетандерной установки газ поступает на газо-редуцирующую станцию (ГРС), температура на входе которой должна поддерживаться от 0 до +4 оС.

Необходимо рассмотреть возможность подогрева газа до 0-4 оС при температурах хранения в холодильнике 0 и -12 оС.

Поддержание заданного температурного и влажностного режима в камерах холодильника достигается работой всей холодильной установки, т.е. холодильной машины и местных камерных приборов охлаждения, установленных в охлаждаемых помещениях.

Рассмотрим проблему с точки зрения максимально возможного количества холода, переданного от газа.

Для природного газа с расходом 30 тыс.нм³/ч:

$$Q_2 = G \cdot c \cdot \Delta t = \frac{30 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 10^3} \cdot 0,717 \cdot 2,391 \cdot (0 - (-18)) = 257 \text{ кВт}.$$

Необходимое количество холода для покрытия всех теплопритоков в камеры холодильника определяется после теплового расчета. Такой расчет охлаждаемых помещений проводят для определения суммы всех количеств теплоты, поступающих в эти помещения или возникающих в них от каждого из различных источников, оказывающих влияние на поддержание заданного температурного режима в объекте. Конечная цель теплового расчета — определение

производительности камерного оборудования, достаточной для отвода всей теплоты, поступающей в объект, и поддержания в нем заданных параметров.

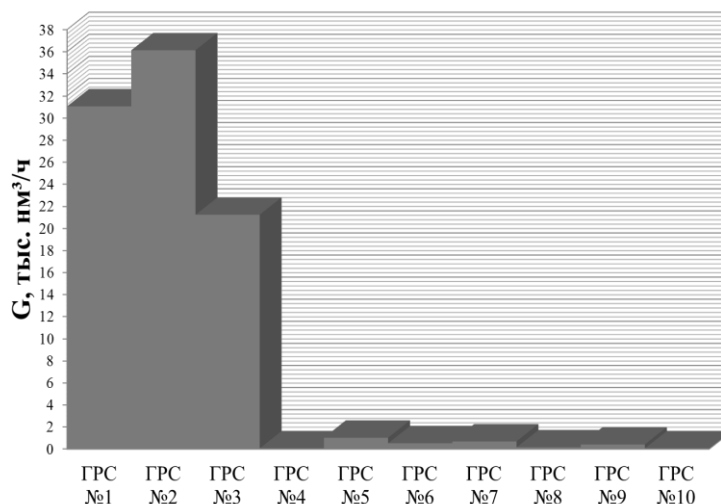


Рис.1.Среднегодовой расход газа на небольших ГРС

Из теплового баланса с учетом КПД теплообменника и воздухоохладителя получим, что количество холода, непосредственно переданное холодильным камерам, будет составлять около 206 кВт.

По общепринятой классификации холодильники подразделяются по условной вместимости холодильники на малые, имеющие вместимость от 250 до 1000 усл. т, средние - от 1000 до 5000 усл.т и крупные - свыше 5000 усл. т.

Предварительные проработки проектов энергохолодильного комплекса на базе ГРС показали, что рассчитанная хладопроизводительность окажется достаточной для обеспечения типового промышленного холодильника емкостью - от 1000 до 5000 усл.т, т.е. так называемого среднего холодильника.

Список литературы:

1. Брайдерт Г.-Й. Проектирование холодильных установок. Расчеты, параметры, примеры. – М.: Техносфера, 2006. – 336 с.
2. Проектирование холодильных сооружений. Справочник. Под общ.ред. к. т. н. А. В. Быкова. - М.: Пищевая промышленность, 1978. - 256 с.
3. Репин А. Л., Репин Л. А. Возможности использования энергии давления природного газа на малых газораспределительных станциях// Энергосбережение.- 2004.- № 3.
4. Аксенов Д. Т., Герцен А. Н. Использование энергохолодильных комплексов в целях энергосбережения // Промышленная энергетика. - 2004.- № 2.

Получение полуккокса из бурых углей Шивэ-Овооского месторождения Монголии

А. Н.Кучерина, А.С.Дьяченко,А. Ю.Долгих.*

Томский Политехнический Университет, Россия, г. Томск

cannonfodderzura@mail.ru

Большие запасы, благоприятные горно-геологические условия залегания, позволяющие осуществлять добычу наиболее экономичным путем, относительно низкая стоимость и уникальность физико-химических и технологических свойств ставят бурые угли на видное место в качестве топлива и технологического сырья. Отрицательной стороной использования бурых углей в качестве топлива является негативное воздействие на окружающую среду из-за выбросов в атмосферу огромного количества загрязняющих веществ. Облагораживание угля позволяет частично выводить отравляющие компоненты со смолой и газами, тем самым преобразовывать сырье в более экологически чистое топливо [1]. Также образуются первичный газ и первичная смола.

Полукокс используется как энергетическое топливо, как восстановитель для некоторых металлургических процессов, для получения карбида кальция первичный газ — как сырьё для химического синтеза и в качестве топлива; первичная смола — для переработки в различные жидкие топлива.

Были получены результаты термической переработки исследуемого угля в виде состава неконденсирующихся газов и материального баланса представленные в таблицах 1 и 2 [2].

Таблица 1. Усредненный состав неконденсирующихся газов

CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	CO	CO ₂	H ₂	N ₂	O ₂	Теплота сгорания смеси, МДж/м ³
12,0	1,23	0,35	13,13	42,9	14,5	11,98	3,1	9,3

Таблица 2. Материальный баланс

Статьи баланса	Количество продуктов	
	гр	%
Поступило		
Исходный уголь	90,7	90,7
Влага	9,3	9,3
Всего	100	100
Получено		
Полукокс	78,3	78,3
Смола	4,1	4,1
Пирогенетическая влага	6,7	6,7
Потери	10,9	10,9
Всего	100	100

Так же была проведена серия экспериментов различных температурных режимов (4500С, 5000С, 5500С, 6000С.), которые согласно источникам [1] попадают в диапазон температур наиболее подходящих для температурной переработки с получением полукокса, и различной крупности (6 мм, 10 мм, 12 мм.) для определения параметров зольности полукокса, выхода летучих неконденсирующихся газов, теплоты сгорания полукокса.

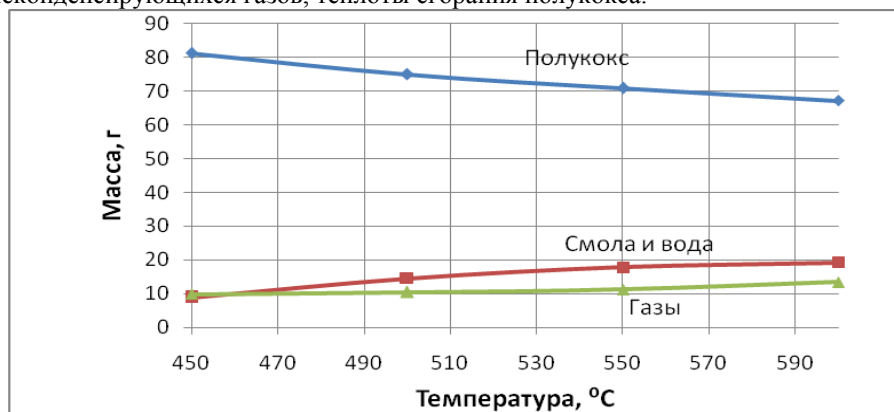


Рис. 1. Зависимости массы полукокса, смолы и воды, газов от температурного режима при крупности частиц 6 мм

Зависимости зольности полукокса, выхода летучих неконденсирующихся газов, теплоты сгорания полукокса от температурного режима представлены при усредненных значениях крупности угля.

По результатам выявилось, что при изменении температурного режима термической переработки в сторону повышения температуры режима масса полукокса уменьшается, что связано с ростом выхода смол, воды и неконденсирующихся газов. В зависимости от крупности наибольшей массой полукокса обладает образец с крупностью 6 мм, но имеет более низкие показатели остальных продуктов переработки. Образец крупностью 12мм напротив имеет

наименьшую массу полукокса по выход смол, воды и газов выше, что позволяет предполагать наличие у этого образца наиболее чистой структуры полукокса.

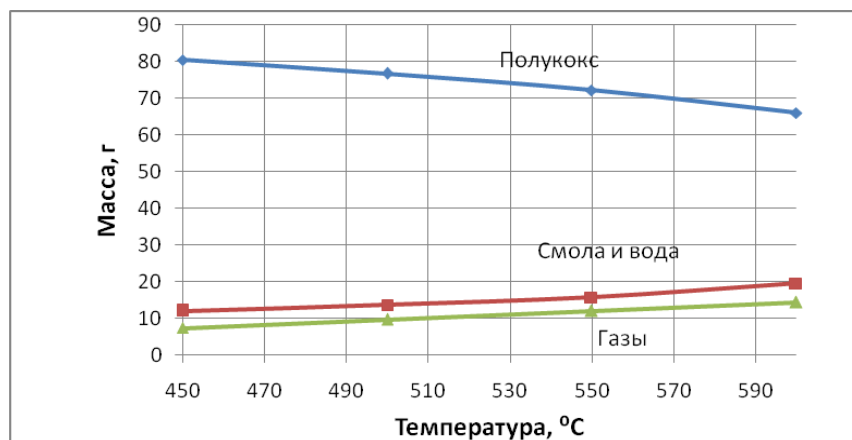


Рис.2. Зависимости массы полукокса, смолы и воды, газов от температурного режима при крупности частиц 10 мм

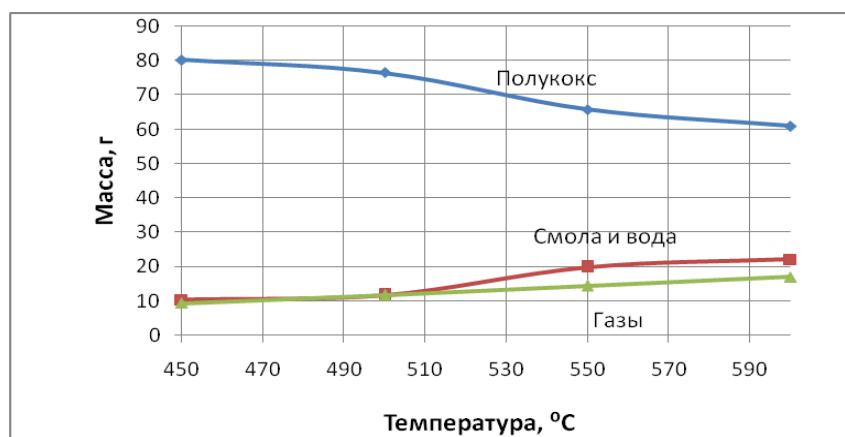


Рис.3. Зависимости массы полукокса, смолы и воды, газов от температурного режима при крупности частиц 12 мм

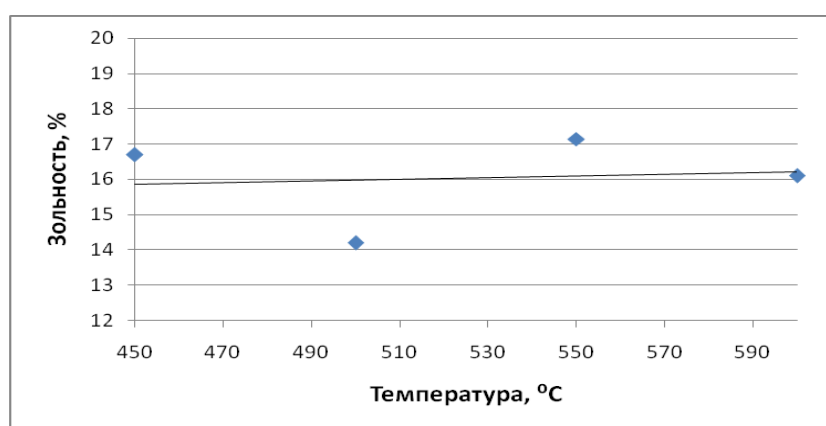


Рис.4. Зависимость зольности полукокса от температурного режима

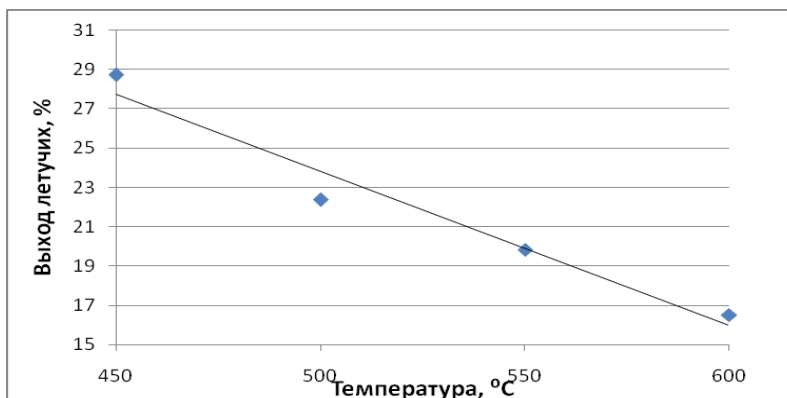


Рис.5. Зависимость выхода летучих неконденсирующихся газов от температурного режима

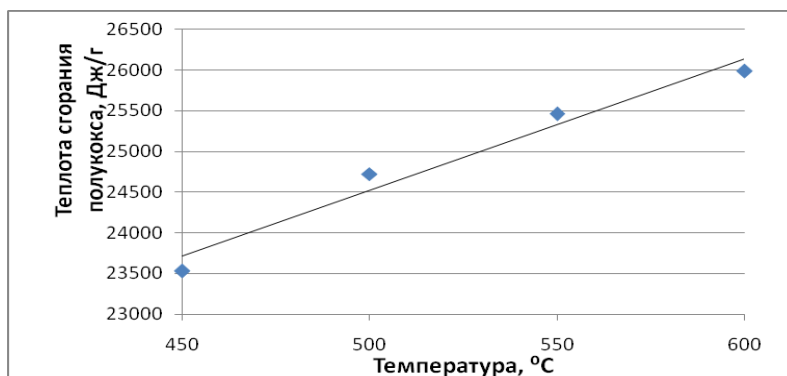


Рис.6. Зависимость теплоты сгорания полукокса от температурного режима

По результатам выявилось, что с повышением температуры режима:

- зольность полукокса возрастает.
- выход летучих газов снижается.
- теплота сгорания полукокса повышается.

Список литературы:

1. Федосеев С. Д. Полукоксование и газификация твердого топлива : учебник / С. Д. Федосеев, А. Б. Чернышев. — М. :Гостоптехиздат, 1960. — 326 с.
2. Дьяченко А.С., Кучерина А. Н. Перспективы термической переработки бурых углей Шивэ-Овооского месторождения Монголии.

Особенности сжигания каменного угля в виде водоугольного топлива

Ланин Д.А.

*Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева, Россия, г. Кемерово,
kafte12@mail.ru*

На территории Кемеровской области насчитывается более тысячи отопительных и производственно-отопительных котельных работающих на твердом топливе. Эти котельные оснащены, как правило, котлами со слоевой топкой, ручной или механизированной в зависимости от производительности.

Оказание услуг по теплоснабжению потребителей, является регулируемым видом деятельности. Тарифы на тепловую энергию устанавливаются регулирующим государственным органом – Региональной энергетической комиссией. В условиях сложившейся политики сдерживания роста тарифов на услуги естественных монополий, в сметах затрат на производство тепловой энергии закладывается рядовой каменный уголь со стоимостью, значительно ниже рыночной стоимости сортового угля, реализуемого производителями топлива другим отраслям промышленности и за рубеж.

Таким образом, рынок сбыта угля на коммунальные нужды гораздо менее рентабелен для угольных предприятий, что является причиной поставки на котельные области угля низкого качества, не востребованного у других покупателей.

Контракты на поставку угля между коммунальщиками и производителями топлива, содержат качественные характеристики поставляемого угля, характеризующие его теплотехнические свойства – зольность, влажность, теплотворная способность. Эти параметры вполне выполняются. Однако, прописанный в контрактах уголь является рядовым, ситовый состав рядового угля регламентируется ГОСТ Р 51586 – 2000 - в части максимальной крупности угля 200 -300 мм в зависимости от способа добычи, процентное же содержание промежуточных фракций угля не регламентируется, чем активно пользуются угольные предприятия, поставляя на котельные области уголь, содержащий подавляющее количество мелкой фракции, не востребованной на других рынках.

Сжигание угольной мелочи в слоевых топках приводит к увеличению механической и химической неполноты сгорания, и, как следствие, к большим перерасходам угля, что в условиях действующего тарифного регулирования еще больше затрудняет финансовое положение теплоснабжающих организаций.

Выход из сложившейся ситуации – изменить способ сжигания топлива. Уйти от слоевого сжигания на более приспособленные для сжигания мелочи – например, кипящий слой или организовать на котельных производство угольных брикетов, можно также внедрять технологию газификации поступающего топлива.

Как одна из альтернатив - сжигание в слоевых топках котлов водо-угольного топлива (ВУТ). Здесь не имеется в виду не ВУТ в традиционном понимании, приготовленный из товарного угля, подвергающегося измельчению, разбавлению водой, добавлению пластификаторов, что в конечном счете приводит к удорожанию получившегося топлива с одновременным снижением его теплотехнических характеристик. В результате, несмотря на более эффективное сжигание ВУТ по сравнению с традиционным слоевым сжиганием каменного угля с технической точки зрения, в финансовом оказывается не целесообразным. Применение технологии сжигания ВУТ экономически оправдано для замещения дорогих видов топлива, например топочный мазут, либо для перевода котельных на сжигание угля, где ранее использовался газ, без серьезной доработки котлов и котельного оборудования.

Для получения экономического результата теплоснабжающим организациям необходимо замещение каменного угля на более дешевый вид топлива. Это отходы углеобогащения обогатительных фабрик – фильтр-кеки. При механическом обезвоживании углей, а также при гидродобыче и гидротранспорте образуются высокообводненные угли мелких классов – шламы, наиболее крупные из которых (более 0,05 (0,5) мм) улавливают и выдают вместе с углями крупных классов. Тонкие частицы (менее 0,05 (0,5) мм) улавливаются менее эффективно, а часто практически не улавливаются при сгущении и обезвоживании и сбрасываются либо в наружные шламовые отстойники, либо водоемы. При сбросах в отстойники происходит накопление шламов. Количество сбросов составляет в зависимости от производительности фабрики от 130 до 350 тыс. т в год при средней зольности угля в них от 26 до 60%. В результате за период эксплуатации фабрик и гидрощахт только в Кузбассе общее количество накопленных шламов составило более 25 млн. т. Из них 12,7 млн. т. имеют зольность менее 35% и могут быть успешно использованы как дополнительные ресурсы для получения товарного топлива [1].

В котельной станции Барзас (ОАО «СКЭК»), оснащенной маломощными котлами с ручной топкой, предпринята попытка сжигания ВУТ приготовленного из кека ОФ «Северная». Кек обогатительной фабрики имеет допустимые теплотехнические параметры для сжигания в виде ВУТ, кроме того ситовый состав этого кека позволяет сжигать его без предварительного домола, что также удешевляет конечное топливо. В результате, стоимость его сводится в основном только к транспортным расходам, что на сегодняшний день составляет порядка 140-150 руб/тн. при средней стоимости каменного угля для коммунальных предприятий около 1200 руб/тн, включая транспортные расходы. Сжигание такого топлива довольно перспективно как с технической, так и с экономической точки зрения.

За три года опробирования технологии наработаны некоторые практические результаты, в частности, исходя из особенностей ВУТ – большой влажности и зольности, низкой теплотворной способности (2500 – 4000 ккал/кг), в конструкцию котла внесены небольшие технологические изменения. Так в котле сохранена колосниковая решетка, на которой для подсветки, сжигается небольшое количество каменного угля, кроме того в топке котла в зоне горения ВУТ смонтирован

муфель, который позволяет предотвратить занос поверхностей нагрева золовыми отложениями, повысить температуру в зоне горения ВУТ, и, как следствие, добиться устойчивого зажигания и горения его в топке котла.

Кроме того, подача топлива в топку осуществлена специальной форсункой, совместной разработки ИТ СО РАН и ООО «ТеплоПром» [2-4]. Эта форсунка имеет преимущества по сравнению с другими известными нам. Дело в том, что ВУТ содержит в себе твердые частицы с максимальным размером до 350 мкм. Это накладывает на форсунку определенные конструктивные требования – форсунка не должна содержать мелких отверстий и узких каналов для прохода топлива. Мелкие отверстия быстро забиваются, а движение ВУТ по узким каналам приводит к ускоренному эрозионному износу и быстрому выходу форсунки из строя.

Примененная на котельной станции Барзас форсунка имеет канал для подачи топлива достаточного диаметра, обеспечивающий низкую скорость движения ВУТ, что значительно уменьшает эрозионный износ форсунки, увеличивая ее срок службы. Распыл же осуществляется за счет энергии сжатого воздуха, вырывающегося из кольцевого сопла. Опыт эксплуатации подтвердил наши предположения, форсунка проста в изготовлении и свободно работает в течении всего отопительного сезона без промежуточных замен и ремонтов.

За три года работы над технологией был опробован разный состав технологического оборудования, заменен компрессор с поршневого на винтовой, изначально примененный насос подачи ВУТ был винтового типа, но, как оказалось, для перекачки ВУТ он не пригоден, так как быстро изнашиваются проточная часть насоса, в результате проб и ошибок был выбран мембранный насос с пневмоприводом, он оказался достаточно надежным.

Работы по совершенствованию данной технологии продолжаются. В частности рассматриваются вопросы оптимизации топочной конструкции, с целью улучшения аэродинамики и увеличения времени пребывания витающих частиц в зоне горения для максимального выгорания горючей части. Это включает в себя работу над углом установки форсунки, геометрических размеров муфеля и д.р.

Также, в виду не постоянного по составу и свойствам, поступающего на котельную сырья, необходима разработка и внедрение методов входного оперативного контроля, с целью возможности отработки режимов сжигания ВУТ для различных по качественным характеристикам сырья.

Кроме того необходимо поработать над оптимизацией системы дутья в топку котла.

Что дает дальнейшая отработка и тиражирование данной технологии на более крупные котельные, эксплуатируемые ОАО «СКЭК»?

Во-первых, количество образующихся на обогатительной фабрике отходов около 350 тыс. тон/год, вполне достаточно для обеспечения тепловой энергией всего города Березовский (около 300 тыс. тон/год). Что практически полностью сокращает образование и складирование отходов этой фабрики на территории Кузбасса, кроме того при переходе на технологию сжигания ВУТ прекратиться складирование в отвал шлака котельных около 30 тыс. тн/год, которая не представляет в настоящий момент какой-либо практической ценности. Образовавшаяся же зола после сжигания ВУТ – ценный строительный материал, который может быть реализован производителям строительной продукции.

Во-вторых, значительное удешевление топлива, и как следствие, высвобождение дополнительных средств, для реализации инвестиционных программ по реконструкции и модернизации основных фондов, что также позволит повысить надежность теплоснабжения и энергетическую эффективность работы теплоснабжающего предприятия в целом.

Список литературы:

1. Зайденварг В.Е. Производство и использование водоугольного топлива. / Трубецкой К.Н., Мурко В.И., Нехороших И.Х. – М.: Академия горных наук, 2001. – 173 с.
2. Пневматическая форсунка для распыливания ВУТ. Мальцев В.И., Кравченко И.В., Кравченко А.И., Самборский В.Е. – Институт теплофизики СО РАН, ООО «ТеплоПром», г. Новосибирск.
3. Патент РФ №2346756. Зарегистрирован 20.02.2009 г.
4. Патент РФ №2389948. Зарегистрирован 13.04.2009 г.

Регенерация питательной воды высокотемпературных турбоустановок с использованием воздухоподогревателей

К.Б. Ларионов, Б.Ф. Калугин

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия
larryk@sibmail.com*

На сегодняшний день регенерация питательной воды на высокотемпературных турбоустановках является актуальной проблемой, поскольку данная тема требует более углубленного изучения и исследования влияния высокой начальной температуры, как на изменение процесса работы регенеративных установок, так и эффективность всего цикла.

Для исследования данного вопроса в качестве анализа влияния начальной температуры $t_0/t_{пп} = 800/800^\circ\text{C}$, использовалась турбоустановка К-200-130 с начальными параметрами пара $t_0/t_{пп} = 565/565^\circ\text{C}$ и $P_0 = 13$ МПа и конечным давлением $P_K = 0,0033$ МПа. При изменении начальной температуры наблюдается существенный прирост абсолютного электрического КПД 44,2 % до 48,5 %.

В данной работе был рассмотрен вопрос влияния регенерации питательной воды с использованием воздухоподогревателей на эффективность цикла с начальной температурой $t_0/t_{пп} = 565/565^\circ\text{C}$ и $t_0/t_{пп} = 800/800^\circ\text{C}$ при постоянном давлении пара в отборах, предназначенными для снижения температуры отборного перегретого пара выше на $10 \div 15^\circ\text{C}$ от состояния насыщения. Так же отметим, что данный расчет производился с точки зрения термодинамической эффективности.

Таким образом, перед каждым регенеративным подогревателем на линии отбора пара был установлен воздухоподогреватель, как отдельный теплообменный аппарат (рис. 1). После подогрева воздуха паром, его потоки смешиваются и поступают в котлоагрегат.

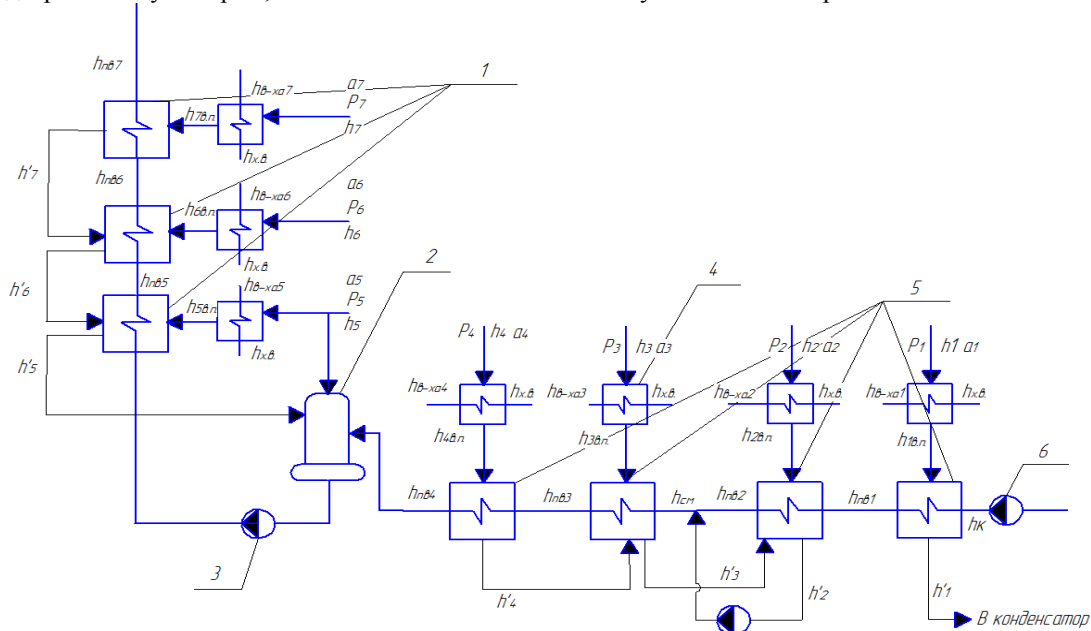


Рисунок 1. Схема регенеративной установки с применением воздухоподогревателя (1 - подогреватели высокого давления, 2 - деаэратор, 3 - питательный насос, 4 - воздухоподогреватель, 5 - подогреватели низкого давления, 6 - конденсационный насос)

Для определения относительных расходов пара в отборах составляем систему уравнений теплового и материального баланса, как для линии ПВД, так и для линии ПНД.

После вычисления систем уравнений для данной схемы в программе MathCAD, были определены относительные расходы пара, а так же абсолютный электрический КПД установки. Энтальпия воздуха определялась с помощью таблиц [2], с учетом температуры недогрева воздуха паром в 10°C . Результаты определенных параметров занесены в таблицы 1 и 2.

Таблица 1. Результаты вычислений относительных расходов пара, энтальпий воздуха, мощности турбоустановки и абсолютного электрического КПД при начальной температуре $t_0/t_{пп}=565/565^\circ\text{C}$

№ отбора	Относительный расход пара, α	Энтальпия воздуха за воздухоподогревателям, кДж/кг	Энтальпия пара перед регенеративными подогревателями, кДж/кг	Энтальпия питательной воды, кДж/кг	Абсолютный электрический КПД $\eta_{\text{Э}}$ с использованием воздухоподогревателя, %
7	0,05514	666,7	2837	1018	44,7
6	0,08829	612,9	2830	919	
5	0,03527	755,8	2802	749	
4	0,04905	663,4	2773	634	
3	0,04226	557,2	2733	507	
2	0,04769	473,6	2698	416	
1	0,00926	339,6	2632	241	

Таблица 2. Результаты вычислений относительных расходов пара и энтальпий питательной воды, мощности турбоустановки и абсолютного электрического КПД при начальной температуре $t_0/t_{пп}=800/800^\circ\text{C}$

№ отбора	Относительный расход пара, α	Энтальпия воздуха за воздухоподогревателями $h_{\text{в-х}}$, кДж/кг	Энтальпия пара перед регенеративными подогревателями, кДж/кг	Энтальпия питательной воды, кДж/кг	Абсолютный электрический КПД $\eta_{\text{Э}}$ с использованием воздухоподогревателя, %
7	0,0621	860,8	2837	1018	50,1
6	0,0882	788,3	2830	919	
5	0,0319	982,2	2802	749	
4	0,0478	902,9	2773	634	
3	0,0433	775,1	2733	507	
2	0,0397	532,7	2698	416	
1	0,0076	525,1	2632	241	

После проведенных расчетов определим расход необходимого количества воздуха для работы котлоагрегата, расход воздуха для воздухоподогревателей, а так же расход топлива для схем с начальной температурой $t_0=565/565^\circ\text{C}$ и $t_0=800/800^\circ\text{C}$. Для данного расчета было принято следующее топливо - природный газ Уренгойского месторождения, с низшей теплотворной

способностью $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ равной 46008,3 кДж/кг. Полученные результаты отобразим в таблицах 3 и 4.

$$D_{\text{в-х}} = D_{\text{отб}i} \cdot (h_i - h_{\text{в.п.}}) / (h_{\text{в-х}} - h_{\text{х.в.}}), \text{ кг/с}$$

где h_i – энтальпия пара из отбора, $D_{\text{отб}i}$ – расход пара из отбора, $h_{\text{в-х}}$ – энтальпия воздуха, $h_{\text{х.в.}}$ – энтальпия холодного воздуха при 30°C .

$$B_{\text{КА}} = \frac{Q_{\text{КА}} - Q_{\text{в-х}}}{Q_{\text{н}} \times \eta_{\text{КА}}}, \text{ кг/с}$$

где $Q_{\text{КА}}$ – количество теплоты необходимое для ТУ, $Q_{\text{в-х}}$ – количество теплоты отданное паром воздуху, $\eta_{\text{КА}}$ – КПД котлоагрегата равный 95%.

$$D_{\text{в-х}} = L_0 \times k_{\text{изб.в-х}} \times B_{\text{КА}}, \text{ кг/с}$$

где L_0 – количество воздуха для сжигания одного кг топлива, $k_{\text{изб.в-х}}$ – коэффициент избытка воздуха равный 1,05.

Таблица 3. Расход воздуха и расход топлива для схемы с начальной температурой $t_0/t_{пп} = 565/565^\circ\text{C}$

Расход воздуха в воздухоподогревателях	Значение, кг/с	Расход топлива В, кг/с	Количество воздуха необходимого для работы котлоагрегата, кг/с
Дв-ха7	8,72	9,9	178
Дв-ха6	12,51		
Дв-ха5	7,5		
Дв-ха4	10,02		
Дв-ха3	8,13		
Дв-ха2	8,32		
Дв-ха1	0,32		
Всего	55,52		

Таблица 4. Расход воздуха и расход топлива для схемы с начальной температурой $t_0/t_{пп} = 800/800^\circ\text{C}$

Расход воздуха	Значение, кг/с	Расход топлива В, кг/с	Количество воздуха необходимого для работы котлоагрегата, кг/с
Дв-ха7	13,36	12,08	217,5
Дв-ха6	18,15		
Дв-ха5	7,8		
Дв-ха4	11,68		
Дв-ха3	10,48		
Дв-ха2	8,18		
Дв-ха1	1,91		
Всего	71,56		

Таким образом в результате включения в схему дополнительных поверхностей нагрева воздуха перед регенеративными подогревателями наблюдается увеличение абсолютного электрического КПД для схемы с начальной температурой $t_0/t_{пп} = 800/800^\circ\text{C}$ на 4,9 % от схемы без применения дополнительного теплообменного оборудования для повышения эффективности регенеративной установки и на 1,3 % от схемы с применением пароохладителей, абсолютный электрический КПД $\eta_{Э}$ которой для температуры $t_0/t_{пп} = 800/800^\circ\text{C}$ составляет 48,8%[3]. Данный прирост абсолютного электрического КПД связан с использованием полезной теплоты отданной паром отборов воздуху.

Список литературы:

1. Костюк А.Г., Фролов В.В., Булкин А.Е., Трухний А.Д., Турбины тепловых и атомных электростанций. -М.: Изд-во МЭИ, 2001. - 488 с.
2. Ривкин С.Л. Термодинамические свойства воздуха и продуктов сгорания топлив 1984 – 104 М:Энергоатомиздат.
3. К.Б. Ларионов, Б.Ф. Калугин «Регенерация питательной воды высокотемпературных турбоустановок с использованием пароохладителей» Энергетика: Эффективность, надежность, безопасность: материалы XVIII Всероссийской научно-технической конференции / Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во ООО «СПБ Графикс», 2012. – 532 с.

Перспективы применения нагревательных элементов трансформаторного типа в системах отопления

Левин М.М., Сериков А.В.

Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет, Россия, г. Комсомольск-на-Амуре

levmaxmih88@mail.ru

Основным направлением развития систем теплоснабжения в нашей стране (в том числе и снабжения населения горячей водой) являлась централизация на базе теплоцентралей, крупных

районных и промышленных котельных. Это определялось рядом особенностей: плановым ведением народного хозяйства на этапе создания таких систем, высокой плотностью и концентрацией тепловых нагрузок, связанной с сосредоточением большей части населения в городах с многоэтажной застройкой, созданием новых крупных промышленных комплексов, длительным отопительным периодом на большей части территории страны.

Тем не менее, значительная часть населения страны остается до сих пор не охваченной этой формой водонагрева. На обозримую перспективу не стоит и не может ставиться задача централизованного горячего водоснабжения всего населения. Это относится, прежде всего, к жителям городских кварталов, где преобладает однодвухэтажная застройка, к большинству сельских населённых пунктов с одноэтажной застройкой, к потребителям, расположенным в пригородных поселках с малой концентрацией застройки и растянутыми коммуникациями. Одним из реальных путей создания на этих объектах достаточно комфортных условий, обеспечения их горячим водоснабжением является установка электронагревательных систем поквартирного типа [1].

Графики нагрузки энергосистем в России имеют весьма большие ночные провалы, заполнение которых даёт возможность включения в это время суток теплоаккумулирующих систем (например, на основе ёмкостных электроводонагревательных приборов) и установок с оплатой электроэнергии по льготному тарифу, значительно более дешёвому, чем дневной. Забор тепловой энергии потребителем может вестись в любое время суток. Такая система горячего водоснабжения, как показывает опыт развитых промышленных стран, выгодна и потребителям и энергосистемам. Это позволяет прогнозировать большой рост спроса сельского и городского населения на электронагреватели, тем более что применение приборов теплоаккумуляционного типа не потребует значительного усиления электрических сетей и внутридомовых проводок [2].

Нагрев воды газом дешевле, чем электроэнергией, даже с учетом низкого коэффициента полезного действия (КПД) газовой горелки. За рубежом, где далеко не во всех странах имеется дешёвый природный газ, разница между стоимостью электроэнергии и газа меньше. И все-таки в ряде стран, в том числе с широкой газификацией быта (США, Франция и др.), всё больше применяют электрический нагрев воды, постепенно возрастает насыщенность домашних хозяйств индивидуальными электронагревателями.

Но кроме стоимости энергоносителя есть еще масса факторов, которые необходимо учитывать при выборе отопительного оборудования. Не надо забывать про стоимость котла, расходы на его установку, подключение и пуско-наладку, получение разрешений и т.п.

Главное преимущество электрокотла – эксплуатационные расходы практически равны нулю: не нужно подвозить и хранить топливо, не надо чистить горелки и дымоходы, проводить топливоподготовку и т.д. К тому же отопление электричеством легко комбинируется с другими видами отопления. Это, без сомнения, способствует использованию нескольких видов топлива. Экологичность, отсутствие посторонних запахов – еще несколько плюсов электрических котлов.

В сравнении с газовыми котлами электрические уступают только стоимостью энергоносителя. В остальном только одни преимущества. Средняя стоимость электрокотла ниже, чем котла газового. Кроме того, для газового котла понадобится дымоход (традиционный или коаксиальный для котлов с принудительным отводом продуктов сгорания). Установка электрического котла стоит обычно заметно меньше, чем суммарная стоимость монтажа и пуско-наладки газового котла с монтажом дымовой трубы. Электрический котел конструктивно гораздо проще, чем газовый. Он не нуждается в постоянном обслуживании, обязательном для газового котла и стоящем десятки тысяч рублей в год [3]. Кроме этого стоит отметить, что подведение газовой магистрали к объекту (коттеджу, квартире или даче) может обойтись дороже стоимости самого котла. Есть еще один случай, когда электрокотлы могут дать фору газовым – это установка котла в пределах крупного города. В этом случае проблемы с получением разрешения на использование газового оборудования очень часто делают оптимальным использование электрокотла.

Системы отопления на основе электроводонагревателей поддаются автоматизации в наибольшей степени. Использование автоматизации позволяет не только повысить энергоэффективность систем отопления, уменьшив потери тепловой энергии, но и увеличить уровень комфорта человека в отапливаемых помещениях. Применение современных микроконтроллерных автоматов позволяет гибко настроить график температур в течение суток и в течение недели в зависимости от личных предпочтений потребителя и его рабочего графика. Например, в ночное время человеку комфортнее, когда температура чуть ниже, чем днем. Если

потребитель отсутствует с 10 до 18 часов пять дней в неделю в жилом помещении или в офисном здании в выходные дни и в нерабочее время, то нет необходимости в это время осуществлять нагрев до комфортной температуры, необходимо, лишь обезопасить помещение от переохлаждения.

Система должна иметь устройство стабилизации температуры воды на выходе, позволяющее поддерживать её независимо от расхода воды, колебаний питающего напряжения, изменений температуры воды на входе. Для достижения минимальной погрешности стабилизации температуры необходим контур, включающий быстродействующие элементы: датчик температуры, тиристорный коммутатор с системой управления. Нагревательный элемент должен автоматически отключаться при отсутствии забора воды, что уменьшает неоправданный расход энергии и предотвращает возможность возникновения аварийных режимов работы.

Основным узлом в установках электроотопления и горячего водоснабжения является нагревательный элемент. Надёжность и безопасность всей системы нагрева в большой степени обуславливаются надёжностью и безопасностью нагревательных элементов.

Наиболее распространённым электронагревательным элементом является трубчатый нагревательный элемент (ТЭН). К числу преимуществ теплообменников с ТЭН относится малая тепловая инерция, простота и дешевизна конструкции, возможность быстрой замены вышедшего из строя нагревателя. Недостатком же является опасные для жизни человека токи утечки, возникающие при появлении трещин на наружной оболочке ТЭН.

В целях полной электробезопасности необходимо тщательно следить за качеством заземления. Выход из строя ТЭН происходит главным образом из-за появления на его поверхности накипи, которая образуется, прежде всего, между витками спирали трубки, затрудняя теплоотдачу от ТЭН к воде и уменьшая его срок службы. При использовании ТЭНов для нагрева воды необходимо ограничивать удельную тепловую нагрузку на поверхности величиной 10 Вт/см² для значительного подавления процесса образования накипи, что приводит к необходимости даже при небольших мощностях увеличивать длину ТЭН. Для уменьшения габаритов ТЭН обычно свёртывается в спираль, что, однако, значительно усложняет и удорожает процесс изготовления. Использование ТЭНов в качестве нагревательных элементов снижает показатели надёжности нагревательной установки, причём у нагревательного блока большой мощности, как правило, показатели надёжности ниже, так как количество ТЭН с увеличением мощности установки возрастает. Средний ресурс отечественного ТЭН в соответствии с ГОСТ 17446-80 не превышает 2000 часов. Чувствительность и быстрота срабатывания термоограничителей «сухого хода» у теплообменников с ТЭН должны быть весьма высокими, так как в противном случае нагреватель выходит из строя в течении 20...40 с. Водонагревательным установкам с ТЭН соответствует также низкий класс электробезопасности, что приводит, как и в случае с установками с электродным нагревом, к дополнительным затратам на мероприятия по охране труда и технике безопасности. Кроме того недостатком ТЭНа является невозможность его ремонта при перегорании нагревательной спирали.

Качественно улучшить условия подготовки горячей воды помогут электронагревательные элементы трансформаторного типа (НЭТ), в которых индуктор, как в обычных силовых трансформаторах, состоит из магнитопровода и первичной обмотки. Особенностью конструкции таких нагревательных элементов является вторичная обмотка, выполненная в виде короткозамкнутого витка, в которой выделяется основная доля тепла. Вторичная обмотка непосредственно, без промежуточного теплообменника или дополнительного слоя изоляции, контактирует с нагреваемой средой [4].

НЭТ обладают саморегулирующим свойством: по мере нагрева мощность их снижается, при охлаждении – повышается. Это позволяет экономить электроэнергию при эксплуатации.

Достоинствами НЭТ являются.

1. Высокий класс защиты от поражения электрическим током, который обеспечивается следующим:

- а) отсутствием электрической связи между вторичной обмоткой и сетью;
- б) многоуровневой электрической изоляцией первичной обмотки;
- в) при расчётах, напряжение витка выбирается таким образом, чтобы электрический потенциал на вторичной обмотке был менее допустимого по условиям безопасной эксплуатации.

2. Большой срок службы. Так как этот показатель в основном зависит от срока службы изоляционных материалов, применяемых в НЭТ, то при расчётах электромагнитные нагрузки и основные геометрические соотношения выбираются так, чтобы температура первичной обмотки

не превышала допустимых, для заданного класса нагревостойкости электроизоляционных материалов, значений. Большая поверхность теплоотдачи резко снижает интенсивность образования накипи, что обеспечивает стабильность теплового режима и также повышает срок службы НЭТ для установок электронагрева.

3. Высокий, в сравнении с индукционными нагревательными элементами, коэффициент мощности, обеспечивающийся наличием шихтованного магнитопровода и малыми полями рассеяния обмоток.

К недостаткам НЭТ следует отнести большие, по сравнению с резистивными нагревателями, массу и размеры. Однако следует учитывать, что масса и размеры нагревательного элемента обычно не составляют основную часть массы и размеров всего электронагревательного устройства. Поэтому, указанные недостатки, в большинстве случаев, не являются определяющими факторами.

Итак, основным направлением развития децентрализованных систем отопления является их автоматизация. Автоматизация позволяет увеличить энергоэффективность таких систем и их потребительские качества, выраженные в увеличении комфорта конечного потребителя. В качестве основы автоматизированных систем отопления наиболее оправданно использовать электронагревательные устройства. Такие приборы должны обеспечивать высокую степень защиты от поражения электрическим током, иметь простую и технологичную конструкцию, большой срок службы, невысокую стоимость, хорошие эксплуатационные и массогабаритные показатели, высокий КПД и коэффициент мощности. Указанным требованиям в достаточной мере отвечает электронагреватель, нагревательный элемент которого целесообразно выполнить на основе трансформатора с короткозамкнутой вторичной обмоткой.

Список литературы:

1. Гольцман, Д. А. Применение электроэнергии для горячего водоснабжения и отопления жилых зданий / Д. А. Гольцман, Л. В. Бончковская // Водоснабжение и санитарная техника. – 1976. – № 1. – С. 30-33.
2. Коган, Ю. М. Условия и перспективы применения теплоаккумуляционных электроприборов / Ю. М. Коган, Э. И. Эргард, В. Е. Шерстень. – М. : Информэлектро, 1976. – 60 с.
3. <http://www.gidrolux.ru>
4. Сериков, А.В. Электронагревательные устройства трансформаторного типа для систем теплоснабжения: моногр./А.В. Сериков, В.М. Кузьмин. – Владивосток: Дальнаука, 2012. – 247 с.

УДК 629.785

Исследование массоэнергетических характеристик межорбитального буксира с солнечной энергоустановкой

Мигунов Я.Н.

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, Россия, г. Москва
migunovy@gmail.com

Введение. Несмотря на ведущиеся работы по развитию космической ядерной энергетики, Солнце по-прежнему остается главным источником энергии, а преобразование солнечного излучения при помощи фотоэлектрических преобразователей (ФЭП) – главным способом получения электричества в космосе. В свете планов нашей страны по освоению Луны, представляется интересным проанализировать перспективы создания межорбитального буксира с солнечной энергетической установкой (СЭУ) для транспортировки грузов с орбиты Земли на орбиту Луны.

Постановка задачи. Рассматривается межорбитальный буксир (МБ) с СЭУ мощностью $N_{ЭУ}=100$ кВт и электроракетной двигательной установкой на базе четырех двигателей СПД-290 (производство ОКБ «Факел»).

Мощность двигателя $N_D=25$ кВт.

Тяга $F_D=1$ Н.

Удельный импульс $I=32500$ м/с.

Рабочее тело – ксенон.

Массовый расход $m_f=3,1 \cdot 10^{-5}$ кг/с.

Массоэнергетический анализ ФЭП.

Рассматриваемые материалы ФЭП и их характеристики приведены в табл. 1, срок активного существования (САС) принимается равным 10 годам.

Таблица 1. Материалы ФЭП и их характеристики [1, 2]

Производитель	Материал	Масса 1 м ² ФЭП, кг	Мощность с 1 м ² в начале САС*, Вт	Мощность с 1 м ² в конце САС, Вт
ОАО «НПП «Квант»	Si монокристаллический (mc-Si)	1,45	200	150
ОАО «НПП «Квант»	Si аморфный (a-Si)	0,3	95	89
ОАО «НПП «Квант»	GaInP2-GaInAs-Ge, трехпереходный (3П)	1,6	350	280
ОАО «Сатурн»	GaAs	1,6	309	271

Из-за значительной деградации ФЭП в процессе эксплуатации площадь СБ должна быть больше, чем необходимо для выработки 100 кВт, поэтому в начале САС КА будет обладать запасом мощности. Параметры СБ из выбранных материалов приведены в табл. 2 (масса СБ условно принята равной массе ФЭП).

Таблица 2. Характеристики СБ из различных материалов, НЭУ=100 кВт

Материал	Площадь, м2	Масса, кг	Избыточная мощность СБ в начале САС, кВт
mc-Si	667	967	33,3
a-Si	1132	340	7,5
GaInP2-GaInAs-Ge	357	571	25
GaAs	397	635	22,6

Из табл. 2 видно, что трехпереходный ФЭП из GaInP2-GaInAs-Ge является наиболее предпочтительным. Однако у него есть существенный минус – высокая стоимость. В настоящее время такой ФЭП стоит порядка 150 000 долларов США за 1 кг, тогда как ФЭП из a-Si стоит, по различным оценкам, около 1300 за 1 кг. Кроме того, он проигрывает a-Si по массе в полтора раза. Поэтому предлагается. Использовать комбинированную СБ, часть которой изготовлена из GaInP2-GaInAs-Ge, а часть – из a-Si. Характеристики подобной СБ приведены в табл. 3.

Таблица 3. Параметры смешанной СБ для НЭУ=100 кВт

Доля площади 3П ФЭП от общей площади β	Площадь СБ, м2	Масса СБ, кг	Цена СБ, тыс. долл. США	Избыточная мощность СБ в начале САС, кВт
0	1132	340	441,4	7,5
0,1	1054	363	8 969	9,2
0,3	899	409	26 020	12,8
0,5	745	456	43 080	16,3
0,7	590	502	60 130	19,8
0,9	435	548	77 190	23,3
1	357	571	85 710	25,0

Таким образом, изготовив СБ наполовину из a-Si, а наполовину из GaInP2-GaInAs-Ge, можно в 2 раза уменьшить ее стоимость и сократить массу примерно в 1,3 раза. Но при этом площадь СБ, необходимой для выработки 100 кВт, увеличится в 2 раза.

Проектно-баллистический анализ. Анализ проводится в алгебраическом приближении по методике, описанной в работе [3].

Рассматривается перелет МБ с опорной околоземной орбиты (ОЗО) к рабочей окололунной орбите (РЛО). Полет разбивается на два участка: перелет с ОЗО к первой точке либрации системы Земля-Луна и от точки к РЛО. Параметры орбит:

Высота ОЗО Н0=800 км над поверхностью Земли, наклонение $i_0=51,6^\circ$

Высота точки либрации Нк1=383500 км над поверхностью Земли

Высота РЛО Нк2=200 км над поверхностью Луны, наклонение $i_k=5,1^\circ$.

Характеристическая скорость для первого участка перелета с заданными параметрами орбит $v_{x1}=6785$ м/с, для второго участка перелета – $v_{x2}=1479$ м/с [3]

Время перелета с ОЗО на РЛО определяется по формуле [3]:

$$t_{\Sigma} = \frac{M_0}{4 \cdot m_f} \cdot \left(1 - \exp \left(\frac{-v_{x1} - v_{x2}}{I} \right) \right),$$

где M_0 – стартовая масса МБ.

Чтобы обеспечить однопусковую схему вывода МБ, а также исходя из суммарной тяги двигательной установки, стартовая масса задается $M_0=18$ т. Груз такой массы на заданную опорную орбиту способна вывести ракета-носитель «Протон-М». С такой стартовой массой время перелета с ОЗО на РЛО составит $t_{\Sigma}=380$ сут.

Стартовую массу МБ на опорной орбите можно записать следующим выражением:

$$M_0 = M_{ПН} + M_{ЭДУ} + M_{Т\Gamma} + M_{ТО} + M_K,$$

где $M_{ПН}$ — масса полезной нагрузки МБ; $M_{ЭДУ}$ — масса энергодвигательной установки (ЭДУ); $M_{Т\Gamma}$ – масса топлива, необходимая для перелета; $M_{ТО}$ — масса топливного отсека; M_K — масса конструкции МБ.

Используя методику, изложенную в [3], и принимая коэффициент топливного отсека и коэффициент конструкции равными 0,1, можно определить массу топлива, массу топливного отсека и массу конструкции: $M_{Т\Gamma}=4104$ кг; $M_{ТО}=410$ кг; $M_K=1800$ кг. Массу ЭДУ в первом приближении можно считать в 3 раза большей массы СБ

Для оценки эффективности МБ удобно использовать коэффициент полезной нагрузки $\alpha_{ПН}$ – отношение массы полезной нагрузки к стартовой массе. В табл. 4 приведены значения $\alpha_{ПН}$ для МБ с ФЭП из материалов, рассмотренных выше.

Таблица 4. Массовые характеристики МБ

Материал	Площадь СБ, м ²	Коэффициент полезной нагрузки	Масса полезной нагрузки, кг
mc-Si	667	0,492	9022
a-Si	1132	0,596	10734
GaInP2-GaInAs-Ge	357	0,558	10041
GaAs	397	0,547	9849
Смешанная СБ ($\beta=0,5$)	745	0,577	10386

Из таблицы 4 следует, что наилучшим материалом для ФЭП с точки зрения коэффициента полезной нагрузки МБ является аморфный кремний. Однако большая площадь СБ из a-Si, необходимая для обеспечения номинальной мощности в 100 кВт, создает большие технические сложности. Батареи такой площади будет сложно скомпоновать так, чтобы они поместились под обтекателем РН, например, полезный объем под обтекателем PLF-BR-1525 для РН «Протон-М» не превышает 300 м³ [4]. Поэтому наиболее эффективными для подобного проекта являются солнечные батареи на основе гетероструктурных ФЭП из GaInP2-GaInAs-Ge или GaAs, либо, для снижения стоимости, смешанная СБ, состоящая из гетероструктурного ФЭП и a-Si.

Для более подробного анализа влияния энергомассовых параметров ФЭП на характеристики МБ используется удельная масса $\gamma_{ф\text{эп}}$, кг/кВт. Для материалов ФЭП, рассмотренных выше значения $\gamma_{ф\text{эп}}$ приведены в табл. 5.

Таблица 5. Удельная масса для различных ФЭП в начале САС.

Материал	mc-Si	a-Si	GaInP2-GaInAs-Ge	GaAs	Смешанная СБ ($\beta=0,5$)
$\gamma_{ф\text{эп}}$, кг/кВт	7,25	3,2	4,6	5,2	4,5

Используя выражение для коэффициента полезной нагрузки из [3] можно построить график зависимости коэффициента полезной нагрузки от удельной массы ФЭП, приведенный на рис. 1. При этом, снижение $\gamma_{ф\text{эп}}$ кроме прямого снижения стартовой массы МБ (рис. 1), уменьшает значение оптимального удельного импульса). А это, во-первых, конструктивно упрощает ЭДУ, поскольку удельный импульс пропорционален ускоряющему напряжению, и, во-вторых, снижает требуемую мощность электроракетной двигательной установки:

Главным преимуществом электроракетных двигателей перед ЖРД является высокий удельный импульс, т.е. экономичность, и как результат – более высокий удельный импульс. Поэтому МБ с солнечными батареями должен обладать как можно более высоким коэффициентом полезной нагрузки, чтобы быть конкурентоспособным с традиционными космическими аппаратами, оснащенными ЖРД. По некоторым оценкам это достигается при $\alpha_{\text{пн}} \sim 0,4$, исходя из этого условия, можно сделать вывод, что из приведенных типов только монокристаллические кремниевые ФЭП не подходят для подобного проекта. К тому же монокристаллический кремний менее радиационно стоек, чем остальные из приведенных материалов, а это свойство будет весьма важным при длительном перелете к Луне.

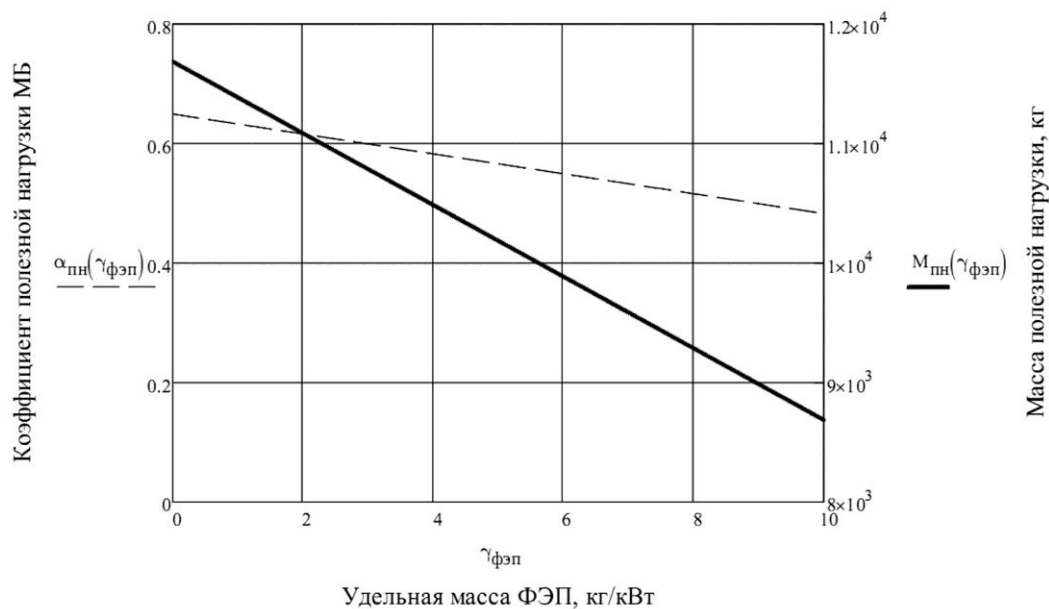


Рис. 1. Зависимость коэффициента и массы полезной нагрузки МБ от удельной массы ФЭП.

Закключение. В настоящее время разработка межорбитального буксира на солнечной энергии с мощностью около 100 кВт затруднено необходимостью создания развертываемых солнечных батарей большой площади, что сопряжено с большим количеством технических сложностей. Среди видов ФЭП, существующих в настоящее время, наиболее привлекательными являются многопереходные гетероструктуры (например, GaInP2-GaInAs-Ge и GaAs), способные обеспечить до 300 Вт/м², а в перспективе и до 400-500 Вт/м² на орбите Земли. Однако их широкое применение ограничивает высокая стоимость, обусловленная редкостью используемых материалов (Ga, In, Ge). Для повышения эффективности солнечных энергодвигательных установок и конкурентоспособности по сравнению с ядерными ЭДУ необходимо дальнейшее улучшение удельных характеристик: снижение удельной массы, повышение удельной мощности. В силу того что для создания большой тяги электроракетными двигателями мощности порядка 100 кВт недостаточно, использовать подобный МБ для транспортировки грузов к Луне имеет смысл лишь при отсутствии жестких ограничений по времени перелета. Более целесообразным может быть использование подобного буксира для транспортных операций вблизи Земли, например для доведения КА на ГСО.

Список литературы:

1. <http://www.saturn.kuban.ru/>
2. <http://www.npp-kvant.ru/>
3. Мигунов Я.Н. Исследование параметров лунного буксира для транспортной операции//Молодежный научно-технический вестник. Электронный журнал. 2013. URL: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/569406.html> (дата обращения: 24.11.2013)
4. <http://www.ilslaunch.com/sites/default/files/pdf/PMPG%20Section%204.pdf>

Исследование циркуляционного подогрева мазута в отдельных 4-х резервуарных схемах мазутных хозяйств ТЭС

Московкина Е.О., Лившиц С.А.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Казанский Государственный Энергетический Университет»,
Россия, г. Казань

katrina2004@yandex.ru

Мазут как топливо обладает рядом несомненных преимуществ, а именно высокая теплотворная способность (9500 ккал/кг) и малое содержание золы (0,3-0,5%), но он имеет и ряд серьезных недостатков, таких, как нестабильный состав каждой партии, многоступенчатость подготовки к сжиганию, высокое содержание серы (более 3,5%), высокая температура застывания (25-300С), высокая стоимость.

В последние годы ставится задача сокращения масштабов сжигания мазута на ТЭС. Но резко сократить потребление мазута проблематично, так как мазут на тепловых станциях необходим для улучшения сжигания топлив пониженной теплоценности, а также для подсветки факела и растопки котлов.

Таким образом, мазут продолжает играть важную роль в топливно – энергетическом балансе нашей страны. Мазутное хозяйство является одним из основных потребителей энергии, идущей на собственные нужды тепловой электростанции.

Основное назначение мазутного хозяйства ТЭС или котельной – обеспечение бесперебойной подачи к котлам подогретого и отфильтрованного мазута в необходимом количестве и с соответствующими давлением и вязкостью.

Подогретое состояние топлива - важнейшее условие, соблюдение которого предотвращает застывание и обводнение топлива при его хранении в резервуарах.

Наиболее рациональным методом подогрева мазута в основных резервуарах мазутного хозяйства является циркуляционный метод, который представляет собой подогрев по отдельному, специально выделенному контуру. Основное преимущество рассматриваемого метода заключается в том, что время подогрева мазута сокращено за счет качественного перемешивания топлива в резервуарах, позволяющего достичь высокой однородности мазута и равномерности распределения температур.

При рассмотрении циркуляционного подогрева мазута повышение температуры мазута в подогревателе можно считать постоянным (это условие при неизменной циркуляции соответствует постоянной тепловой мощности подогревателя):

$$\Delta t = t_n'' - t_n' = \text{const} \quad (1)$$

Уравнение теплового баланса при $t_n'' - t_n' = \Delta t = \text{const}$ имеет вид:

$$bc \Delta t d\tau = Bcdt + k_p F_p (t - t_0) d\tau \quad (2)$$

После разделения переменных и интегрирования от t_n до t_k и от 0 до τ , при c и $k_p \text{ const}$ в [2] получено:

$$\tau^* = \frac{Bc}{k_p F_p} \ln \frac{bc \Delta t - k_p F_p (t_n + t_0)}{bc \Delta t - k_p F_p (t_k + t_0)} \quad (3)$$

Анализ показывает, что для рассматриваемого случая период подогрева τ при прочих равных условиях будет меньше, чем при условии $t_n = \text{const}$. При $t_n = \text{const}$ период подогрева (или количество циркулирующего продукта - производительность насоса b) может быть определен из уравнения теплового баланса [1]

$$bc(t_n'' + t_n') d\tau = Bcdt + k_p F_p (t - t_0) d\tau \quad (4)$$

После разделения переменных и интегрирования от начальной температуры топлива t_n до конечной t_k и от 0 до τ при $c = \text{const}$ и $k_p = \text{const}$,

в [1, 3] получена формула для нахождения времени циркуляционного подогрева:

$$\tau = \frac{Bc}{bc + k_p F_p} \ln \frac{bct_n'' - k_p F_p t_0 - (bc + k_p F_p) t_n}{bct_n'' + k_p F_p t_0 - (bc + k_p F_p) t_k} \quad (5)$$

Таким образом, в [2,4] и в действующих методиках вне зависимости от схемы циркуляционного подогрева, независимо от количества резервуаров и схемы их обвязки

определение времени подогрева, а при заданном τ и количества циркулирующего мазута b находится по уравнениям (3) и (5).

Рассмотрим моделирование циркуляционного подогрева мазута в системе из 4-х резервуаров и одного подогревателя [1].

Если рассматривать в качестве исходной постановки систему из 4-х линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами для четырех неизвестных функций $t_i(\tau)$:

$$\frac{dt_i}{d\tau} + B_i t_i - \sum_{j=1}^4 C_{ij} t_j = D_i, \quad i = \overline{1,4} \quad (6)$$

В матричном виде она примет вид:

$$\bar{t}' = A\bar{t} + \bar{D}, \quad \text{где } \bar{t} = \begin{pmatrix} t_1 \\ t_2 \\ t_3 \\ t_4 \end{pmatrix}; \quad A = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{pmatrix}; \quad \bar{D} = \begin{pmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \\ D_4 \end{pmatrix}, \quad (7)$$

$$\left. \begin{aligned} a_{ii} &= -B_i + C_{ij} < 0, & i &= \overline{1,4} \\ a_{ij} &= +C_{ij} > 0, & i, j &= \overline{1,4} \quad (i \neq j) \end{aligned} \right\},$$

Анализ условий эксплуатации мазутных хозяйств ТЭС позволяет выделить ряд задач:

1. Определение температурно-временных зависимостей циркуляционного подогрева мазута $t_i(\tau)$ ($i = \overline{1,4}$) при заданных расходах G_{pi} ($i = \overline{1,4}$) и G_{0i} ($i = \overline{1,4}$).

2. Определение необходимых соотношений расходов мазута G_{0i} и G_i , обеспечивающих поддержание заданной температуры мазута во всех резервуарах.

3. Определение необходимых соотношений расходов мазута G_{0i} и G_i , обеспечивающих достижение заданной температуры мазута t_{ki} за период времени t_k .

На основе разработанной математической модели было проведено численное решение указанных задач и исследование функциональных зависимостей подогрева для системы из 4-х резервуаров в одноступенчатой раздельной теплотехнологической схеме мазутного хозяйства ТЭС.

Список литературы:

1. Шагеев М.Ф. Моделирование и исследование циркуляционного подогрева мазута в раздельных 4-х резервуарных схемах мазутных хозяйств ТЭС// Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Казань: 2003.
2. Кривоногов Б.М. Мазутное хозяйство котельных. Л.: ЛИСИ. 1975.
3. Геллер З.И. Мазут как топливо. М.: Недра. 1965.
4. Геллер З.И., Ашихмин В.И. Об эффективности циркуляционного подогрева мазута в резервуарах. // Электрические станции, 1966, № 4.

Результаты экспериментального исследования циклонных пиролизеров горючих сланцев

Мракин А.Н., Агеев М.А.

Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А., Россия, г.

Саратов

anton1987.87@mail.ru

Перспективные технологические процессы по переработке сланца имеют огромное количество основных и вспомогательных аппаратов, при этом необходимо стремиться как к снижению металлоемкости аппаратов, так и повышению компактности установок в целом [1]. Одним из путей решения поставленной проблемы является организация циклонного принципа термоокислительной деструкции пылевидного сланца [2].

Преимущества циклонных реакторов:

- интенсификация процессов тепломассообмена между газовой фазой и частицами топлива;
- возможность достижения высоких температур в рабочей камере;
- создаются условия для повышения удельной производительности и создания компактных реакторов-пиролизеров;
- совмещение термообработки с первой ступенью сепарации коксового остатка.

При переработке пылевидного сланца с применением реакторов проточного типа, циклонных реакторов или устройств, сочетающих прямоток с циклонным принципом, возможно осуществление режима скоростного нагрева. Тем самым открываются перспективы создания аппаратов высокой единичной производительности и создаются условия для воздействия на процессы формирования состава конечных продуктов пиролиза. Возможны следующие варианты скоростного пиролиза пылевидного сланца:

а) пиролиз в среде инертного носителя (N_2 , Ar) – применяется в лабораторных исследованиях для изучения механизма деструкции природных высокомолекулярных соединений в условиях скоростного нагрева частиц топлива (сланец, торф, бурый уголь).

б) пиролиз с использованием ограниченного количества окислителя ($\alpha=0,05-0,1$) – технологии переработки пылевидного сланца с целью получения газового энергоносителя и жидких продуктов с высоким содержанием ароматических и гетероциклических соединений.

в) пиролиз в среде перегретого водяного пара – получение газовых смесей с высоким содержанием водорода и окиси углерода, пригодных для синтеза метанола и других спиртов.

г) пиролиз пылевидного сланца с частичной рециркуляцией пиролизного газа – для подачи пылевидного топлива в высокотемпературную зону реактора отбирается 10-15 % пиролизного газа на рециркуляцию, в этом случае такие реакционноспособные компоненты пиролизного газа, как диеновые углеводороды и сероводород, участвуют в процессах пирогенетического синтеза бензольных углеводородов и гетероатомных соединений.

В связи с этим нами на основе имеющихся экспериментальных работ [3, 4] проводится их систематизация и обобщение для использования при проектировании автотермического реактора. В эксперименте использовался Перелюб-Благодатовский сланец составом на сухую массу $A=53,9\%$; $C=26,8\%$; $H=3,6\%$; $S_{\text{общ}}=4,2\%$ и $(CO_2)_{\text{к}}=7,8\%$ с фракцией 0-0,2 мм при температуре стенки реактора 850 оС.

Возможность получения газообразного топлива путем скоростного пиролиза сернистых сланцев изучалось на экспериментальной установке, схема которой приведена на рис. 1, а принцип работы изложен в [3].

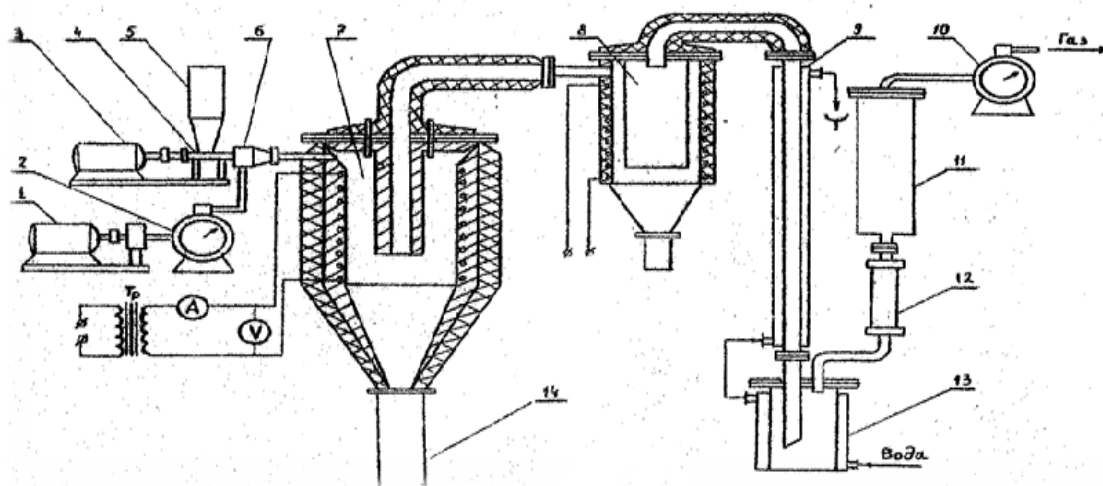


Рисунок 1. Схема экспериментальной установки 1 – воздушодувка; 2, 10 – газовые часы; 3 – электродвигатель; 4 – шнековый питатель; 5 – бункер для топлива; 6 – смеситель; 7 – реактор с нихромовым электронагревателем; 8 – футерованный циклон; 9 – водяной холодильник; 11 – колонка-адсорбера; 12 – колонка с $CaCl_2$; 13 – сборник жидких продуктов; 14 – бункер кокса.

Для повышения температуры в верхней части реактора необходимо предусмотреть подогрев воздуха. Так же необходимо отслеживать устойчивую крутку газозвеси, что может быть достигнуто применением набора сопел переменного сечения.

В качестве транспортирующего агента использовался воздух, расход которого поддерживался примерно на одном уровне и составлял 0,222–0,231 кг/кг сухого сланца (это соответствовало коэффициенту расхода воздуха $\alpha=0,05$). Исключением был режим при температуре 750 оС - в этом опыте расход воздуха составлял 0,354 кг/кг сухого сланца. Материальные балансы опытов по термоокислительному пиролизу сланцев в циклонном реакторе показаны в табл. 1.

Таблица 1. Материальные балансы опытов.

Статьи баланса	Температура, оС			
	750	800	860	900
Приход, кг				
Сланец сухой	1,0	1,0	1,0	1,0
Влага сланца	0,032	0,032	0,032	0,32
Воздух	0,354	0,227	0,231	0,222
Итого:	1,386	1,259	1,263	1,254
Расход, кг				
Пиролизный газ	0,468	0,364	0,390	0,470
Кокс	0,759	0,743	0,713	0,617
Смола	0,118	0,062	0,052	0,017
Водный конденсат		0,081	0,091	0,103
Привес колонки с углем	0,062	0,022	0,015	0,009
Итого:	1,407	1,272	1,261	1,270
Невязка баланса, кг/%	0,021/1,5	0,013/1,0	0,002/0,16	0,016/1,3

Из приведенных статей материального баланса видно, что по мере повышения конечной температуры нагрева (увеличивается подача воздуха в зону пиролиза) существенно уменьшается выход кокса и смолы. Это является показателем глубины превращения органической массы сланца при заданных условиях проведения процессов. В результате деструктивных процессов значительная часть керогена сланца превращается в низкомолекулярные соединения – пиролизный газ, выход которого увеличивается с повышением температуры пиролиза.

В составе жидких продуктов термической переработки обнаружен пиробензол (газовый бензин). На его выход оказывает влияние не только конечная температура процесса, но и расход воздуха. Так при расходе воздуха 257 г/ кг сухого сланца выход газового бензина составляет 15,6 г/кг сухого сланца, а при расходе воздуха 367 г/ кг сухого сланца – 23 г, что в пересчете на органическую массу составляет 4,9%. Состав пиробензола, полученного в опытах по окислительному пиролизу при температуре 850 оС представлен в табл. 2.

Таблица 2. Состав пиробензола (газового бензина).

Расход воздуха, г/кг сухого сланца	Компонент, %				
	бензол	тиофен	толуол	метил- бензол	Не идентифицированные примеси
257	73,6	25,9	-	0,1	0,4
367	63,1	20,6	13,8	-	2,5

Как видно из таблицы основными компонентами газового бензина являются бензол и тиофен – ценное сырье для предприятий органического синтеза.

Выход и состав пиролизного газа приведен в табл. 3. Из анализа приведенных в этой таблице данных видно, что пирогаз характеризуется высоким содержанием сероводорода, количество которого увеличивается при повышении температуры.

Таблица 3. Характеристика полукоксового газа.

Температура в реакторе, оС	Расход воздуха, м ³ /кг сух. сл.	Выход газа, м ³ /кг сух. сл.	Состав пиролизного газа, %							Q _{нр} , кДж/м ³
			CO ₂	H ₂ S	C _n H _m	CO	H ₂	CH ₄	N ₂	
750	0,275	0,368	12,4	1,6	6,7	11,4	4,2	4,8	58,9	7574
800	0,176	0,304	14,6	2,1	8,1	12,4	8,9	8,9	45,7	10254
850	0,183	0,328	14,3	1,5	7,7	12,8	10,7	9,0	44,0	10551
900	0,172	0,416	16,3	2,3	6,4	15,6	15,8	10,9	32,7	11368

Пиролизный газ содержит большое количество сероводорода по сравнению с газом прямооточных пиролизных установок, объясняется это тем, что в циклонном реакторе происходит разделение твердой и газовой фаз, при этом ухудшаются условия контакта газа и пылевидного кокса. Степень пылеулавливания реактора составляет 80%, а 20% уносится парогазовой смесью и улавливается в циклоне-пылеосадителе.

При этом доля потенциального тепла сланца, перешедшего в газообразные продукты, повышается и при температуре 900 оС достигает 36 %, а также по мере повышения температуры процесса в газе пиролиза наблюдается увеличение содержания углекислого газа, что обусловлено, по-видимому, в значительной степени развитием реакций разложения карбонатов минеральной части сланца. При увеличении температуры в реакторе абсолютный выход водорода (H₂), окиси углерода (CO), метана (CH₄) возрастает, а количество непредельных углеводородов (C_n H_m) остается, примерно, на одном уровне.

Изменение состава коксового остатка, а также общее содержание серы и формы сернистых соединений при различных режимах пиролиза приведено в табл. 4.

Данные этой таблицы свидетельствуют о росте сероудерживающей способности коксовых остатков с повышением температуры пиролиза вследствие разложения карбонатов и связывания сероводорода окисью кальция. На увеличение степени разложения карбонатов указывает то обстоятельство, что в коксе наблюдается уменьшение содержания карбонатной углекислоты. Пылевидный кокс характеризуется достаточно высокой теплотой сгорания и может быть использован для обеспечения теплом проведения процесса термического разложения.

Таблица 4. Характеристика коксового остатка.

Температура в реакторе, оС	Cс, %	Hс, %	S _{общ.} , %	S _{сффт} , %	S _{сфд} , %	S _{орг} , %	(CO ₂) _к , %	Q _{нр} , кДж/кг
750	12,02	1,12	2,07	0,56	0,65	0,57	11,09	5383
800	11,55	1,35	1,97	0,39	1,02	1,37	11,22	5479
900	10,19	0,67	2,27	0,57	1,37	0,33	9,92	4331

При реализации изучаемого процесса в промышленной установке за счет более длительного времени пребывания частиц в объеме циклонной камеры будут созданы благоприятные условия для пиролиза смоляных паров и разложения карбонатов минеральной части. Экспериментальными работами [5] показано, что углекислота, образовавшаяся в результате разложения карбонатов, способна взаимодействовать с углеродом коксового остатка, образуя окись углерода. В результате этих процессов увеличивается глубина разложения органического вещества топлива, повышается выход газообразных продуктов, возрастает доля потенциального тепла топлива, перешедшего в газ и улучшаются экологические показатели установки.

Закключение

1. Повышение рабочей температуры до 950 °С позволит увеличить выход газа и содержание ароматических углеводородов, однако с целью получения смоляных продуктов температура должна не превышать 500 °С что по нашему мнению достигается более простыми техническими средствами.

2. Экспериментально установлено, что при переработке пылевидного волжского сланца, относительный выход сырого пиролизного бензола, по сравнению с окислительным пиролизом, возрастает на 30-50 %, увеличивается содержание в нем сероуглерода и тиофена. Вместе с тем снижается содержание балластных компонентов в пиролизном газе, что приводит к уменьшению объема продуцируемого газа и повышению концентрации сырого пиробензола в нем. Последнее

обстоятельство, несомненно, повысит эффективность работы устройств для выделения сырого бензола, а точнее, тιοфено-ароматического концентрата из потока продуктов скоростного пиролиза.

3. Систематизированы экспериментальные результаты, которые могут стать информационной базой при создании опытно-промышленных установок термохимической конверсии горючих сланцев с использованием циклонных реакторов.

Список литературы:

1. Блохин А.И., Зарецкий М.И., Стельмах Г.П., Эйвазов Т.С. Новые технологии переработки высокосернистых сланцев. – М.: Светлый СТАН, 2001. – 192 с.
2. Каширский В.Г., Коваль А.А. Горючие сланцы Поволжья: прошлое, настоящее, будущее. – Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2007. – 156 с.
3. Каштанов В.В. Разработка и исследование способа применения многосернистого сланца в качестве энергетического и технологического топлива: дис. ... канд. техн. наук. – Саратов, 1982. – 186 с.
4. Каштанов В.В. О применении реакторов циклонного типа для термической переработки пылевидного сланца // Исследования в области комплексного энерготехнологического использования топлива: межвуз. науч. сб. – Саратов: Сарат. политехн. ин-т, 1982. – С. 33-40.
5. Каширский В.Г., Терпугова В.С. О роли карбонатной углекислоты в процессах газообразования при термической переработке и газификации сланца // Ученые записки СГУ: сб. науч. тр. – Саратов: Сарат. гос. ун-т, 1952. – Т.30. – С. 249-257.

Оценка эффективности применения пвм на базе тэц-1

Ахметов Э.А., Нигметзянова А.А., Ахметова Р.В.

Казанский государственный энергетический университет, Россия, г. Казань

nigmatzyanova.aliya@mail.ru

Казанская ТЭЦ-1 – первенец Татарской энергосистемы, строилась она по плану ГОЭЛРО и принята в эксплуатацию в 1933 году. Свыше 70 лет Казанская ТЭЦ-1 является основным источником электро-теплоснабжения Южного промышленного района и центральной части г. Казани. Бурное развитие городского строительства г. Казани потребовало ввода новых мощностей. В соответствии с программой по энергосбережению, принятой в Республике Татарстан на период 2000-2005 гг., на Казанской ТЭЦ-1 30 июня 2006 года была введена в эксплуатацию ГТУ-ТЭЦ. Основа ГТУ - ТЭЦ – две газотурбинные установки ГТЭ-25/НК, производства ОАО «Моторостроитель», г. Самара, электрической мощностью 25 МВт каждая. Утилизация тепла выхлопных газов от установок осуществляется котлами-утилизаторами ТКУ-13 производства ОАО ТКЗ «Красный котельщик». Каждый котел-утилизатор имеет параметры пара $P=3,0$ МПа, $t=390^{\circ}\text{C}$, паропроизводительность 35 т/ч, с газовым подогревателем сетевой воды (ГПСВ) теплопроизводительностью 9,6 Гкал/час [1].

ГТУ с котлами-утилизаторами были внедрены с расчетом, что произведенный пар на котлах-утилизаторах будет уходить на производство таких предприятий, как [ОАО "Нэфис-Косметикс"](#), ЗАО "КВАРТ", ОАО "КЗСК", ОАО "Холод", [ОАО "Татспиртпром"](#) филиал "Винзавод Казанский", ЗАО "НПО Компас", суммарное потребление пара которых составляло до 50 т/ч. Однако, в связи с снижением потребления предприятиями пара, а именно на сегодняшний день средний расход варьируется от 2 до 10 т/ч, встал остро вопрос об утилизации излишков пара с параметрами $P=3,0$ МПа, $t=390^{\circ}\text{C}$ и с паропроизводительностью 70 т/ч, в расчете на два котла-утилизатора. Сегодня на Казанской ТЭЦ-1 этот излишек пара дросселируется через РОУ 30/10 и далее через РОУ 10/1,2, что экономически нецелесообразно, теряется выработанная тепловая энергия. Эту проблему возможно решить установив параллельно РОУ паровую винтовую машину (ПВМ) либо же паровую турбину малой мощности, что позволит выработать дополнительную электроэнергию, которая может использоваться на собственные нужды ТЭЦ-1 [2].

Так схема включения паровой винтовой машины представлена на рисунке 1.

Выработка электрической энергии происходит за счёт использования высокопотенциальной энергии пара, бесполезно дросселируемого через РОУ. При этом дополнительного сжигания топлива не происходит. Такой вариант реконструкции позволит покрыть часть собственных нужд ТЭЦ-1 в электрической энергии, сократить расходы на

$$S_3 = 0 \text{ руб.}$$

Амортизационные отчисления

Амортизационные отчисления на здание отсутствуют, по причине того, что дополнительное здание не сооружается.

$$S_{ам.}^{зд.} = 0 \text{ руб.}$$

Стоимость установки и электрической аппаратуры составляет

24,0429 млн. руб. $\approx$ 24,043 млн. руб.

Норма амортизационных отчислений на оборудование – 3,7% [3].

Тогда амортизационные отчисления:

$$S_{ам.}^{об.} = 24,0429 \cdot 0,037 \approx 0,8896 \text{ млн. руб.}$$

Суммарные амортизационные отчисления будут равны:

млн. руб.

Отчисления на ремонт оборудования

Расходы на ремонт оборудования принимаются в размере 20% от амортизационных отчислений [3].

$$S_D = 0,8896 \cdot 0,2 \approx 0,178 \text{ млн. руб.}$$

Суммарные эксплуатационные затраты без амортизации будут равны:

$$S_0 = S_3 + S_D = 0 + 0,178 = 0,178 \text{ млн. руб.}$$

Доходная часть проекта

Рассчитываем ПВМ с электрической мощностью генератора 1 МВт. Доходная часть проекта состоит в выработке электрической энергии.

Количество часов работы винтовой машины зависит от работы газотурбинных установок. ГТУ работают с определенной периодичностью, отработав 2000 часов, 10 дней находятся не в рабочем режиме. Исходя из этого, общее количество часов работы установки в году составляет 8064 ч.

В течение года может быть выработано электроэнергии – максимально при использовании рабочей мощности на протяжении 8064 часов:

$$Э = 1000 \cdot 8064 = 8064 \text{ тыс. кВт} \cdot \text{ч.}$$

Принимаем, что удельная стоимость электроэнергии составляет 1500 руб./ тыс. кВт·ч.

Суммарная стоимость выработанной электроэнергии будет равна:

$$S_3 = 8064 \cdot 1500 = 12,096 \text{ млн. руб.}$$

При капитальных затратах на установку паровинтовой машины в размере 29,464 млн. руб., срок окупаемости согласно данному расчету составляет около трех лет, что является рентабельно, так как для энергетики срок окупаемости капитальных вложений составляет 5–7 лет.

Список литературы:

1. <http://www.tatgencom.ru>
2. Ахметов А.А., Нигметзянова А.А. Использование ПВМ при утилизации излишков пара на Казанской ТЭЦ-1 // Всероссийская научно-практическая конференция, посвященная 50-летию г. Нефтекамска. – 2013.
3. <http://www.zakonprost.ru>

Методика измерения тепловых сопротивлений материалов и конструкций. Расчет теплопроводности материалов

Никитушкин И.В.

ОАО «НПЦ «Полус», Россия, г. Томск

igor.nikitushkin@gmail.com

На предприятиях космической отрасли промышленности и в приборостроении в целом перед материаловедом ставится ряд задач по контролю характеристик материалов на разных этапах производства:

- входной контроль вновь поступающих материалов,
- периодический контроль свойств материалов при длительном хранении,
- проверки при технологическом сопровождении производства.

Необходимость проведения таких проверок особенно оправдана в последнее время из-за наводнения рынка контрафактными материалами и применяемыми при их производстве компонентами сомнительного качества.

В случаях, когда речь идет об изоляционных материалах и материалах с высокой проводимостью, основными данными для расчетов и практического применения в теплоотводящих конструкциях являются данные об их теплопроводности или температуропроводности.

При входном и периодическом контроле теплопроводящих материалов проверяется срок годности, внешний вид, цвет, вязкость у пастообразных материалов, а такая важная характеристика как коэффициент теплопроводности λ (далее – «КТ»), как правило, вообще не контролируется. Это связано с тем, что для измерения КТ требуется дорогостоящее импортное оборудование термического анализа. Имеющиеся измерители КТ отечественного производства относятся к советскому периоду разработки и ввиду морального устаревания и технического износа не отвечают современным требованиям. А пользоваться услугами сторонних организаций, имеющих в своем распоряжении требуемое оборудование, не всегда экономически оправдано.

В конечном итоге это привело к созданию дешевой, быстрой и относительно точной методики контроля теплопроводящих свойств материалов и конструкций.

Данная методика предназначена для измерения тепловых сопротивлений (далее – «ТС») образцов материалов, многослойных конструкций, систем изоляции теплонагруженных электрорадиоизделий и т.д. КТ материала рассчитывается по измеренному значению ТС и линейным размерам исследуемого образца материала.

Как известно [1], измерение ТС материала R_t основано на определении в стационарном режиме разности температур на поверхностях образца материала ΔT , при воздействии постоянной тепловой мощности P на одну из поверхностей образца:

$$R_t = \frac{\Delta T}{P}, \quad (1)$$

где ΔT – перепад температур на стенках плоского образца материала, °K; P – мощность теплового потока через образец, Вт.

Таким образом, для измерения ТС образца материала необходим источник тепла известной мощности на одной поверхности образца, теплоотвод (радиатор) с другой поверхности образца и средства измерения температуры источника и теплоотвода.

Не учитывая состояние окружающей среды и переходные потери, точность замера ТС испытуемого образца будет определяться точностью контроля перепада температур и мощности источника тепла. Поэтому было решено в качестве источника тепла применить биполярный кремниевый транзистор. Это позволит легко контролировать рассеиваемую тепловую мощность на источнике тепла – кристалле транзистора, а его температуру измерять косвенно по температурозависимому параметру – величине падения напряжения на эмиттерном переходе $U_{\text{эб}}$. Температура на обратной поверхности образца (или радиаторе) определяется классическим способом – термоэлектрическим преобразователем K_t , рис. 1

А (3:1)

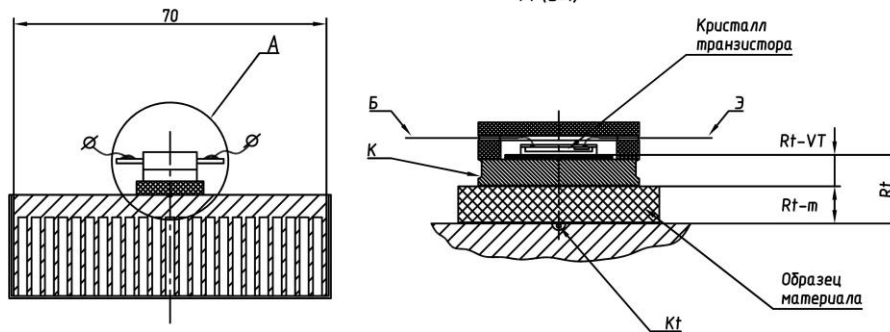


Рис. 1. Тепловая модель измерения ТС образца материала.

Если испытуемый образец материала (рис. 1) поместить на пути теплового потока между кристаллом транзистора и радиатором, то искомое ТС образца материала R_{t-m} определится разницей между ТС «кристалл-радиатор» R_t и ТС измерительной ячейки R_{t-VT} :

$$R_{t-m} = R_t - R_{t-VT}, \quad (2)$$

где R_t – ТС системы «кристалл – радиатор», определяемое экспериментально, К/Вт; R_{t-VT} – собственное ТС измерительной ячейки (ТС транзистора + ТС крепежа) «кристалл – основание», К/Вт.

ТС измерительной ячейки R_{t-VT} может быть взято как ТС «кристалл-корпус» из справочных данных для транзистора, однако в этом случае в тепловой модели необходимо будет учитывать ТС самой измерительной ячейки: контактных переходов смазки, системы крепежа, потери на излучение и т.д. Поэтому собственное ТС измерительной ячейки целесообразно определять экспериментально, проводя измерение при отсутствии образца материала.

Для реализации методики разработана измерительная ячейка, рис. 2.

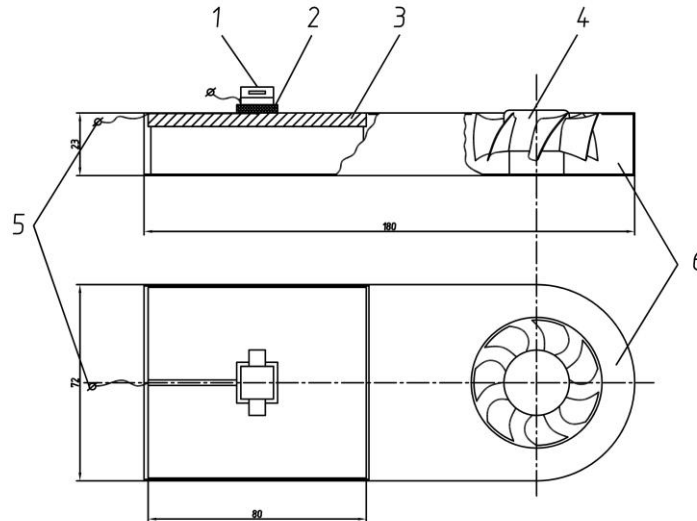


Рис. 2. Измерительная ячейка: 1 – транзистор биполярный эпитаксиально-планарной структуры p-n типа «2Т866А»; 2 – испытуемый образец; 3 – радиатор; 4 – вентилятор охлаждения; 5 – вывод термопары; 6 – кожух.

Транзистор 1 устанавливается регулируемым прижимным усилием (условно не показано) на теплоотводящий медный радиатор 3 через исследуемый образец материала (или конструкцию) 2 с применением смазки для улучшения теплового контакта (теплопроводная паста, кремнийорганическая жидкость). Для охлаждения радиатора, в корпусе 6 предусмотрен вентилятор 4. Температура радиатора измеряется термопарой 5. Термопара устанавливается на поверхности радиатора во фрезерованный канал под образцом и заполняется металлополимерным компаундом. Поверхность радиатора шлифуется таким образом, чтобы спай термопары оголился до металлического блеска.

Принцип косвенных измерений температуры кристалла транзистора по падению напряжения на эмиттерном переходе $U_{\text{эо}}$ заимствован из «Метода измерения теплового сопротивления биполярных транзисторов по прямому падению напряжения на эмиттерном переходе» [2].

Суть метода заключается в определении приращения мощности, необходимой для поддержания постоянной температуры кристалла транзистора ($U_{\text{эо}}$) при изменении температуры на радиаторе на известную величину. Принципиальная схема включения транзистора приведена на рис. 3.

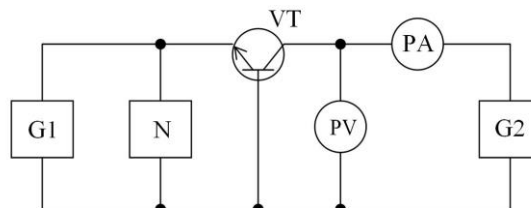


Рис. 3. Принципиальная схема: G1 – генератор постоянного тока эмиттера; G2 – генератор постоянного напряжения; N – милливольтметр; PV – вольтметр; PA – амперметр; VT – транзистор.

Измерение ТС «кристалл-радиатор» R_t сводится к двум циклам измерения.

В первом цикле на транзисторе рассеивается мощность $P_1 = I_K \cdot U_{K1}$ и фиксируются значения температуры радиатора T_1 и падение напряжения $U_{\delta\delta}$.

Во втором цикле измерений улучшаются условия конвективного теплоотвода с радиатора (включается вентилятор 4, рис.2), и путем увеличения мощности до $P_2 = I_K \cdot U_{K2}$, значение $U_{\delta\delta}$ удерживается на уровне, достигнутом в первом цикле измерений, фиксируется температура радиатора T_2 . Таким образом, на кристалле транзистора поддерживается постоянная температура и исключается из решения (4) системы уравнений (3).

Следует отметить, что способ варьирования условиями конвективного теплоотвода выбран как самый простой в реализации. Того же эффекта можно добиться применением водяного охлаждения или проведением измерений термостате.

Т.к. температура кристалла (T_K) в обоих циклах неизменна, то согласно (1):

$$\begin{cases} R_t = \frac{T_K - T_1}{P_1} \\ R_t = \frac{T_K - T_2}{P_2} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} T_K = P_1 \cdot R_t + T_1 \\ T_K = P_2 \cdot R_t + T_2 \end{cases}, \quad (3)$$

тогда ТС «кристалл-радиатор» (R_t) можно рассчитать по формуле:

$$R_t = \frac{T_2 - T_1}{P_1 - P_2} = \frac{T_2 - T_1}{(U_{K1} - U_{K2}) \cdot I_K}, \quad (4)$$

где U_{K1} , U_{K2} – напряжение коллектора транзистора в первом и втором циклах измерений, В; I_K – ток коллектора транзистора, А.

Погрешность измерения ТС не превышает 13% [2] и зависит от класса точности источников питания G1, G2 и выбранных режимов.

Расчет КТ материала можно выполнить двумя способами.

Для выполнения расчета КТ материала по известному ТС требуется знать измеренное ТС R_t с образцом материала, собственное ТС измерительной ячейки R_{t-VT} без образца и линейные размеры образца.

КТ материала λ определяется по формуле для плоской стенки по [1]:

$$\lambda = \frac{\delta}{R_{t-m} \cdot S},$$

где λ – КТ материала, Вт/К·м; δ – толщина образца, м; R_{t-m} – ТС материала, определенное по (2), К/Вт; S – площадь поверхности, м².

В случае конструкции, состоящей из последовательных слоев материалов, данная величина будет являться эквивалентным КТ $\lambda_{эк}$. Для определения КТ каждого из слоев можно воспользоваться формулой для многослойной стенки [1]:

$$\lambda_{эк} = \frac{\sum \delta_i}{\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}},$$

где δ_i и λ_i – толщина и КТ i -ого слоя конструкции.

Для выполнения расчета КТ материала методом сравнения с эталонным образцом требуется знать только измеренные ТС (R_t) с образцами материалов, их линейные размеры и КТ как минимум одного из материалов – «эталона».

Если ТС измерительной ячейки выразить через (2):

$$\begin{cases} R_{t-VT} = R_{t-I} - R_{tm-I} = R_{t-I} - \frac{\delta_I}{S_I \cdot \lambda_I}, \\ R_{t-VT} = R_{t-H} - R_{tm-H} = R_{t-H} - \frac{\delta_H}{S_H \cdot \lambda_H} \end{cases},$$

где индекс «И» обозначает известный материал, а «Н» – неизвестный, то КТ последнего можно найти следующим образом:

$$\lambda_H = \frac{\delta_H}{S_H \cdot \left(R_{t-H} - R_{t-I} + \frac{\delta_I}{S_H \cdot \lambda_I} \right)}.$$

К образцу материала или конструкции предъявляются следующие требования.

КТ измеряемого материала должен быть в пределах 0,1...300 Вт/мК.

Размеры контактной площадки образца не должны превышать габариты нагревателя.

Высоту образца следует подбирать таким образом, чтобы его ТС было не менее 50% от ТС измерительной ячейки. Следует избегать ситуаций, когда высота образца превышает габариты контактной площадки. В таком случае целесообразнее применять нагреватель большей площади или рассеивающие тепло пластины.

Образец может представлять собой конструкцию, выполненную в виде произвольной комбинации материалов.

ТС пастообразных материалов можно замерять методом сравнения с эталонным образцом с помощью трафаретов, выполненных из материалов с низким КТ, например, стеклотекстолитовых.

Список литературы:

1. Михеев М.А. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977.
2. ОСТ 11 0944-96, «Микросхемы интегральные и приборы полупроводниковые. Методы расчета, измерения и контроля теплового сопротивления».

Преимущества и недостатки систем инфракрасного отопления

Погодин А.И., Солнышкова Ю.С., Бухмиров В.В.,

*ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет
имени В.И. Ленина», Россия, г. Иваново
pogodin_ai@hotmail.com*

В Российской Федерации на отопление зданий как общественных, так и производственных расходуется значительная (около 30 %) часть вырабатываемой тепловой энергии [1]. Это связано с неудовлетворительным состоянием наружных ограждающих конструкций зданий, а в некоторых случаях, и с нерациональным выбором системы отопления. Особенно важным является реализация потенциала энергосбережения в системе отопления производственных зданий с большим строительным объемом и значительной (более 4 м) высотой потолков.

В настоящее время для отопления производственных зданий все большую популярность приобретают системы инфракрасного отопления, которые позволяют создать комфортные условия, не отапливая весь объем помещения целиком.

Системы радиационного отопления зданий обладают рядом преимуществ перед традиционными системами отопления, которые были подробно изложены в [2].

Классификация систем инфракрасного отопления достаточно обширна и может быть выполнена по нескольким признакам. Однако наиболее часто системы радиационного отопления классифицируют по виду используемого теплоносителя на газовые, водяные и электрические.

Основные преимущества и недостатки газовых, электрических и водяных инфракрасных излучателей (ИКИ) рассмотрены ниже.

Преимущества газовых ИКИ перед другими системами инфракрасного отопления:

- низкая стоимость эксплуатации;
- высокая мощность;
- отсутствие стороннего источника для выработки греющего теплоносителя;
- высокий КПД;
- электрическая энергия, потребляемая в газовых ИКИ, не перегружает сети электроснабжения;
- низкая инерционность системы;
- высокая мощность по сравнению с электрическими ИКИ.

Недостатки газовых ИКИ перед другими инфракрасными излучателями:

- повышенная пожаро- и взрывоопасность;
- высокая стоимость установки;
- большие габаритные размеры;
- необходимость отвода продуктов сгорания;
- сложность монтажа;
- переменный КПД в рабочем диапазоне регулирования мощности;
- необходимость создания дополнительной системы воздухообмена для осуществления устойчивого горения;
- необходимость в проведении ревизии газораспределения, вытяжной и воздухоподогревающей системы на наличие утечек и присосов;
- малый срок службы (не более 15 лет);
- создают в помещении незначительный уровень шума.
- Преимущества электрических ИКИ:
- легкий и быстрый монтаж;
- не загрязняют воздух в помещении;
- не требуют стороннего источника для выработки греющего теплоносителя;
- легкая и удобная регулировка мощности во всем диапазоне без изменения КПД;
- высокий КПД;
- низкая инерционность системы;
- низкая стоимость монтажа;
- малые габаритные размеры;
- возможна эксплуатация в помещениях с высокой степенью загрязнённости воздуха;
- долгий срок службы (около 25 лет);
- полностью бесшумные;
- низкая стоимость ИК излучателя и дополнительного оборудования.

Таблица 1. Преимущества и недостатки ИК – излучателей

Преимущество	Тип излучателей		
	Газовые	Электрические	Водяные
Низкая стоимость эксплуатации	да	нет	нет
Высокая мощность	да	нет	нет
Отсутствие стороннего источника для выработки греющего теплоносителя	да	да	нет
Высокий КПД	да	да	нет
Отсутствие перегрузки сети электроснабжения	да	нет	да
Низкая инерционность системы	да	да	нет
Высокая мощность	да	нет	нет
Легкий монтаж	нет	да	нет
Отсутствие загрязнения воздуха в помещении	нет	да	да
Удобное регулирование мощности	нет	да	нет
Малые габаритные размеры	нет	да	нет
Возможность работы при высокой степени загрязнения воздуха	нет	да	да
Длительный срок службы	нет	да	да
Бесшумны	нет	да	да
Низкая стоимость	нет	да	нет
Пожаро и взрыво-безопасность	нет	нет	да

Примечание: Да – наличие данного достоинства у излучателя; нет – отсутствие данного достоинства, т.е. наличие недостатка по данному профилю.

Недостатки электрических ИКИ:

- высокая стоимость эксплуатации;
- создают значительную дополнительную нагрузку на сеть электроснабжения;

- низкая мощность по отношению к газовым ИКИ;
- повышенная пожароопасность.
- Преимущества водяных ИКИ:
- полностью пожаро- и взрывобезопасны;
- срок службы в диапазоне от 15 до 25 лет;
- не перегружают сеть электроснабжения;
- полностью бесшумны;
- возможность эксплуатации в помещениях с высокой степенью загрязнённости воздуха;
- не загрязняют воздух в помещении.
- Недостатки водяных ИКИ:
- значительный вес системы;
- сложность и трудоемкость монтажа;
- низкий КПД относительно газовых и электрических ИКИ;
- высокая стоимость установки;
- используют промежуточный теплоноситель – воду.

Преимущества и недостатки ИК – излучателей можно представить в виде таблицы.

Излучатели всех типов сведены в базу ИК-излучателей [3]. Излучатели в базе ранжированы по типу и мощности. База содержит около 400 моделей различных инфракрасных обогревателей и используется при проектировании систем лучистого отопления.

В зависимости от типа здания(помещения, комнаты и др.), особенностей технологического процесса и назначения системы отопления (для обогрева помещения целиком или только рабочих зон), следует выбрать тип ИК-излучателей с учетом их положительных и отрицательных характеристик, который полностью удовлетворяет требованиям технического задания.

Список литературы:

1. Солнышкова Ю.С. Совершенствование систем радиационного отопления зданий с целью сбережения энергетических ресурсов: Автореф. Дис. ... канд. тех. наук: 05.14.04; [Место защиты: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина]. – Иваново, 2012. – 20с.
1. 2.Бухмиров В.В. Обоснование разработки современной методики расчета лучистого отопления[Текст]/ Погодин А.И., Найденко В.А., Бухмиров В.В., Солнышкова Ю.С. // Научное обеспечение жилищно-коммунального хозяйства: Сборник материалов I международной научно-практической конференции/Т.С. Рахимбеков, Д.А. Егизбаев, Н.Ж. Муслимов – Астана, 2012. - С.60 - 63.
2. Свидетельство о государственной регистрации базы данных №20142620131 от 30 января 2012 года «Электронная база инфракрасных излучателей».

Разработка и исследование регулятора давления газа

Погребижская Е.М., Цынаева А.А.

Самарский государственный архитектурно-строительный университет, Россия, г. Самара

katusha3458@rambler.ru

Для снижения давления газа и подачи его потребителям используют регуляторы давления газа. На данный момент существует множество конструкций регуляторов давления [1].

Конструктивно возможно разделить все существующие регуляторы давления газа на дроссельные и вихревые. Оба вида регуляторов имеют недостатки, снижающие эффективность их работы и способствующие снижению надежности данных устройств.

На данный момент наиболее применяемыми в газовой промышленности являются дроссельные регуляторы давления, а именно: **регулятор давления газа универсальный Казанцева** – РДУК (рис.1.), РДГ, РДСК [1].

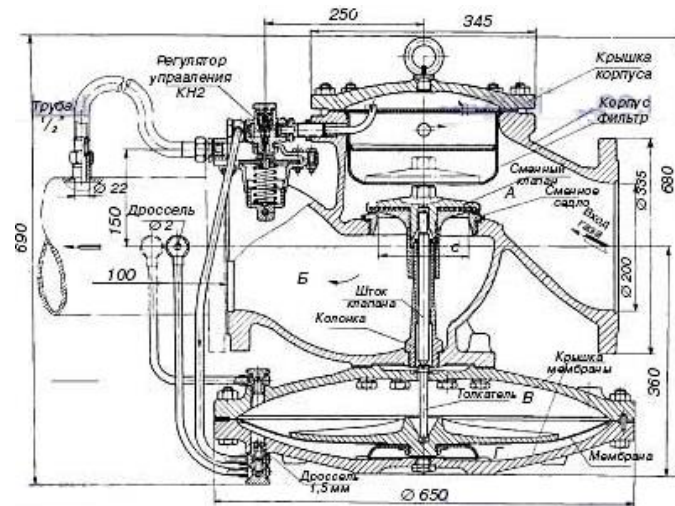


Рис. 1. Схема регулятора давления газа универсального Казанцева

Перечисленные выше дроссельные регуляторы давления газа, кроме своих достоинств имеют ряд конструкционных недостатков. «Слабыми» элементами в их устройстве являются:

мембрана;

пружина пилота управления (или настроечная пружина в беспилотных регуляторах давления);

дроссель;

Так мембрана имеет свойство повреждаться при больших перепадах давлений. В процессе длительной эксплуатации жесткость пружины управления меняется, что ведет к разрегулировке прибора. Принцип дроссельного регулятора основан на эффекте Джоуля-Томпсона. Для природного газа при его прохождении через гидравлическое сопротивление (клапан), температура всегда будет снижаться. Следовательно, будут иметь место негативные последствия этого, заключающиеся в выпадении конденсата на поверхностях регулятора (РДУК), как снаружи, так и внутри устройства. Кроме того, из-за достаточно низкой температуры газа, при которой осуществляется его транспортировка (порядка $+4^{\circ}\text{C}$) снижение температуры при регулировании может привести к обмерзанию поверхностей устройства. Это ведет к наличию усталостных напряжений и снижению ресурса работы устройства [2].

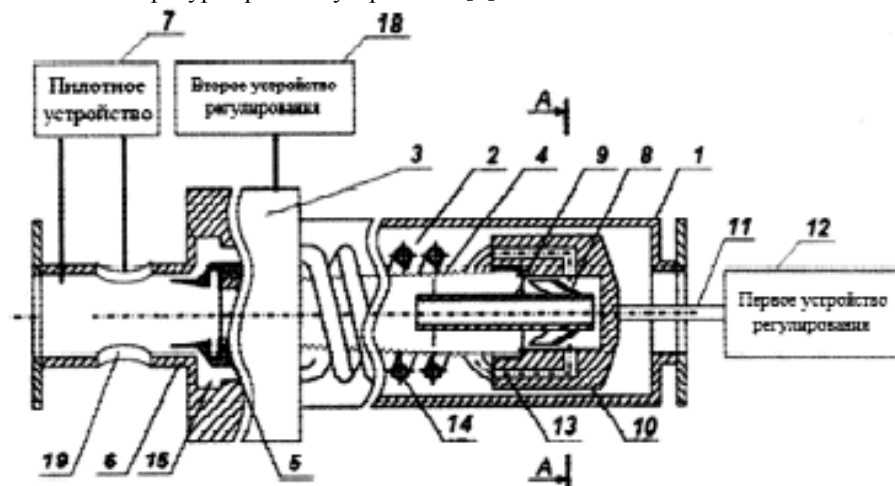


Рис. 2. Вихревой регулятор давления: 1 – подводящий трубопровод; 2 – канал; 3 – узел регулирования потока газа; 4 – устройство температурного разделения; 5 – диафрагма; 6 – отводящий трубопровод; 7 – пилотное устройство

Вихревые регуляторы давления газа на данный момент практически не применяются в газовой промышленности [2, 3, 4], несмотря на то, что на данный момент разработано достаточно большое количество конструкций таких регуляторов.

Принцип действия вихревого регулятора, представленного на рис. 2, заключается в снижении давления природного газа в процессе реализации вихревого эффекта температурного разделения. Газ, поступаая в устройство, проходит в камеру вихревой трубы через тангенциальный вход. Выход газа низкого давления осуществляется через горячий конец вихревой трубы [3].

Принцип действия устройства для снижения газа (рис.3.) также, как и для устройства рис. 2, основан на использовании вихревого эффекта температурного разделения. Основным элементом регулятора является вихревая труба. Газ высокого давления, поступаая в устройство, входит в вихревую трубу. В вихревой трубе газ разделяется на «горячий» и «холодный» потоки, которые смешиваются в общем пространстве корпуса. Газ низкого давления, полученный после смешения, выходит из устройства с той же температурой, что и на входе в устройство [2, 4, 5].

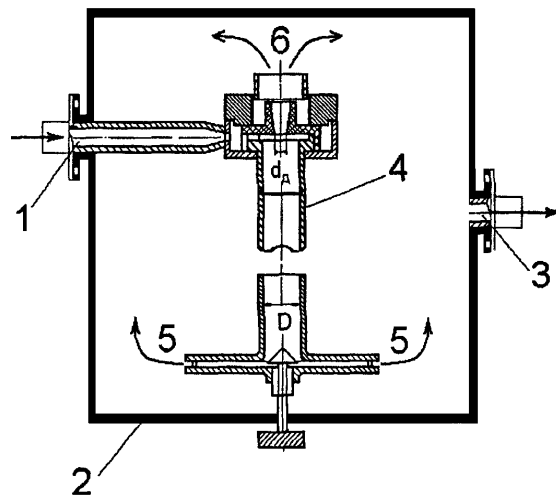


Рис. 3. Устройство для снижения давления газа: 1 – патрубок подвода газа; 2 – корпус; 3 – патрубок отвода газа низкого давления; 4 – дроссель; 5 – патрубок «горячего» потока; 6 – патрубок «холодного» потока

В дальнейшем предполагается провести исследования с целью повышения энергоэффективности работы газораспределительных станций (ГРС) и газорегуляторных пунктов (ГРП).

Для достижения данной цели предполагается поставить и решить следующие задачи:

анализ конструкций существующих регуляторов давления газа;
выявление достоинств и недостатков в конструкциях устройств регулирования давления газа;

разработка математической модели и ее реализация в программном коде среды MathCad.

проведение экспериментальных и численных исследований, на основании которых будет реализована оптимизация конструкции и режимов работы регулятора давления газа в соответствии с нормами регулирования (низкая аварийность, высокая скоростью реагирования, достаточно большой перепад давлений на входе и выходе из устройства).

Конструктивно вихревые регуляторы давления газа значительно надежнее дроссельных, хотя и у них есть два типичных риска:

- наличие усталостных напряжений в виду природы вихревого эффекта температурного разделения (потоки газа с различной температурой);
- достаточно высокий уровень шума при работе регулятора.

На рис. 4 представлены результаты экспериментальных исследований работы устройства для снижения давления газа (рис.3).

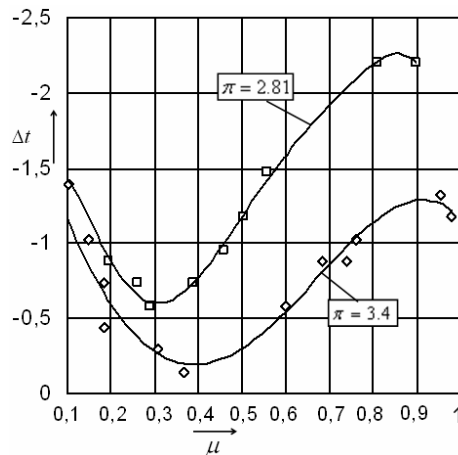


Рис. 4. Снижение температуры газа в устройстве для снижения давления газа в зависимости от относительного расхода «холодного» потока вихревой трубы

Температура газа на входе и выходе из регулятора давления остается практически постоянной (снижение температуры $\Delta t = T_2 - T_1$ достигает 0,5 градуса, что находится в пределах погрешности измерений). Здесь T_1 – температура газа на входе в устройство; T_2 – температура газа на выходе из устройства; $\pi = p_1/p_2$ – перепад давлений на входе и выходе из устройства;

$\mu = G_x/G_1$ – относительный расход «холодного» потока вихревой трубы.

При анализе экспериментальных данных (рис. 4) работы устройства для снижения давления газа (рис. 3) выявлено, что параметры работы устройства [3] зависят от параметров работы вихревой трубы (степени расширения газа, относительного расхода «холодного» потока, температуры и давления газа на входе в вихревую трубу).

Полученные результаты исследования показали, что температура газа на выходе из устройства для снижения давления газа в области оптимальной работы его основного элемента (вихревой трубы) остается практически равной температуре газа на входе в устройство.

Список литературы:

1. <http://gazovik-gaz.ru>
2. Об изотермическом регулировании давления природного газа / Н. Н. Ковальнов, Д. Л. Жуховицкий, А. А. Цынаева // Тезисы докладов 4-й научной школы-конференции «Актуальные вопросы теплофизики и гидрогазодинамики», 2006. - С. 35 – 38.
3. Вихревой регулятор давления: пат. 2486573 Рос. Федерация. № 2011145194/28; заявл. 27.07.09; опубл. 27.06.2013, Бюл. № 18. – 9с.
4. Устройство для снижения давления газа (УСДГ): пат. 2226709 Рос. Федерация. № 2002120326/09; заявл. 26.07.2002; опубл. 10.04.2004
5. N.N. Kovalnogov, A.A. Tsinaeva, K.V. Nyashin, D.L. Juhovicki Study of an isothermal pressure governor of gas on the basis of a vortex tube // Minsk: ИТМО, 2008. http://www.itmo.by/pdf/mif_2008_ru/Section%208/8-17.pdf

Особенности математического моделирования двухфазных потоков высокой концентрации

Родионов Г.А., Бухмиров В.В.

Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина, Иваново, Россия,
kaftot@gmail.com

Системы пневмотранспорта находят применение во многих отраслях промышленности (пищевая, химическая, производство строительных материалов и т.д.). Этому способствует ряд существенных достоинств данного вида транспортирования: низкие потери транспортируемого материала, высокая производительность установок и т.д. Однако существенным недостатком

систем пневмотранспорта является их высокая энергоемкость. Повышение энергетической эффективности систем пневмотранспорта является актуальной проблемой.

Анализ различных систем пневмотранспорта показал, что удельные затраты на транспортировку материалов составляют от 0,06 до 0,7 кВт·ч/т·м, что в среднем превышает энергоемкость ленточных транспортеров в 15-30 раз.

Одним из способов снижения энергоемкости систем пневмотранспорта может быть изменение термодинамических параметров транспортирующей среды (воздуха). Повышение температуры воздуха может повлиять на снижение требуемой производительности компрессора за счет увеличения удельного объема воздуха после него.

В момент пуска пневмотранспортной установки происходят сложные нестационарные процессы псевдооживления сыпучего материала. Высокие энергетические затраты на транспортировку материала в момент пуска пневмонасоса связаны в основном со следующими явлениями:

- большая часть внутренней энергии воздуха затрачивается на псевдооживление сыпучего материала;
- образование «пробок» из материала вследствие низкой скорости движения сыпучего материала в выходном патрубке материала;
- сверхвысокие концентрации твердой фазы на разгонном участке, что значительно увеличивает потери на трение и лобовое сопротивление движению частиц материала;
- затраты воздуха на заполнение материалопроводов.

Эту проблему можно решить, уменьшая концентрацию на входе в материалопровод в момент пуска, за счет увеличения времени образования пылегазовой смеси, или повышения скорости потока на входе в пневмопровод.

В качестве метода исследования систем пневмотранспорта был выбран метод математического моделирования в среде Fluent Ansys [2]. Исследуя процессы псевдооживления при помощи ПВК Fluent можно с высокой точностью провести множество испытаний систем пневмотранспорта без проведения экспериментальных работ. Это позволит выявить наиболее эффективные режимы работы и разработать модель функционирования системы пневмотранспорта, которая учитывает основные физические процессы в двухфазном движущемся потоке и при этом легко алгоритмизируется.

При расчете двухфазных потоков при помощи ПВК Ansys существует возможность использовать два основных подхода к моделированию многофазных потоков [2]:

- расчет по методу Эйлера;
- расчет по методу Лагранжа.

Принципиальные различия этих методов заключается в том, что по разному рассматриваются поток твердых частиц. В методе Лагранжа рассчитываются траектории каждой частицы отдельно, и параметры твердой фазы получают как совокупность параметров всех частиц потока, однако для расчета потоков с высокими концентрациями твердых частиц этот метод не применим, т.к. это требует огромных вычислительных мощностей. В методе Эйлера поток твердых частиц рассматривается как сплошная среда, что позволяет применять этот метод при расчете потоков с высокими концентрациями твердых частиц.

Математическая модель движения двухфазного потока, основанная на модели Эйлера [3], содержит следующие уравнения:

- переноса импульса твердой фазы

$$\frac{\partial}{\partial t}(\gamma_s \rho_s w_{j,s}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\gamma_s \rho_s w_{j,s} w_{i,s}) = -\gamma_s \frac{\partial P}{\partial x_i} - \frac{\partial P_s}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij,s}}{\partial x_j} + \gamma_s \rho_s g_i + K_{sf}(w_{i,f} - w_{i,s}); \quad (1)$$

- переноса импульса флюида

$$\frac{\partial}{\partial t}(\gamma_f \rho_f w_{j,f}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\gamma_f \rho_f w_{j,f} w_{i,f}) = -\gamma_f \frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij,f}}{\partial x_j} + \gamma_f \rho_f g_i + K_{fs}(w_{i,s} - w_{i,f}); \quad (2)$$

- неразрывности для твердой фазы

$$\frac{\partial}{\partial t}(\gamma_s \rho_s) + \nabla(\gamma_s \rho_s w_s) = 0, \quad (3)$$

- неразрывности для флюида

$$\frac{\partial}{\partial t}(\gamma_f \rho_f) + \nabla(\gamma_f \rho_f \mathbf{w}_f) = 0; \quad (4)$$

где $\tau_{ij,s}$ – тензор напряжений твердой фазы; $\tau_{ij,f}$ – тензор напряжений флюида; V_s и μ_s – объемная и сдвиговая вязкости твердой фазы; μ_f^{eff} – эффективная вязкость флюида; P – давление; γ – относительная объемная концентрация; ρ – плотность; $\mathbf{w}$ – скорость; g – ускорение свободного падения; δ – символ Кронекера; K_{fs} – коэффициент взаимодействия частиц твердой фазы с флюидом; индексы s и f – твердая фаза и флюид соответственно.

Список литературы:

1. Кузнецов Ю.М. Пневмотранспорт. Теория и практика. 2005.
2. Moaveni S. Finite Element Analysis Theory and Application with ANSYS. 2008.
3. D. Gidaspow, R. Bezburuah, and J. Ding. Hydrodynamics of Circulating Fluidized Beds// Kinetic Theory Approach. In Fluidization VII, Proceedings of the 7th Engineering Foundation Conference on Fluidization, pages 75–82, 1992.

Исследование повышения эффективности паротурбинных блоков сверхкритических параметров введением многоступенчатого промежуточного перегрева пара

*Ростунцова И.А., Шевченко Н.Ю.**

Саратовский государственный технический университет им. Ю.А. Гагарина, Россия, г. Саратов,

**Камышинский технологический институт (филиал) ВолгГТУ, Россия, г. Камышин*

schewchenkonata1960@mail.ru

Для повышения эффективности паротурбинных блоков КЭС и ТЭС применяют промежуточный перегрев пара. Актуальность проблемы определяется основными направлениями развития теплоэнергетики России на период до 2030 г. обеспечивающие техническое перевооружение и реконструкцию тепловых электростанций, а также ввод новых генерирующих мощностей с использованием новых эффективных технологий производства электроэнергии. С этой целью целесообразно внедрять теплоэнергетическое оборудование с высокими параметрами рабочих, обеспечивающее повышение экономичности существующих ТЭС на 1,5-1,8 % [1].

В настоящее время на КЭС применяют одно- и двухступенчатый промежуточный перегрев пара (ПП) с экономией топлива до 4% [2].

Промежуточный перегрев пара применяют для следующих целей:

- повышения степени сухости пара на выходе из турбины;
 - повышения работоспособности пара и КПД турбины за счет подвода к пару дополнительной теплоты;
 - повышения начального давления пара p_0 сверх сопряженного его значения.
- Промежуточный перегрев пара позволяет повысить КПД турбоустановки на 7 %, с учетом потерь теплоты – на 4 %.

Для паровых котлов на супер-сверхкритические параметры пара требуются материалы с повышенной термической стойкостью на никелевой основе с различными добавками для паропроводов труб острого пара и труб промежуточных перегревателей. В то же время конструкция промежуточного перегрева пара на электростанциях, в зависимости от количества перегревов приводит к увеличению числа труб от котла турбины, так при трёхкратном перегреве, минимальное число труб равно 6 штук с диаметром до 1 м. и более.

Рассматриваемая схема (рис.1) электростанции с промежуточным контуром и паро-паровыми теплообменниками резко сокращает число труб промежуточного перегрева до двух ниток с уменьшением гидравлических сопротивлений в них. Конструкция паро-паровых теплообменников при высоком коэффициенте теплопередачи приводит к улучшению теплообмена и эффективности подогревателей. Теплообменники можно устанавливать непосредственно около турбины. Капитальные затраты на теплообменники не превышают стоимости подогревателей высокого давления питательной воды.

При проектировании новых ГРЭС с двукратным промежуточным перегревом сохраняется традиционная тепловая схема с тремя ПВД и деаэратором, подключённым к холодной магистрали

второго промежуточного перегрева. Число ПНД при этом увеличивается по 5...7 шт. Такое решение позволит иметь КПД до 46% при отсутствии дополнительных капвложений.

В ходе исследований были проведены расчёт и сравнение критериев эффективности турбоустановки К-1200-240 с одной и двумя ступенями промежуточного перегрева. Исходные данные для расчета и давления регенеративных отборов турбины представлены в таблицах 1,2.

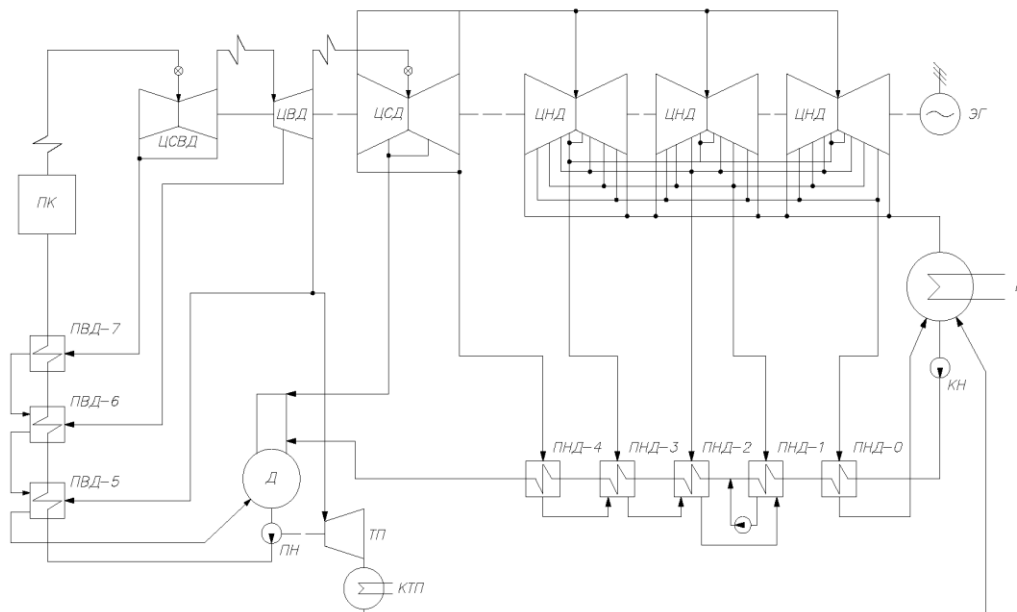


Рис.1 Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-1200-240 с двухступенчатым промежуточным перегревом

Таблица 1. Исходные данные для расчёта принципиальной тепловой схемы

P_0 , МПа	t_0 , °C	$P_{пп1}$, МПа	$t_{пп1}$, °C	$P_{пп2}$, МПа	$t_{пп2}$, °C
23,5	540	5,89	540	1,71	540

Таблица 2. Давления регенеративных отборов турбины

P_1 (ПВД-7) МПа	P_2 (ПВД-6) МПа	P_3 (ПВД-6, ТП) МПа	P_4 (Д) МПа	P_5 (ПНД-4) МПа	P_6 (ПНД-3) МПа	P_7 (ПНД-2) МПа	P_8 (ПНД-1) МПа	P_9 (ПНД-0) МПа
6,2	3,9	1,8	0,9	0,4	0,25	0,12	0,05	0,02

В результате расчёта принципиальных тепловых схем блоков с одним и двумя ступенями промежуточного перегрева были получены параметры электрического КПД и удельного расхода топлива, представленные в таблице 3.

Таблица 3. Результаты расчёта тепловой схемы

	P_0 , МПа	t_0 , °C	$t_{пп}$, °C	$P_{пп}$, МПа	q , кДж/кг	l_u , кДж/кг	η_z , %	b_z , кг/(кВт*ч)
1 ПП	22,33	540	540	5,8	2701	1128	41,76	0,295
2 ПП	22,33	540	540	5,8	2932	1266	43,19	0,285

Получены зависимости электрического КПД блока от температуры промежуточного перегрева $t_{пп}$ (рис. 2); начального давления пара P_0 (рис.3) и давления промежуточного перегрева $P_{пп}$ (рис.4).

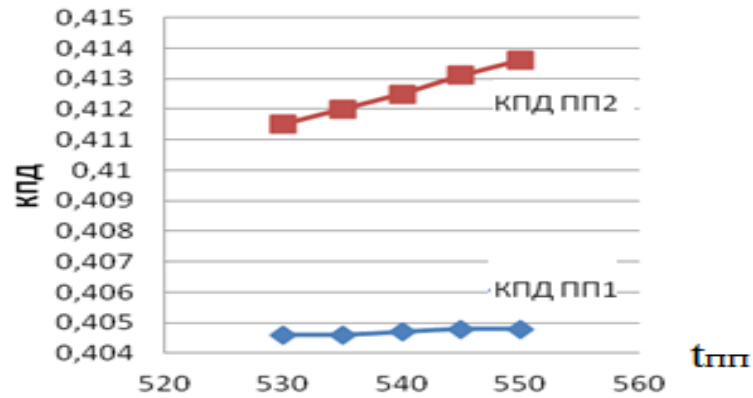


Рис.2. Зависимость электрического КПД блока от температуры промежуточного перегрева $t_{пп}$.

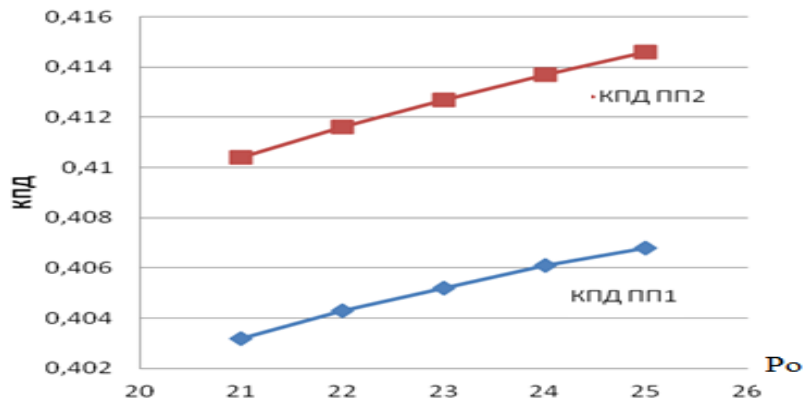


Рис.3. Зависимость электрического КПД блока от начального давления пара P_0 .

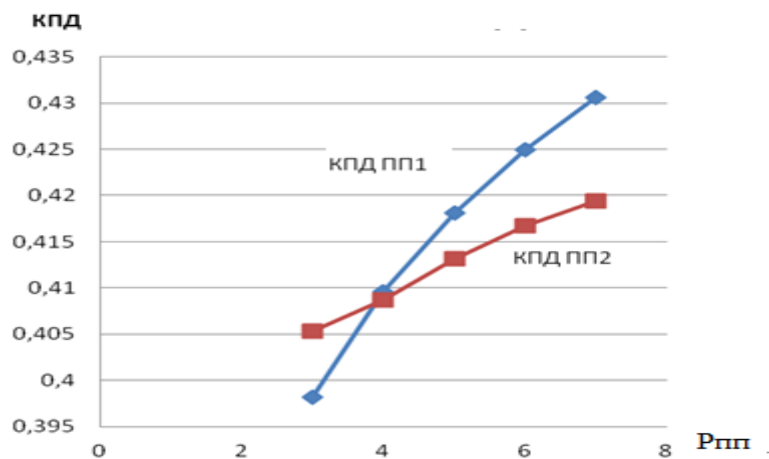


Рис.4. Зависимость электрического КПД установки от давления промежуточного перегрева $P_{пп}$.

В результате теплового расчёта двух принципиальных схем с одной и двумя ступенями промежуточного перегрева были получены следующие значения электрических КПД:

$$\eta_{э}^{пп1} = 0,4176; \eta_{э}^{пп2} = 0,4319.$$

При внедрении дополнительной ступени ПП прирост КПД составил 1,43%, что положительно сказалось на величине удельного расхода топлива, а, следовательно, существенно повысило экономичность станции. Однако такое внедрение повлекло за собой изменения в тепловой схеме традиционного блока К-1200-240, а именно, разделение цилиндра высокого давления на две части ЦСВД и ЦВД. Кроме того в схему был добавлен дополнительный подогреватель низкого давления, что также повысило эффективность цикла.

Введение второй ступени промежуточного перегрева понижает влажность рабочего тела на последних ступенях турбины. По этой причине имеется потенциальная возможность углубления вакуума в конденсаторе, и как следствие, увеличения работы цикла. Также благодаря пониженной влажности уменьшается стоимость изготовления лопаток последних ступеней за счёт возможности использования менее эрозионно-устойчивого металла.

Повышение температуры промежуточного перегрева положительно сказывается на коэффициенте полезного действия. Это справедливо как для установки с одним промежуточным перегревателем, так и для установки с двумя ступенями промежуточного перегрева. Причём эффект от повышения этой температуры на установке с двумя ступенями промежуточного перегрева оказался больше.

Повышение начального давления пара и давления промежуточного перегрева, также, существенно повышают КПД, что видно на графиках рис.3-4.

Таким образом, для достижения максимальной экономичности установки, необходимо стремиться к удержанию температуры промежуточного перегрева на повышенном уровне, и при этом повышать начальное давление и давление в промежуточном перегревателе, перед ЦСД. Однако достижение повышенных показателей эффективности путём варьирования давления экономически более выгодно. При относительно высокой температуре промежуточного перегрева в металле поверхностей нагрева обнаруживаются явления текучести и деформации. В этом случае необходимо применять сплавы с повышенной термической стойкостью.

Выводы

1. Исследована эффективность введения многоступенчатого промежуточного перегрева пара на паротурбинном блоке сверхкритических параметрах (энергоблок К-1200-240);
2. Выполнены расчёт и сравнение критериев эффективности турбоустановки К-1200-240 с одной и двумя ступенями промежуточного перегрева;
3. В результате теплового расчёта двух принципиальных схем с одной и двумя ступенями промежуточного перегрева были получены следующие значения электрических КПД: $\eta_{\text{э}}^{\text{nn1}} = 0,4176$; $\eta_{\text{э}}^{\text{nn2}} = 0,4319$. При внедрении дополнительной ступени ПП прирост КПД составил 1,43%, что положительно сказалось на величине удельного расхода топлива, а, следовательно, существенно повысило экономичность станции, что согласуется с выводами изложенными в [3].

Список литературы:

1. <http://hghltd.yandex.net/> Основные положения (Концепция) технической политики в электроэнергетике России на период до 2030 г. ОАО РАО «ЕЭС России», 2008.
2. Хлебалин Ю. М. Эффективности использования турбин КЭС для теплофикации // Промышленная энергетика. – 2008. – №11. – С.52-54.
3. Андрущенко А. И. Основы технической термодинамики реальных процессов. – М.: Высшая школа, 1967. – 497с.

К вопросу создания пылеугольного энергоблока на суперсверхкритических начальных параметрах пара

Матвеев А.С., Саввина Я.Г.

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск
yanagrigorievna@sibmail.com

В работе рассматриваются вопросы создания угольного энергоблока на суперсверхкритических начальных параметрах пара, его целесообразность и основные проблемы разработки.

Стратегической целью развития энергетики Сибири на долгосрочную перспективу является эффективное использование существующего топливно-энергетического потенциала для обеспечения устойчивого роста экономики и улучшения качества жизни населения регионов.

Сибирь благодаря хорошей обеспеченности энергетическими ресурсами является одним из основных регионов генерации электроэнергии, обеспечивая около 14 процентов совокупной выработки электроэнергии по стране.

К 2030 году регион будет устойчиво занимать первое место в России по добыче коксующегося и энергетического угля, второе место по добыче нефти и газа, одно из ведущих мест в российской нефтехимии.

При сооружении станций в Сибири на базе дешевых углей целесообразно по технико-экономическим соображениям использовать установки на сверхкритические параметры пара (24 МПа, 565/565 °С) и модернизированное, более эффективное основное и вспомогательное оборудование, современные схемные решения, что увеличит КПД станции на несколько абсолютных процентов.

Новые и реконструируемые угольные энергоблоки в европейской части страны из-за дефицита твердого топлива в этом регионе должны быть ориентированы на использование суперсверхкритических параметров (ССКП) пара (30 МПа, 600/620 °С).

В целом, главной особенностью отечественной энергетики в перспективе будет изменение структуры топливного баланса электростанций с увеличением в нем доли угля.

Это обусловлено следующими важнейшими факторами:

- разведанные запасы угля более широко распространены на земле по сравнению с нефтью и газом, а по своим масштабам во много раз их превышают;
- цены на уголь на мировых энергетических рынках относительно невысоки и меньше подвержены конъюнктурным колебаниям;
- научно-технический прогресс последних десятилетий позволяет в определенной мере решать экологические проблемы, связанные с загрязнением окружающей среды продуктами сжигания угля на электростанциях.

На рис. 1 показана структура потребления различных видов топлива российскими тепловыми станциями по фактическому состоянию в 2005 и 2008 гг., а также согласно Энергетической стратегии России на период до 2030 г. потребление угольного топлива на ТЭС должно возрасти с 77 млн. т. в 2005 г. до 100 млн. т. в 2013—2015 гг., до 137 млн. т. к 2022 г. и до 185 млн. т. к 2030 г.

В структуре топливного баланса ТЭС использование угля возрастет с 27% в 2005 г. до 40% в период до 2030 г.

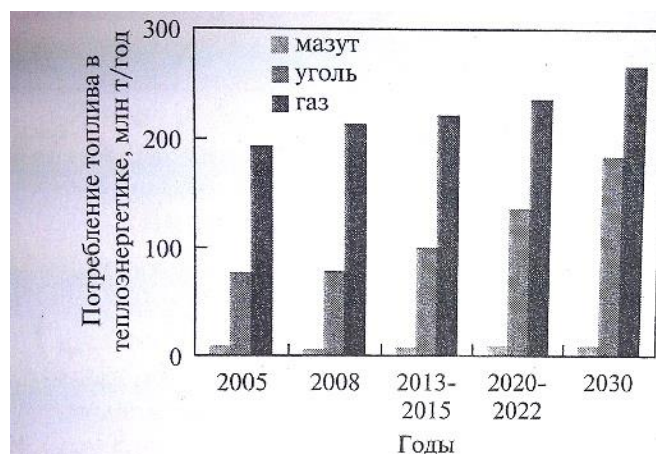


Рис. 1. Структура потребления различных видов топлива российскими тепловыми станциями

Расширение использования углей требует совершенствования технологий его сжигания. В качестве основного направления дальнейшего повышения эффективности угольных тепловых электростанций рассматривается увеличение начальных параметров пара по сравнению с

освоенными (24 МПа, 540°C) при одновременном совершенствовании оборудования и систем паротурбинных электростанций.

Повышение параметров пара в теплоэнергетике совокупно решает несколько важнейших проблем:

1. Увеличение коэффициента полезного действия (КПД) тепловых электростанций (ТЭС). Современные угольные блоки ССКП уровня 600—610° С и 30 МПа, и блоки новых типов — 620°С и 35 МПа, обеспечивают увеличение КПД по электрической нагрузке до 45—47% по сравнению со значениями КПД 32—40% российских энергоустановок высокого и сверхкритического давления, эксплуатирующихся при давлении от 9 до 25 МПа и температуре острого пара 545—560°С.

2. Уменьшение загрязняющих выбросов в виде оксидов азота, сернистых соединений и углекислого газа.

3. Активное вовлечение в энергетику наименее благородного вида топлива – твердого, запасов которого, в отличие от газообразного, хватит на сотни лет.

Переход на новый уровень начальных параметров пара наметился в последнее десятилетие прошлого века. В ведущих странах (США, Япония, Германия, Дания) после 15-20-летнего перерыва с начала ввода в строй блоков СКД на параметры пара 24-25 МПа, 535-540/535-540 °С активизировались исследования и разработки по их дальнейшему техническому совершенствованию, в том числе и путем перехода на ССКП пара 27-31 МПа, 580-600 °С. С одной стороны, этому способствовали достигнутые успехи в проектно-конструкторских разработках и в создании новых материалов, а с другой – возросшая конкуренция на рынке топлива, стремление сократить затраты на природоохранные технологии и выбросы CO₂. В результате в этих странах были созданы и с 1990 г. стали вводиться в строй угольные блоки с повышенной экономичностью. За последние 20 лет энергоблоки на параметры пара 26-30 МПа, 580-600 °С мощностью от 400 до 1000 МВт введены в Германии, Японии, Китае, Дании и других странах.

Необходимо отметить, что первые опытно-промышленные установки на суперкритические параметры пара были созданы и введены в эксплуатацию в России в 40-60-х годах прошлого столетия: котел 60-ОП производительностью 12 т/ч на параметры 30 МПа, 600 °С на ТЭЦ ВТИ; котел ПК-30 на параметры 40 МПа, 700 °С на ТЭЦ ЦКТИ; энергоблок СКР-100 с котлом ПК-37 производительностью 710 т/ч на параметры 30 МПа, 650 °С и с турбиной Р-100-30 на Каширской ГРЭС. Этот энергоблок находился в эксплуатации около 40 тыс.ч. и был остановлен из-за выхода из строя турбин среднего давления, наработавших примерно 400 тыс.ч., в которые сбрасывался пар из турбины СКР-100.

В дальнейшем были разработаны технические предложения по созданию энергоблоков мощностью 300-550 МВт на параметры пара 29-30 МПа, 580-600 °С применительно к сжиганию бурых березовских и каменных кузнецких углей марок Г и Д. К сожалению, до настоящего времени эти разработки не получили реального внедрения в нашей стране.

В последние годы специалистами нескольких исследовательских организаций (ОАО ВТИ, ОАО НПО ЦКТИ, ОАО НПО «ЦНИИТмаш», ОАО «Теплоэлектропроект») и энергомашиностроительных компаний (ОАО «ЭМАльянс» и ОАО «Силовые машины») выполнены технические проработки основного оборудования энергоблока на ССКП пара нового поколения мощностью 660 МВт, а по паровой турбине – до 900 МВт.

Предварительные показатели экономической эффективности энергоблока 660 МВт на суперкритические начальные параметры, рассчитанные на основе «Методических рекомендаций по оценке эффективности инвестиционных проектов», составили:

Чистый дисконтированный доход, млн руб.....	3272,8
Срок окупаемости, лет:	
дисконтированный.....	22,2
простой.....	9,6
Внутренняя норма доходности, %.....	10,8
Индекс доходности.....	1,104
Отношение выгоды/затраты.....	0,962

Приведенные показатели свидетельствуют о том, что энергоблок эффективен, финансово реализуем и может считаться привлекательным для инвесторов.

На основании анализа зарубежного опыта создания и эксплуатации современного энергетического оборудования ТЭС, а также с учетом состояния отечественных разработок в этой

области и согласно намеченным на перспективу задачам российской тепловой энергетики предпринята попытка унифицировать вновь создаваемое и выпускаемое отечественными заводами теплоэнергетическое оборудование. Результаты этой работы приведены в табл. 1 в виде унифицированного ряда пылеугольных энергоблоков на ССКП пара.

Таблица 1. Унифицированный ряд пылеугольных энергоблоков на суперсверхкритические параметры пара

Мощность энергоблока, МВт	330	660	990
Давление перегретого пара, МПа	28	28	28
Температура перегретого пара/вторичного перегрева, °С	600/620	600/620	600/620
Паропроизводительность котла, т/ч	1000	1970	3000
КПД энергоблока, %	42-46	42-46	42-46

Для создания современного экономичного, удовлетворяющего всем экологическим требованиям, головного отечественного пылеугольного энергоблока на ССКП пара требуются разработка основных технических решений и проектов оборудования и энергоблока в целом, доработка современных отечественных материалов и создание новых марок сталей с обеспечением необходимых свойств, разработка технологий изготовления высокотемпературных элементов оборудования (паропроводов, корпусных деталей, роторов, поверхностей нагрева) из материалов нового поколения, проведение комплексных исследований деталей и элементов оборудования в реальных условиях эксплуатации.

Оборудование, предлагаемое для унификации, большей частью не производится в России, являясь для отечественной энергетики инновационным. Однако оно имеет зарубежные аналоги, а его характеристики представляют собой стандартный уровень техники в странах с передовым развитием энергетики.

По-видимому, в процессе замены морально и физически устаревшего оборудования ТЭС на современное в ближайшей перспективе будет активно использоваться оборудование зарубежных производителей. Задача российских машиностроителей состоит в том, чтобы в кратчайшие сроки освоить производство конкурентоспособного оборудования и при содействии государства предоставить энергетическим компаниям возможность преимущественного использования отечественного оборудования и повышения тем самым энергетической безопасности страны.

Исследовательские и проектно-конструкторские разработки показали принципиальную техническую возможность создания оборудования для энергоблоков на ССКП пара. Выбраны перспективные материалы для изготовления высокотемпературных элементов паропроводов, пароперегревателей острого и промежуточного перегретого пара и паровой турбины. Даны решения по тепловой схеме энергоблока и турбоустановке, разработаны возможные варианты конструктивного профиля котла и турбины.

Вместе с тем существует еще много проблем, для решения которых на последующих стадиях разработки энергоблоков необходимо провести:

- дальнейшие комплексные исследования свойств рекомендуемых материалов, исследования металла фасонных изделий; на основании полученных результатов по уровню служебных свойств основного металла фасонных элементов и сварных соединений решить вопрос об аттестации новых материалов с внесением их в необходимые НТД;
- оптимизацию тепловой схемы энергоблока с учетом конструкции котла и турбоустановки для обеспечения максимально достижимого КПД (не менее 44%);
- технико-экономическое обоснование конструктивного профиля котла и турбины, в том числе выбор давления промежуточного перегрева пара, выбор типа компоновки котла, конструктивного профиля и количества цилиндров паровой турбины;
- технико-экономическое обоснование конструктивного профиля котла и турбины, в том числе выбор давления промежуточного перегрева пара, выбор типа компоновки котла, конструктивного профиля и количества цилиндров паровой турбины;
- обоснование технико-экономических показателей энергоблока в реальных условиях его сооружения на конкретной электростанции.

Создаваемый энергоблок на ССКП пара должен иметь существенные конструктивные преимущества перед уже созданными за рубежом по экономичности, надежности, маневренности,

ремонтпригодности и стоимости. Это позволит создать конкуренцию на мировом рынке в этом классе энергооборудования.

Работа выполнена в рамках государственного задания «Наука».

Список литературы:

1. Журнал «Теплоэнергетика».
2. http://minenergo.gov.ru/aboutminen/energostrategy/ch_7.php.
3. <http://www.sibfo.ru/strategia/strdoc.php>.

Анализ энергоэффективности работы дутьевых вентиляторов энергетического оборудования котельных

Салов А.Г., Савинова А.В., Сагитова Л.А.

Самарский государственный архитектурно-строительный университет, Россия, г. Самара
aleksey-salov@rambler.ru

Экономичность работы производственно-отопительных котельных существенно зависит от величины затрат электрической энергии на собственные нужды – на привод вспомогательного оборудования котельной при переменных режимах работы.

С переходом к рыночным отношениям значительно изменились соотношения между располагаемыми мощностями котельных и потребностью в их услугах предприятий промышленности. Многие предприятия в период перехода к рыночным отношениям прекратили свое существование, и достаточно большое количество промышленных предприятий отказались от услуг теплоснабжающих предприятий, отдав предпочтение созданию собственных источников тепловой энергии.

В этих условиях источники тепловой энергии потеряли промышленных потребителей, нуждающихся в постоянной тепловой нагрузке в течение года. Производственно-отопительные котельные превратились в отопительные котельные, имеющие до 90% отопительной нагрузки.

Переход на теплофикационный режим предусматривает работу оборудования котельной в нерасчётных режимах, поскольку котельная была спроектирована под реализацию другого теплового графика.

Особенно существенное отличие тепловой нагрузки оборудования котельной от номинальной наблюдается в летний период, когда теплом обеспечиваются только нужды горячего водоснабжения. Нагрузка котельной в летний период не превышает 15% от максимальной (рис.1).

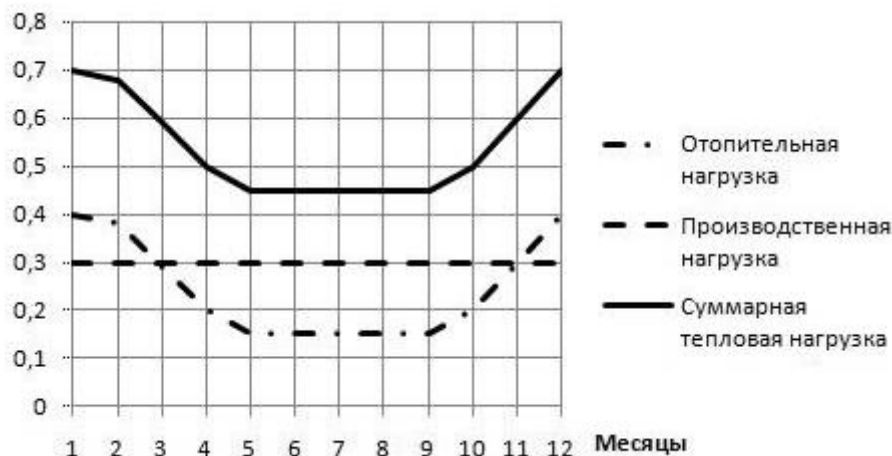


Рис. 1. – График изменения величины собственных нужд станции в течение года.

При работе основного оборудования в нерасчётных режимах, вспомогательное оборудование также работает с повышенными расходами электрической энергии на привод.

В работе [1] предлагается методика оценки затрат электрической энергии на привод дутьевых вентиляторов котлов при использовании регулируемого привода – для выбора гидромфты или двигателя с частотным регулированием производительности.

При регулировании производительности дутьевых вентиляторов регулируемые приводами при снижении производительности вентилятора снижаются затраты электрической энергии на привод.

На первом этапе необходимо оценить среднемесячные нагрузки котельного оборудования в течение нескольких предшествующих лет и для средних их значений необходимо произвести расчет потребляемой электрической энергии для различного типа приводов.

По виду сжигаемого котлами топлива (в нашем случае газ) рассчитывается теоретически необходимое количество воздуха для горения [2]:

Производительность вентилятора определяем по соотношению:

$$V_{\text{х.в.}} = B_p V^0 \cdot (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{\text{ВП}}) \cdot \frac{(t_{\text{хв}} - 273)}{273}, [\text{м}^3/\text{ч}] \quad (1)$$

где B_p – часовой расход топлива $[\text{м}^3/\text{ч}]$, принимается из режимных карт котлов для соответствующей нагрузки; V^0 – теоретически необходимое количество воздуха $[\text{м}^3/\text{м}^3]$; α_T – коэффициент избытка воздуха в топке, берётся из режимной карты соответствующего котла; $\Delta\alpha_T$ – присосы воздуха в топку, берутся из режимных карт; $\Delta\alpha_{\text{ВП}}$ – относительная утечка воздуха в воздухоподогревателе, принимается равной величине присосов в нём по газовой стороне.

На втором этапе рассчитываем потребляемую электрическую мощность электродвигателя для среднемесячных производительностей котла в течение года по соотношению:

$$P_э = \frac{V_{\text{х.в.}} \cdot H_в}{3600 \cdot 102\eta}, [\text{кВт}], \quad (2)$$

где $H_в$ – напор вентилятора при соответствующей его производительности $[\text{мм водяного столба}]$; $V_{\text{х.в.}}$ – производительность вентилятора, рассчитанная по формуле (1) для каждого месяца по среднемесячному расходу топлива $[\text{м}^3/\text{час}]$; η – коэффициент полезного действия вентилятора для соответствующей производительности.

На третьем этапе рассчитываем электрическую мощность вентиляторов при применении частотно-регулируемого привода:

$$P_{\text{чрп}} = P_{\text{мах}} \left(\frac{Q}{Q_{\text{мах}}} \right)^3, [\text{кВт}], \quad (3)$$

где $P_{\text{чрп}}$ – электрическая мощность электродвигателя вентилятора при частотном регулировании его производительности, $P_{\text{мах}}$ – максимальная мощность электродвигателя, указанная в его паспорте, Q – среднемесячная производительность вентилятора, рассчитанная по формуле (2), $Q_{\text{мах}}$ – максимальная производительность вентилятора, соответствующая электрической мощности двигателя $P_{\text{мах}}$.

На четвёртом этапе оцениваются затраты электрической энергии на провод двигателя вентилятора при установке гидромуфты.

Электрическая мощность при регулировании гидромуфтой определяется по следующей формуле:

$$P_{\text{гм}} = P_{\text{мах}} \left(\frac{Q_{\text{мах}}}{Q} \right)^{1/3}, [\text{кВт}], \quad (4)$$

где $P_{\text{гм}}$ – мощность электродвигателя при регулировании производительности вентилятора с помощью гидромуфты; $P_{\text{мах}}$ – максимальная мощность электродвигателя, $[\text{кВт}]$; $Q_{\text{мах}}$ – максимальная производительность вентилятора, $[\text{м}^3/\text{час}]$;

Сопоставление результатов расчётов по формулам (2), (4) и (5) приведено на рисунке 2 в относительном виде.

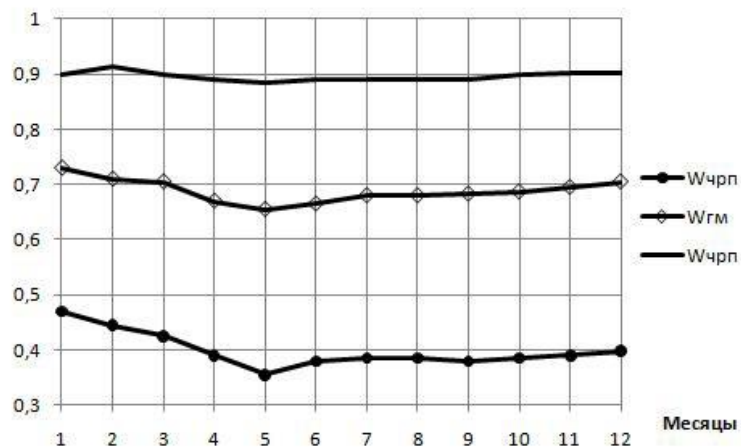


Рис.2. Динамика изменения относительных величин потребляемой энергии дутьевым вентилятором в зависимости от способа регулирования его производительности.

Приведённые на рисунке зависимости показывают:

1. Применение регулируемых приводов при пониженных значениях нагрузок дает наиболее существенное снижение потребляемой электрической энергии на собственные нужды дутьевых машин.
2. При применении частотно-регулируемого привода наблюдается почти пропорциональное снижению потребляемой электрической энергии на привод вентилятора.

Список литературы:

1. Гаврилова А.А., Салов А.Г. Направления повышения энергоэффективности теплоэлектроцентралей – Труды пятой международной школы-семинара молодых ученых и специалистов «Энергосбережение Теория и практика. – М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – 163-169 с.
2. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) – Издательство НПО ЦКТИ, СПб, 1998. – 257 с.

Водяной (паровой) калорифер новой конструкции, преимущества и опыт применения

Киселев Ю.Е., Гецман А.Е. Сливной В.Н.*

Институт угля СО РАН,

**Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф.Горбачева, Россия, г.Кемерово*

wiknik@rambler.ru

Из всех проблем, связанных с прикладной теплоэнергетикой, наиболее актуальной, на наш взгляд, является грамотное, эффективное и надежное потребление тепла, т.е. организация максимально возможного отбора тепла от теплоносителя «вода» и «пар». Наиболее эффективным решением этой задачи является воздушное отопление на базе водяных калориферов.

Во-первых, общепринято считать эффективность последних намного выше обычных отопительных приборов (регистров).

Во-вторых, одним из главных преимуществ применения калориферов является возможность осуществлять воздухообмен при условии нагрева наружного воздуха в зимнее время.

Вентиляция необходима в промышленности, сельском хозяйстве (особенно с вредными выбросами), в общественных, административных и жилых помещениях. Особенно большое значение калориферы приобретают для вентиляции подземных горных предприятий (и линий метрополитена), вынужденных подогреть воздух в зимнее время для отопления шахтных стволов (подогрева вентиляционного воздуха).

Калориферные установки шахт являются, наряду с подъемами и главными вентиляторами, установками I категории, т.е. такими, от которых зависит жизнь работающих под землей людей и безопасное функционирование элементов подъема. Не говоря уже о производительности горного

предприятия, которая прямым образом зависит от количества и качества подаваемого в шахту воздуха.

К сожалению, в стране исторически сложилась ситуация, что наша промышленность (единственный калориферный завод в г. Костроме) выпускает до сих пор устаревшие, практически неработоспособные для работы от наружного воздуха с отрицательными температурами при расчетных соотношениях «вода-воздух» калориферы. Они не выдерживают нагрузки холодного воздуха и разрушаются при замерзании воды. В крайнем случае, для обеспечения их работоспособности требуется перерасход теплофикационной (циркулирующей) воды в 3-5 раз, что не всегда возможно по условиям котельной

Условиями незамерзаемости калорифера являются (при полной загрузке калорифера):

- 1) температура циркулирующей воды;
- 2) скорость движения воды по трубкам.

Типичный 4-х, 6-ти ходовой заводской калорифер имеет в ходу параллельное включение 12-15 трубок. При растекании расчетного количества теплофикационной воды по трубкам скорость потока падает, так как уменьшается количество поступающей воды в каждую трубку.

Учитывая перепад (снижение) температуры воды, протекающей по трубкам, от начала хода к концу ходов и по глубине калорифера, со стороны набегающего потока последнего хода, трубки из-за температурной недостаточности и малой скорости течения перемерзают, разрушаются, выводя весь калорифер из строя. На практике (особенно на шахтах) находят выход из положения увеличением расхода воды или уменьшением количества подаваемого в шахту воздуха со всеми вытекающими последствиями.

Известно, что в себестоимости поставки тепла 30% составляют затраты электро энергии на перекачку воды. А по общим энергозатратам калориферные установки шахт потребляют до 50% энергоресурсов горных предприятий. Кроме того, имея огромный перерасход, теплогенерирующие предприятия не справляются с подготовкой теплоносителя ни по параметрам (температура, перепады давлений), ни по физико-химическому составу, что в итоге приводит к преждевременному выходу из строя теплотрасс, катастрофическому забиванию наносными частицами (в основном продуктами коррозии) трубок калориферов, вызывая неоправданно частую замену. Все это приводит к срывам производства, снижает уровень безопасности и повышает затраты.

В промышленности, сельском хозяйстве, больницах, школах и т.д. также перерасходуют теплофикационную воду и избегают перемерзания калориферов приточных установок, работая на рециркуляцию, чем откровенно ухудшают здоровье людей.

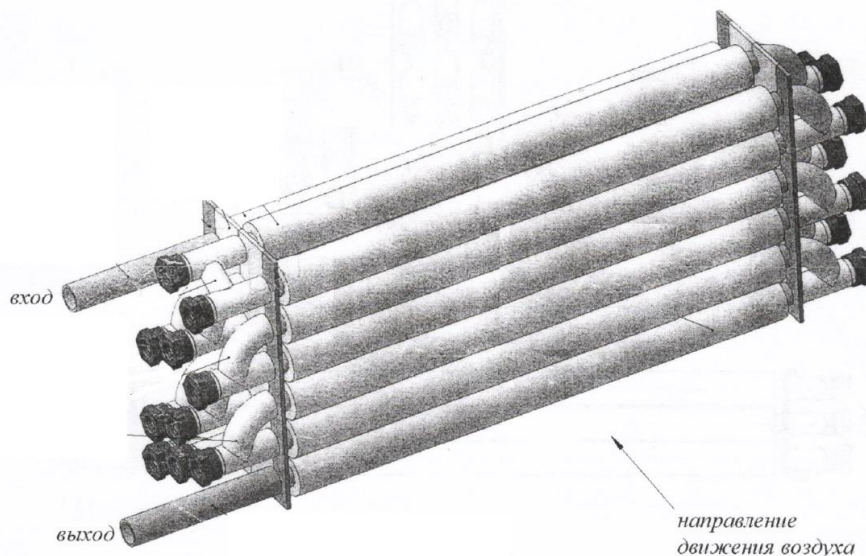


Рис.1. Калорифер новой конструкции

В то же время решение проблемы подготовки вентиляционного воздуха для шахт было найдено и реализовано на ряде шахт Кузбасса еще в 70-е годы (автор и разработчик Шушпанников В.А.), затем через КузПИ (Л.Л.Моисеев) в 80-е годы успешно внедрено на пяти воздухоподающих стволах Норильских рудников [1]. Успех был достигнут за счет водяного калорифера новой конструкции (КНК), обеспечивающего стабильную и эффективную работу от наружного воздуха при расчетных соотношениях «вода-воздух» и значительно превосходящего по своим прочим потребительским качествам импортные аналоги (рис.1).

Кардинальным отличием КНК от заводских калориферов явилось соединение теплообменных трубок последовательно, что соответственно увеличило скорость потока расчетного количества воды и обеспечило незамерзаемость (а стало быть, неразрушаемость) калорифера при экстремальных наружных температурах. (Прототипы - шведский калорифер, теплообменники криогенной техники).

Повышение потребительских качеств новых калориферов в российских условиях было достигнуто установкой на межтрубных переходах ремонтных пробок для возможности периодической чистки внутренних полостей трубки от наносных продуктов коррозии и пр. Ремонтные пробки оснащаются предохранительными мембранами, защищающими трубки от разрушения при аварийных ситуациях (отключение подачи воды, авария котельной и т.д.)

Сравнительные испытания были проведены на стендовой установке, разработанной и смонтированной в Кузбасском технопарке. Установка состоит из двух агрегатов с разными калориферами: заводским и КНК, имеющими:

- одинаковые поверхности нагрева,
- идентичные габаритные размеры и рядность,
- одинаковые аэродинамические сопротивления воздуха и идентичные вентиляторы,
- одинаковые циркуляционные насосы,
- одинаковые температуры воздуха на входе,
- разную обвязку теплообменных трубок,
- подключение к одной теплофикационной сети.

Характеристика установки и результаты испытаний и расчетов приведены в табл. 1,2.

Таблица 1. Техническая характеристика стендовых калориферных установок

№ п/п	Наименование параметра	Заводская установка	Установка КНК
1	Поверхность теплообмена по воздуху, м ²	16	16
2	Теплообменная трубка	Стальная с алюминиевым оребрением d=48 мм	
3	Количество трубок	48	48
4	Количество модулей	1	3
5	Количество ходов в модуле	4	16
6	Количество трубок в ходу	14-12-12-10	1
7	Подключение трубок	параллельное	Последовательно-параллельное
8	Количество рядов	4	4
9	Расположение трубок по воздуху	шахматное	шахматное
10	Габаритные размеры, мм	530x530x170	530x530x170
11	Производительность осевого вентилятора, м ³ /ч	2312	2312
12	Циркуляционный насос	ИРС-25/80	ИРС-25/80
13	Контроль расхода воды	водосчетчик	водосчетчик
14	Контроль температуры	ТРМ-1,2	ТРМ-1,2
15	Контроль давления	Образцовые манометры МО-1,6, МО-4	
16	Снятие гидравлической характеристики	Мерный сосуд 28 л	
17	Контроль расхода воздуха	Термоанемометр	
18	Измерение нагрузки (силы тока) насоса	Токоизмерительные клещи	

Таблица 2. Результаты замеров и расчетов стендовых калориферных установок

№ опыта	Скорость воды в трубках, м/с		Разность температуры воды, °С		Разность температур воздуха, °С		Расход воды через калорифер, л/час		Нагрузка двигателя насоса, А	
	КНК	Заводской	КНК	Заводской	КНК	Заводской	КНК	Заводской	КНК	Заводской
1	0,699	0,15	4,9	2,5	11,3	8,3	1920	1920	0,4	0,4
2	0,699	0,15	4,4	3,5	11,6	9,0	1920	1920	0,4	0,4
3	0,699	0,15	6,0	3,6	9,8	7,7	1920	1920	0,4	0,4
4	0,699	0,15	4,3							
5	0,699	0,15	4,4							
6	0,699	0,15	3,4							

Выводы по стендовым испытаниям:

Скорость движения воды по трубкам у КНК выше в 4,5 раза

Тепло, снятое с КНК больше в 1,59 раз.

Коэффициент теплопередачи КНК больше в 2,3 раза.

На калорифер получен сертификат соответствия № РОСС RU.МГ09.Н00008.

Применение КНК позволило разработать технологию подготовки вентиляционного воздуха для рудников «Норильского Никеля», обеспечивающую высокую эффективность, надежность работы шахтных стволов, и комфортность (температурную) примыкающих к ним надшахтных зданий, башенных копров.

Успешное апробирование КНК для отопления и вентиляции было осуществлено в 90-х годах на анилиноокрасочном заводе (г. Кемерово), на свинокомплексе «Юбилейный» (п. Плотниково), камвольно-суконном комбинате (г. Ленинск-Кузнецк), в институте Культуры, в пассажирском автотранспортном предприятии №1 (г. Кемерово) и т.д.

Показатели эффективности КНК.

- Более высокий теплосъем (на 40% выше заводских) за счет:
 - противотока теплоносителей;
 - большой скорости течения воды и, соответственно, турбулизации потока;
 - Незамерзаемость в рабочем режиме даже при перегрузках за счет большой скорости движения воды.
 - Возможность восстановления качества (чистка трубок) при работе на «грязной» воде.
 - Неразрушаемость при перемерзании трубок в аварийных случаях за счет срабатывания предохранительных мембран на пробках для чистки.
 - Легкий монтаж и взаимозаменяемость при эксплуатации.
 - Меньшая потеря тепловой мощности установки при единичном выходе из строя одного калорифера (модуля) из всей сборки (между собой модули соединяются параллельно).
 - Сокращение расхода воды способствует повышению ее качества и снижению затрат электроэнергии на ее перекачку.
 - Уменьшение габаритов и металлоемкости установок.
 - Увеличение срока службы и сохранение стабильности параметров на весь срок службы.
 - Обеспечение нормируемого микроклимата (внутренняя экология закрытых пространств):
 - сокращение проф. заболеваний;
 - повышение работоспособности.
 - Сохранение строительных элементов зданий и сооружений от разрушения мерзлотными явлениями (за счет избыточного давления внутри зданий при приточной вентиляции).
 - Снижение стоимости изготовления за счет:
 - применения новых материалов и технологий при изготовлении (в частности, оребрение алюминиевых трубок методом деформирующего резания и др.);
 - более высокой технологичности производства КНК.
 - Более гибкая шкала типоразмеров (система «под заказ»).
 - Возможность индивидуального расчета по фактическим параметрам сети.
- Внедрение КНК позволило пересмотреть и решить ряд других сопутствующих проблем существующего теплотехнического хозяйства, а именно:

1. Регулирование распределения теплоносителя в разветвленных и сложных сетях и объектах.
2. Эффективное и энергосберегающее использование теплоносителя «пар» в технологии и отоплении.
3. Комплексная автоматизация теплотехнических систем.

В настоящее время имеются все предпосылки для организации серийного производства калориферов КНК и широкого внедрения их в первую очередь на горных предприятиях и других объектах.

Список литературы:

1. Киселев Ю.Е., Тимошенко Н.Е. Совершенствование тепловых систем подготовки вентиляционного воздуха на рудниках // Управление газодинамическими явлениями в шахтах. Сб. научных трудов ИГД СО РАН. – 1986. – С.114-120.

Исследование процессов тепловыделения в дисковом кавитационном теплогенераторе

Беспалов В.И., Беспалов В.В., Коротких А.Г., Слюсарский К.В.

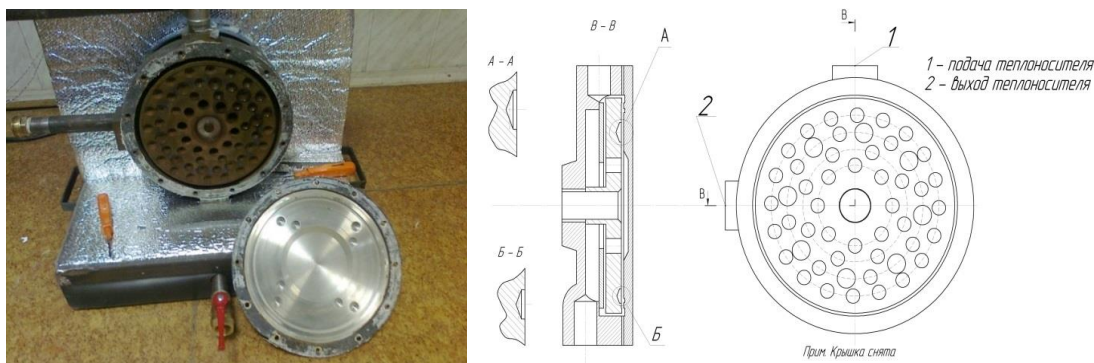
Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск

slyuskonst@gmail.com

В качестве одного из способов теплоснабжения зданий рассмотрен дисковый теплогенератор, принцип действия которого основан на выделении тепла в жидкости за счет образования и схлопывания кавитационных полостей, перепада давления и сил трения жидкости с диском [1–3].

Исследуемый кавитационный теплогенератор представляет собой диск (рис. 1), насаженный на ротор, который размещен в корпусе между двумя неподвижными дисками (статорами) с зазором.

Для увеличения коэффициента шероховатости диска и числа зарождающихся кавитационных полостей дополнительно в диске высверливаются конические углубления.



а)

б)

Рисунок 1 – Дисковый кавитационный теплогенератор: а) общий вид; б) схема конструкции

Водяной теплоноситель подается в верхний патрубок 1 и распределяется в зазоре между диском и статором. Вал диска жестко закреплен с валом электродвигателя и вращается с заданной окружной скоростью. За счет сил трения жидкости между подвижной и неподвижной поверхностями пластин и схлопывания кавитационных пузырей происходит выделение тепла, что приводит к увеличению температуры теплоносителя в камере теплогенератора, который затем выходит через патрубок 2 и далее поступает к тепловому потребителю.

Схема включения исследуемого дискового теплогенератора приведена на рис. 2. Подающая линия запитана от бытового трубопровода холодной воды. На подающей линии установлен блок учета расхода воды на установку, состоящий из шарового крана 13 и крыльчатого водосчетчика 5. Обратная линия (дренаж) предназначена для утилизации нагретой в теплогенераторе воды, она сливает теплоноситель в хозяйственно-бытовую канализацию. Для контроля изменения температуры теплоносителя по длине трубопровода и повышения точности измерений температуры нагретой воды, на обратной линии установлены два биметаллических

термометра марки БТ 4. Для определения величины рециркуляции жидкости в аппарате на подающей и обратной линиях между переключкой и генератором закреплены термопары 9, подключаемые к универсальному преобразователю 8 для измерения температуры. Также на трубопроводе после теплогенератора установлен водосчетчик 14, для непосредственного определения расхода теплоносителя через теплогенератор. Теплогенератор оборудован программируемым автоматическим регулятором, действующим по сигналу термопар и связанный с электродвигателем 2, вариатором числа оборотов электродвигателя и электронным счетчиком электроэнергии 6, смонтированных на контрольно-измерительной панели.

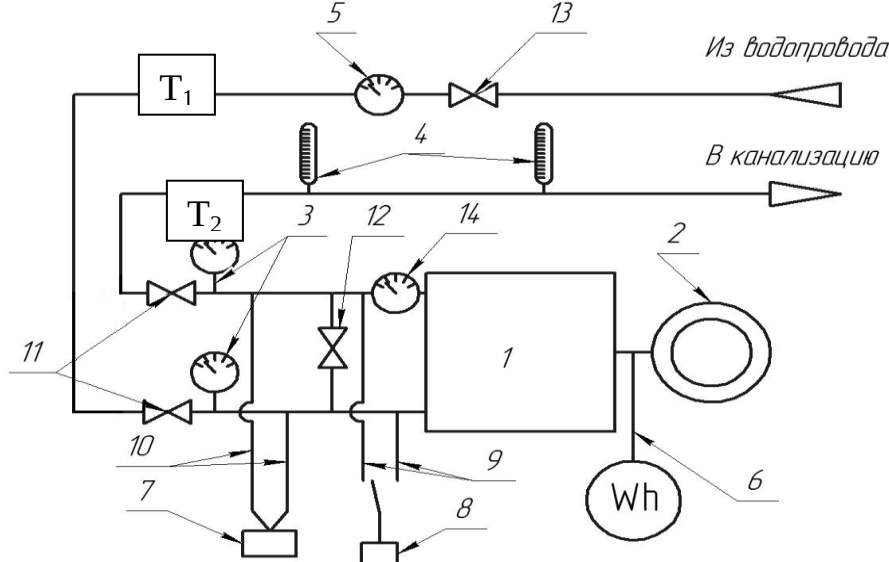


Рисунок 2 – Принципиальная схема установки: 1 – теплогенератор кавитационный; 2 – асинхронный электродвигатель с вариатором; 3 – манометры; 4 – термометры биметаллические; 5 – расходомер крыльчатый; 6 – электронный счетчик электроэнергии; 7 – термопреобразователь сопротивления; 8 – преобразователь универсальный; 9 – термопары и компенсационные провода; 10 – термометры сопротивления и соединительные провода ТПС; 11 – краны на циркуляционной линии; 12 – кран на переключке; 13 – кран на узле учета расхода воды; 14 – расходомер рециркуляции крыльчатый.

Основные технические характеристики используемого теплогенератора приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета

Параметр	Обозначение	Единицы измерения	Значение (или диапазон)
Частота вращения вала	w	c^{-1}	40..50
Характеристики теплоносителя			
Плотность теплоносителя	ρ	$кг/м^3$	1000 (для воды)
Температура воды	T	К	278..378
Массовый расход теплоносителя	G	$кг/с$	0..2
Объемный расход теплоносителя	V	$м^3/с$	0..0,002
Конструктивные характеристики			
Радиус положения отверстий перетока	R_3	м	0,0412
Радиус ротора	R_2	м	0,11
Осевой зазор	h	м	0,003

Прочие характеристики, такие как количество и расположение отверстий в диске, зависят от конфигурации шероховатости на поверхности ротора. Далее в предлагаемой методике расчета тепловыделений в жидкости эти характеристики приведены в явном виде.

Процесс выделения тепла в жидкости рассматриваемого дискового теплогенератора преимущественно зависит от сил трения между жидкостью и диском, искусственной шероховатости (количества отверстий в статоре и роторе) и гашения перепада давления в зоне рециркуляции.

Расчет тепловыделения в жидкости выполнен с использованием трех уравнений: Закона Ньютона [4]:

$$N_t = k_{mp} \frac{u^3 \cdot (2 \cdot R_2)^2 \cdot \rho}{2}, \text{ Вт,}$$

где u – окружная скорость, м/с; k_{tr} – коэффициент трения, определяемый по

$$k_{mp} = 2,5 \cdot 10^{-2} \left(\frac{h}{R_2} \right)^{0,1} Re_u^{-0,2}, \quad Re_u = \frac{u \cdot 2h}{\nu} \quad \text{– число Рейнольдса для течения}$$

жидкости на поверхности диска, ν – кинематическая вязкость, принята равной $10^{-6}, \text{ м}^2 / \text{с}$.

Формулы Вейсбаха для местных сопротивлений [5]:

$$N_r = \zeta_{\Sigma} \cdot \rho \cdot V \cdot \frac{u^2}{2}, \text{ Вт,}$$

где V – расход в линии рециркуляции, м³/с; ζ_{Σ} – суммарный коэффициент местного сопротивления для всей поверхности диска. Вычислим его, сложив все местные сопротивления, формируемые углублениями по формуле:

$$\zeta_{\Sigma} = \sum \zeta_i;$$

Закона сохранения энергии для линии рециркуляции [6]:

$$N_p = dp \cdot Q, \text{ Вт,}$$

где dp – гасимый в контуре рециркуляции напор теплоносителя, Па.

Для анализа результатов расчета проведено экспериментальное измерение параметров при разных расходах теплоносителя через дисковый кавитационный теплогенератор. Результаты измерения параметров теплоносителя представлены в табл.2. Количество выделившегося тепла при нагреве теплоносителя на Δt равно:

$$Q = G \cdot c_p \cdot \Delta t, \text{ Вт,}$$

где c_p – изобарная массовая теплоемкость воды, $\text{кДж} / \text{кг} \cdot ^\circ\text{C}$; Δt – перепад температур между подающей и обратной линией, $^\circ\text{C}$.

Таблица 2 – Измеренные параметры теплоносителя и установки.

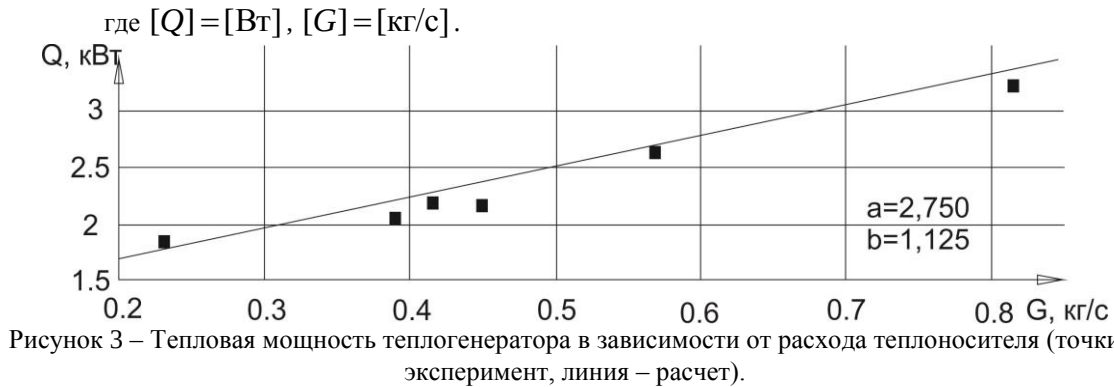
№ опыта	G , кг/с	Q_g , кВт	Q , кВт	η , %	Кратность циркуляции	Δt , $^\circ\text{C}$
1	0,22	2,28	1,84	80,7	2,415	4,60
2	0,39	2,61	2,07	79,2	4,160	5,20
3	0,41	2,61	2,18	83,6	4,480	5,60
4	0,45	2,52	2,16	85,7	4,839	5,54
5	0,57	3,06	2,63	85,9	6,111	6,75
6	0,81	3,84	3,22	83,9	8,789	8,29

Здесь Q_g – потребляемая электрическая мощность, кВт; η – КПД теплогенератора, %, определялся по формуле: $\eta = (Q / Q_g) \cdot 100\%$.

Результаты расчета и измеренных значений тепловыделений Q приведены на рис. 3. Относительная погрешность измерения Q (характеризующая отклонение опытных данных) составляет не более 2%.

Аппроксимация опытных данных проводилась методом наименьших квадратов с использованием линейной зависимости:

$$Q = a \cdot G + b, \text{ Вт,}$$



Анализ полученных результатов показал, что с увеличением расхода теплоносителя тепловая мощность теплогенератора возрастает за счет кинетической энергии, энергии, передаваемой теплоносителю статором и ротором (ростом сдвиговых напряжений между жидкостью и поверхностью) и потерь энергии, происходящими при движении жидкости от входного до выходного сечения (роста потерь давления).

Выводы:

Предложена методика расчета тепловыделения в жидкости в кавитационном теплогенераторе. Получены результаты расчета тепловыделения в зависимости от расхода теплоносителя. Отклонение расчетных данных от экспериментальных составляет 9%.

Увеличение G приводит к увеличению Q за счет роста потерь давления и возросших сдвиговых напряжений в зазоре между жидкостью, статором и ротором дискового кавитационного теплогенератора.

Коэффициент полезного действия теплогенератора не превышает 86% и растет по мере роста снимаемой тепловой мощности.

Список литературы:

1. Байков О.В. Вихревые гидравлические машины. М.: Машиностроение, 1981. – 111 с.
2. Материалы сайта ОАО «Тепловые эффективные системы»: <http://www.ecoteplo.ru/>.
3. Роторный насос-теплогенератор. Патент RU 2159901, 2000 г.
4. Турбины тепловых и атомных электрических станций: Учебник для вузов./ А.Г.Костюк, В. В. Фролов, А. Е. Булкин, А. Д. Трухний. – М.: Издательство МЭИ, 2001 – 488 с.
5. Чугаев Р.Р. Гидравлика: Учебник для ВУЗов. – Л.: Энергоиздат, 1982. 672 с.
6. Основы теории и расчета деталей роторного аппарата: Учебное пособие / В.М.Червяков, Ю.В. Воробьев. – Тамбов: Изд-во Тамбовского государственного ун-та, 2008 – 386 с.

Исследование топочных процессов при сжигании природного газа в камерной топке

Гиль А.В., Д.В. Лебедь Д.В

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск

ОАО «Дальневосточная генерирующая компания», Россия, г. Владивосток

andgil@tpu.ru

Разработка газовых месторождений Сахалина и развитие системы магистральных газопроводов позволяет перевести котельные агрегаты тепловых электрических станций Дальнего Востока и Приморского края на природный газ. Данный вид ископаемого топлива оказывает минимальное воздействие на окружающую среду и требует значительно меньшее количество операций в процессе его подготовки к сжиганию. К тому же на восточном направлении потребление природного газа невелико по отношению к поставкам газа на запад, что отражается на его ценообразовании и соответственно для рассматриваемого природного газа установлена более низкая цена.

В качестве объекта исследования приняты котельные агрегаты БКЗ-210-140 Владивостокской ТЭЦ-2 которые в настоящее время принято перевести с сжигания местных твердых топлив на природный газ. При этом задача перевода сопровождается возможностью, на основании принятой схемы сжигания природного газа, организовать сжигание угля.

Котел БКЗ-210-140Ф вертикально-водотрубный, однобарабанный, с естественной циркуляцией, П-образной компоновки, с твердым шлакоудалением. Топочная камера объемом 1093 м³ оборудована четырьмя тангенциально установленными прямоточными горелками.

Основные технические характеристики котла БКЗ-210-140Ф: номинальная паропроизводительность 210 т/ч; давление перегретого пара 14 МПа; температура перегретого пара 570 °С; расчетный КПД (брутто) 90,3 %. Проектным топливом является чихезский бурый уголь.

Основные сложности перевода котельных агрегатов подобной конструкции связаны с возможностью оптимального расположения газовых горелок и газопроводов совместно с действующим оборудованием котла с целью достижения полного выгорания топлива и не допущения высоких температурных напряжений на стенах топочной камеры в зоне активного горения топлива.

В данной работе к установке приняты шесть комбинированных пылегазовых горелок с периферийной подачей газа в амбразуру горелки (рис. 1) по схеме треугольником вниз на боковых стенах топки. Поскольку горелки с периферийной подачей газа принципиально лучше, чем с центральной. Так как, в периферии на единицу длины радиуса по сечению горелки приходится большая масса воздуха, чем в центральной части горелки. Поэтому в первую очередь и рекомендуется подавать газ в периферийные слои [1].

Пылепроточная часть горелки выполнена в виде телескопической трубы. Благодаря такому устройству можно втягивать конус - рассекатель и раструб внутрь горелки при работе на газе, предохраняя их от сгорания, и выдвигать их в топку при переходах на сжигание угольной пыли. Передняя часть трубы 1 неподвижная, является направляющей для второй части трубы 2, несущей на конце чугунный раструб 3 и конус 4. Для исключения возможных перекосов и облегчения осевого перемещения подвижная часть трубы опирается на каретку 5 с двумя роликами. При работе котла на пыли подвижная часть трубы 2 выдвигается в топку вращением винта посредством штурвала. Винт, ввинчиваясь в гайку, перемещает при помощи тяги 6 конус и раструб. Чтобы неподвижная часть телескопической трубы не вращалась, к ней приварен палец, который может перемещаться только в осевом направлении в щели, прорезанной в неподвижной части телескопической трубы. Для защиты от угольной пыли в периоды работы на пыли резьба винта заключена в защитное устройство, оканчивающееся сальниковым уплотнением.

Газовая часть горелки состоит из кольцевой камеры 7, приваренной к наружной стороне обечайки воздушного канала 8. В стенке этой обечайки, являющейся стороной газовой камеры, просверлены семь рядов отверстий диаметром 5 мм для выхода газа.

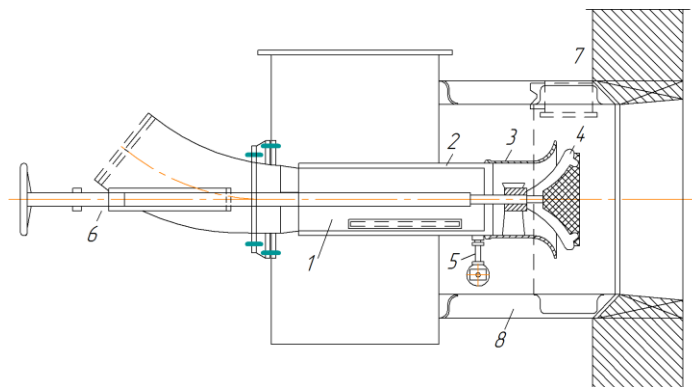


Рис. 1 Комбинированная пылегазовая горелка с периферийной подачей газа в амбразуру горелки (на базе пылеугольной горелки ОРГРЭС-ТКЗ)

В представляемом исследовании использован Эйлерово способ описания аэротермохимических процессов на базе пакета прикладных программ FIRE 3D [2]. Турбулентные характеристики газа рассчитываются с использованием двухпараметрической «k-ε» модели турбулентности. Радиационный теплообмен представляется в рамках P1 приближения метода сферических гармоник, который показывает.

Поставленная задача решалась численно на неравномерных шахматных сетках в декартовой системе координат методом установления. Дискретизация исходных дифференциальных уравнений осуществлялась с помощью метода контрольного объема. Диффузионные потоки на гранях контрольного объема аппроксимировались центральной разностной схемой, имеющей второй порядок точности. Для определения конвективных потоков использовалась схема монотонизированная противопотоковая схема второго порядка Ван Лира.

На рисунке 2 представлены результаты расчета аэродинамической структуры высокотемпературных потоков и распространения горелочных струй в топочном объеме при сжигании газа в комбинированных пылегазовых горелках в вертикальном сечении по продольной оси котла.

Выше уровня расположения горелочных устройств (рис. 2, а) вследствие выгорания топливно-воздушной смеси и повышения объема продуктов сгорания скорость потока топочной среды у фронтальной и тыльной стены возрастает примерно до 10 м/с, что положительно отразится на теплообмене и в дальнейшем на формировании потока в зоне поворота в горизонтальный газопровод. В поворотной области отсутствуют масштабные зоны рециркуляции, которые могли бы негативно отразиться на равномерности теплообмена в данной области.

Зона повышенных температур (активного горения) располагается на высоте от 5–15 м (рис. 2, б), что соответствует уровню расположения горелочных устройств. Непосредственный контакт зоны активного горения со стенами топочной камеры отсутствует, а средний пристенный температурный уровень составляет 1200–1300 К.

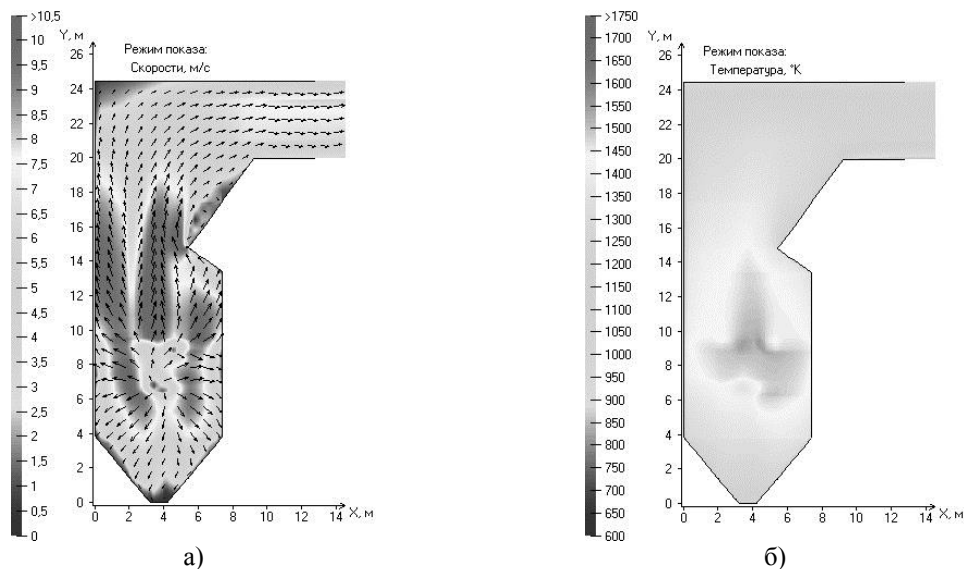


Рис. 2 Результаты численного моделирования топочного объема по продольной оси топки: а) аэродинамическая структура потоков; б) температурные поля

Горелочные струи полноценно распространяются по ширине топочной камеры (рис. 3, а), взаимодействуя в центре топки и, образуя при этом периферийные, относительно факелов, рециркуляционные зоны продуктов сгорания, способствующие воспламенению газозвушной смеси.

Температурные поля на уровне расположения горелочных устройств характерны процессу выгорания газозвушной смеси (рис. 3, б). На выходе из горелочных устройств температуры соответствуют значению температуры горячего воздуха и в дальнейшем температура увеличивается до максимальных значений в процессе окисления горючих веществ.

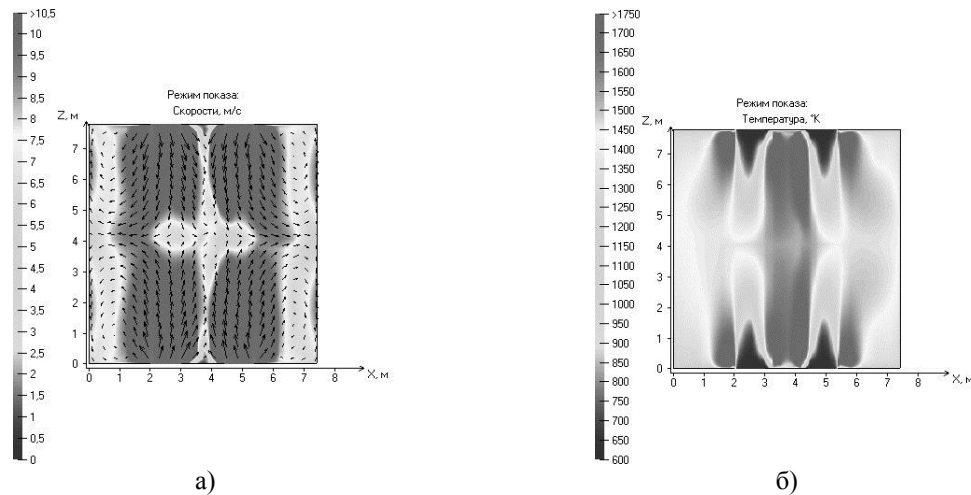


Рис. 3 Результаты численного моделирования топочного объема в горизонтальном сечении по оси горелочных устройств: а) аэродинамическая структура потоков; б) температурные поля

По графику температурного уровня по высоте топочной камеры (рис. 4) можно отметить, что на уровне середины холодной воронки температура составляет около 950 °С. В дальнейшем, значение температур увеличивается и достигает максимального (1260 °С) на высоте 9,8 м. Затем температуры снижаются и на выходе из топки составляют 1050 °С, что согласуется с поверочным расчетом (1030 °С) по нормативному методу теплового расчета котлов [3].

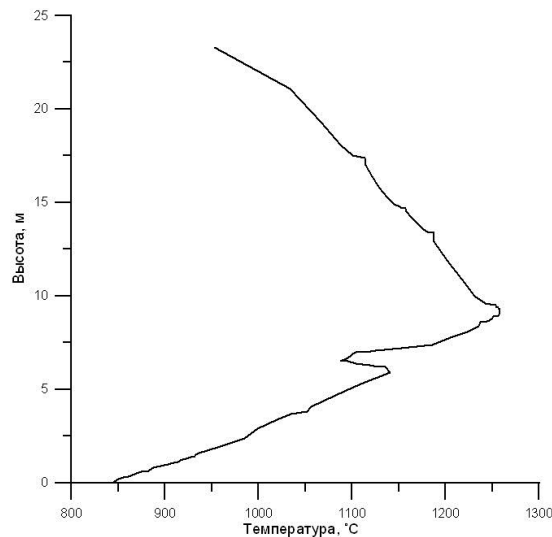


Рис. 4 График изменения средне интегральных значений температур по высоте топочной камеры

В заключение можно отметить, что согласно принятой компоновке горелочных устройств распределение топочной среды характеризуется благоприятными условиями теплообмена с экранными поверхностями нагрева, равномерное распределение температурных полей у стен обеспечивает надежность циркуляции.

1. Список литературы:

1. Иванов Ю.В. Основы расчета и проектирования газовых горелок. – М.: Государственное научно-техническое издательство нефтяной и горно-топливной литературы, 1963. – 360 с.
2. Гиль А.В., Старченко А.С. Математическое моделирование физико-химических процессов сжигания углей в камерных топках котельных агрегатов на основе пакета прикладных программ FIRE 3D // Теплофизика и аэромеханика. – 2012. – Т. 19. – № 5. – С. 655–671.
3. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). – СПб.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.

**Определение экономической эффективности применения энергосберегающего
промышленного испарителя сжиженных газов**

Рулев А.В., Разманов А.А.

*Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А., г. Саратов,
Россия*

nautech@inbox.ru

Отсутствие надежной информации о ценовой динамике на близлежащую и длительную перспективу, особенно на топливо, тепловую и электрическую энергию, сложность и противоречивость инфляционных процессов, в условиях перехода к устойчивой рыночной экономике, затрудняют применение детерминированных математических моделей, необходимой составляющей которых, является наличие достоверной экономической информации в части стоимостной оценки затрат по системам регазификации сжиженного углеводородного газа (СУГ).

Предлагаемый алгоритм обоснования зон применения конкурирующих вариантов промышленных трубных испарителей (ПТИ) сжиженного углеводородного газа с промежуточной теплопередающей средой (ПТС) получен, согласно основным положениям системного анализа при обосновании теплоэнергетического оборудования [1], для временного интервала $t = 0, 1, 2 \dots T$ в условиях неопределенности конвертирования ценовых факторов [2]. В качестве критерия оптимальности целевой функции, согласно [2,3], принят минимум интегральных затрат в промышленный регазификатор СУГ:

$$Z_i = \sum_{t=1}^T a_t \cdot C_{it} \cdot Q_{in} \cdot \tau / \eta_{it} + \left[\sum_{f=1}^F a_f \left(\sum_{p=1}^{p=p_k} K_{ip} + \sum_{p=p_k}^p J(t=0) \cdot K_{ip, \text{доп}} \right) + \sum_{t=1}^T a_t \cdot J(t) \sum_{m=1}^M I_{im} \right] = \min \quad (1)$$

$$at = (1 + E) \cdot t; \quad af = (1 + E) \cdot f; \quad i = \overline{1, I}; \quad p = \overline{1, P}; \quad t = \overline{1, T} \quad (2)$$

где t - расчетный год эксплуатации ПТИ с ПТС; T - срок службы ПТИ с ПТС, лет; принимается равным сроку службы системы энергоснабжения $T_{сл} = 25$ лет; C_{it} - удельная стоимость энергии в пункте отпуска энергоносителя промышленному объекту, руб./МВт·ч; Q_{pi} - общее годовое потребление энергоносителя, полезно используемого i -м вариантом ПТИ с ПТС, МВт; τ - число часов работы ПТИ с ПТС в течение года, ч; η_{it} - коэффициент полезного действия ПТИ с ПТС, д.е; f - количество замен p -го элемента в течение срока службы всей системы ПТИ с ПТС, $f = T/\tau_p$; τ_p - срок службы p -го элемента ПТИ с ПТС, год; E - норма дисконта, 1/год; принимается равной 0,12, то есть средней кредитной ставке банка; $J(t=0)$, $J(t)$ - коэффициенты относительного удорожания [2], учитывающие удорожание топливно-энергетических ресурсов при переводе последних на мировые цены и характеризующие неопределенность конвертирования цен, соответственно для года сооружения ПТИ с ПТС при $t = 0$ (2013 г.) и для текущего года эксплуатации t ; K_{ip} , $K_{ip, \text{доп}}$ - соответственно, основные и дополнительные капиталовложения в изготовление p -го элемента i -го варианта ПТИ с ПТС, руб.; I_{im} - m -й вид эксплуатационных затрат i -го варианта ПТИ с ПТС, руб./год.

Обоснование зон применения конкурирующих вариантов ПТИ с ПТС осуществлялось в детерминированной постановке путем минимизации целевой функции (1) во временной динамике, охватывающей период от начала сооружения (2013 г.) до конца периода эксплуатации (2038 г.) и учитывающей во времени изменение цены на энергоносители, различие в сроках службы отдельных элементов в течение срока службы ПТИ с ПТС.

Для сравнения были отобраны промышленные испарители, обеспечивающие расчетную паропроизводительность G во всем рассматриваемом диапазоне от 32 до 600 кг/ч. Сравнение конкурирующих вариантов осуществляется с учетом их сопоставимости и в первую очередь по назначению.

Предварительно проведенный анализ показал, что в настоящее время в отечественной и зарубежной практике газоснабжения наиболее технически и экономически целесообразны следующие варианты ПТИ с ПТС: 1) на базе огневого испарителя с жидкой промежуточной теплопередающей средой на основе диэтиленгликоля; 2) на базе электрического испарителя с твердотельной промежуточной теплопередающей средой из алюминия.

Экономический эффект от применения варианта 2 по сравнению с вариантом 1 определяется по графику (см. рисунок) как разность детерминированных затрат $Z_{p2} - Z_{p1}$. Так, для электрического регазификатора паропроизводительностью 100 кг/ч (точка 1 на

рисунке) экономический эффект составляет $\Delta = 589$ тыс. рублей на один испаритель (разность детерминированных затрат между точками 4 и 5 на рисунке).

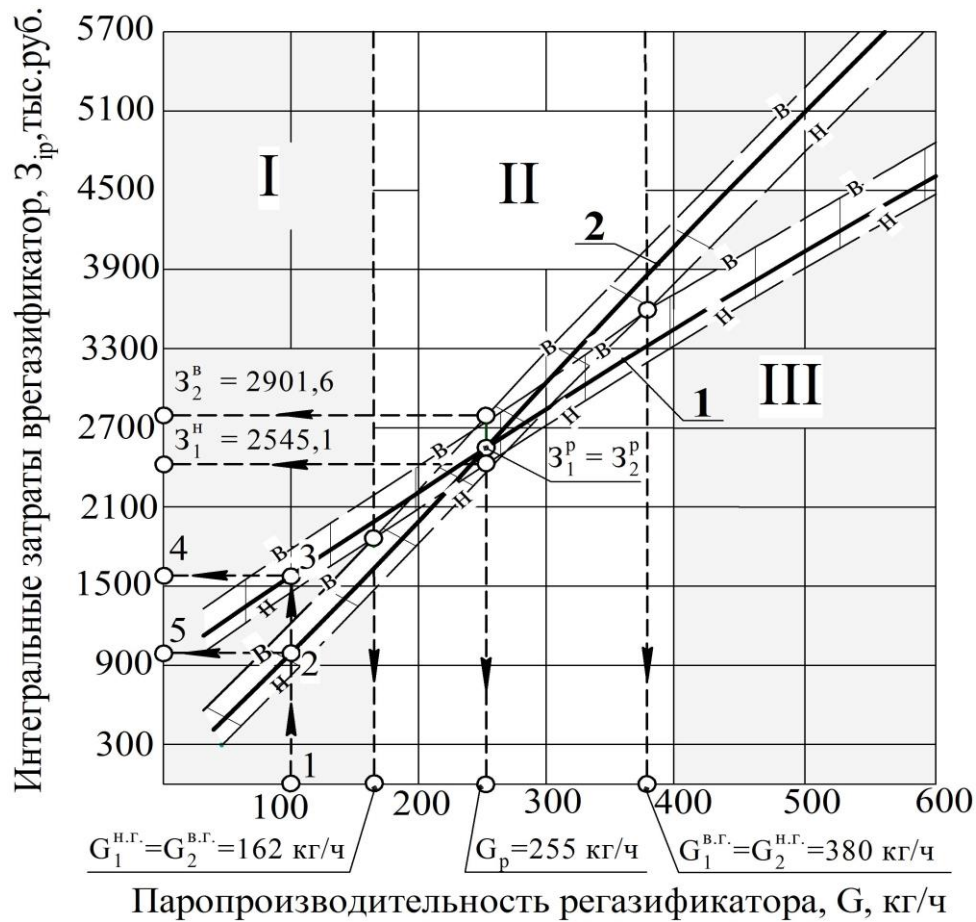


Рис.1. Обоснование границ зон применения конкурирующих вариантов промышленных испарителей СУГ с промежуточной теплопередающей средой

I- зона применения электрического испарителя с твердотельной ПТС; II-зона экономической неопределенности; III- зона применения огневого испарителя с жидкой ПТС.

1,2 - конкурирующие варианты;

- в - - в - - верхняя (в) граница затрат;

- - н - - н - - нижняя (н) граница затрат.

Таким образом, для промышленных объектов с расчетным расходом газа до 380 кг/ч наиболее экономичным является применение установок искусственной регазификации, оснащенных из условия надежности и безопасности двумя электрическими испарителями с твердотельной промежуточной теплопередающей средой из алюминия паропроизводительностью 200 кг/ч каждый.

Список литературы:

1. Попырин Л.С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок/ Л.С. Попырин. – М.: Энергия, 1978. – 416 с.
2. Системные исследования по повышению интенсивности теплообмена регазификаторов сжиженного углеводородного газа: монография/ А.П. Усачев, Шурайц А.Л., А.В. Рулев и др. – Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2010. – 244 с.
3. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов. Утв. Минэкономки РФ, Минфином РФ и Госстроем РФ от 21 июня 1999 г. N ВК 477. – М.: Информэлектро, 1999. – 84 с.

Математическое моделирование зажигания водоугольной частицы с учетом пиролиза угольной компоненты топлива

Сыродой С.В.

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск

ssyrodoy@yandex.ru

В связи с Энергетической стратегией развития энергетики России до 2030 гг. планируется возврат к широкомасштабному использованию низкосортных и низкокачественных углей для тепло-электрогенерации [1]. В результате возникают проблемы разработки новых инновационных технологий по переработке и сжиганию такого «грязного» топлива. Одной из них является технология водоугольного топлива.

Однако, несмотря на проведенные теоретические и экспериментальные исследования по зажиганию частицы ВУТ, на сегодняшний день воспламенение остается слабо разработанной проблемой, связанной с построением более строгой математической модели, в полной мере описывающей весь комплекс гетерогенных и гомогенных процессов сопровождающих зажигание частиц ВУТ. Существующие модели зажигания частицы ВУТ, содержат в своей основе ряд существенных допущений, связанных с разделением процесса на отдельные стадии [2-6]. В данной работе был осуществлен поиск более точных параметров зажигания частицы ВУТ с учетом испарения влаги и термического разложения горючей части угольного топлива.

Постановка задачи

Задача зажигания частицы ВУТ решалась в рамках одномерной модели теплопереноса (Рис.1.) исходя из типичных условий топочного пространства энергетического котла.

Предполагается что, в начальный момент времени ($\tau = 0$) частица ВУТ попадает в высокотемпературную среду, интенсифицирующей процесс испарения влаги, фронт которого продвигается вглубь частицы. Испарившаяся влага вследствие перепада давления фильтруется сквозь образовавшийся пористый углеродистый каркас, охлаждая его за счет конвекции и эндотермической реакции ($C + H_2O = CO + H_2 - 118,485 \text{ МДж}$). Дальнейший прогрев частицы приводит термическому разложению обезвоженной угольной компоненты топлива с выделением летучих. Продукты термической деструкции и реакции химического взаимодействия водяного пара с углеродом выходят на поверхность, формируя газовую смесь, воспламеняющуюся при достижении критических значений температуры и концентрации. Таким образом, область решения можно условно разделить на две зоны — сухую и влажную (рис.1).

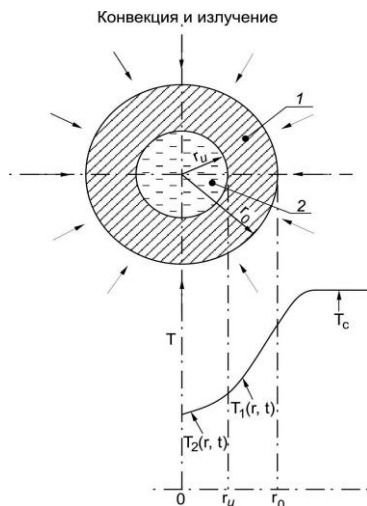


Рис. 1. Схема области решения задачи зажигания частицы ВУТ

Зона сухого остатка фильтруемая водяным паром

Зона исходного топлива

При постановке задачи для упрощения модели принимались следующие допущения:

- Теплофизические свойства топлива не зависят от температуры.
- Тепло к частице подводится совместно конвекцией и излучением.
- В качестве критерия регистрации зажигания являлось установление нулевого температурного градиента на границе системы «частицы ВУТ—высокотемпературная среда».

Математическая модель и методы решения

Система нестационарных дифференциальных уравнений соответствующая вышеизложенной физической модели имеет следующий вид:

$$t > 0, \quad r_u < r < r_0, \quad T \geq T_{II} \quad \frac{\partial T_1(r,t)}{\partial t} = a_1 \cdot \left[\frac{\partial^2 T_1(r,t)}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial T_1(r,t)}{\partial r} \right] + \sum Q_{хим} \cdot W - v_p C_p \cdot \rho_p \cdot \frac{\partial T_1(r,t)}{\partial r} \quad (1)$$

$$t > 0, 0 < r < r_H, T \leq T_H; \quad \frac{\partial T_2(r,t)}{\partial t} = a_2 \left[\frac{\partial^2 T_2(r,t)}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial T_2(r,t)}{\partial r} \right] \quad (2)$$

$$t > 0, r_E < r < r_0, \quad \frac{\partial \eta_1(r,t)}{\partial t} = (1 - \eta(r,t)) \frac{k_0}{C_{p1}} \cdot \exp \left(- \frac{E}{R \cdot T_1(r,t)} \right) \quad (3)$$

$$t > 0, r_E < r < r_0, \quad \frac{\partial P_p(r,t)}{\partial t} = \frac{m \cdot \xi \cdot Z}{K_p} \left(\frac{\partial P_p^2(r,t)}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial P_p(r,t)}{\partial r} \right) \quad (4)$$

$$t > 0, r_H < r < r_0, \quad v_p = - \frac{K_p}{\xi} \frac{\partial P_p}{\partial r} \quad (5)$$

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1(r,t)}{\partial r} \Big|_{r=r_u+0} - \lambda_2 \frac{\partial T_2(r,t)}{\partial r} \Big|_{r=r_u-0} = Q_{ucn} \cdot W_{ucn}; \quad T_1(r_u, t) = T_2(r_u, t) = T_u; \quad r = r_H$$

Система уравнений (1-5) решалась при следующих замыкающих соотношениях:

$$0 < r < r_0; \quad T(r,0) = T_0; \quad P(r,0) = P_0; \quad \eta(r,0) = \eta_0;$$

$$- \lambda_1 \frac{\partial T_1(r_0,t)}{\partial r} = \alpha \cdot [T_c - T_1(r_0,t)] + \varepsilon \cdot \sigma \cdot [T_c^4 - T_1^4(r_0,t)] + \sum Q_i \cdot W_i \quad (6)$$

$$\frac{\partial T_2(0,t)}{\partial r} = 0 \quad \frac{\partial P(r_H,t)}{\partial r} = \frac{K_p}{\mu} V_p(r_H,t) \quad P(r_0;t) = P_{атм} \quad (7)$$

Скорость реакции типа (C + H₂O) по аналогии с [6] из следующего выражения:

$$W = 3.79 \cdot 10^4 \cdot c_i \cdot \rho_p \cdot \exp \left(- \frac{36207}{T_1(r;t)} \right) \quad (8)$$

Скорость пиролиза углеродистого остатка определяется из выражения:

$$W = (1 - \eta(r,t)) \cdot k_0 \cdot \rho_2 \cdot \exp \left(- \frac{E}{R \cdot T_1(r,t)} \right) \quad (9)$$

Для определения скоростей реакций окисления горючих компонентов использовалась Аррениусовская зависимость:

$$W = k_0 \cdot c_i \cdot \rho_3 \cdot \exp \left(- \frac{E}{R \cdot T_1(r,t)} \right) \quad (10)$$

ρ — плотность газообразных компонентов находилась из уравнения состояния:

$$\rho = \frac{P \cdot \mu}{T(r_0;t) \cdot R} \quad (11)$$

Координата границы испарения находилась из решения системы уравнений (1)-(11) по формуле:

$$r_H = r_0 - \int v_{ж} \cdot d\tau$$

$$\text{Где: } v_{ж} = \frac{W_{исп}}{\rho_{ж}} - \text{линейная скорость продвижения фронта испарения } \frac{m}{c}.$$

Массовая скорость испарения находилась из выражения [7]:

$$W_{исп} = V_0 \cdot \exp \left(\frac{Q_{исп} \cdot \mu \cdot (T_1 - T_0)}{R \cdot T_0 \cdot T_1} \right)$$

Полученные результаты и их обсуждение

Дадим оценку временам основных стадий сопровождающих воспламенение частицы ВУТ различного форсуночного распыла от 100÷900мкм выполненной из антрацита Листвянского

месторождения [8], сравнив полученные данные при использовании разработанной математической модели и экспериментальные данные, приведенные в изданной литературе [9].

На рис.2. приведены результаты сопоставления характеристик зажигания для системы «частица ВУТ—высокотемпературная среда», полученных из численного решения системы (1-11) и имеющихся экспериментальных данных.

Как можно констатировать отклонение времени задержки зажигания при варьировании диаметра распыла в пределах $700 \div 900 \text{ мкм}$ не выходит за рамки погрешности эксперимента. Однако частиц диаметром $< 700 \text{ мкм}$ отклонения результатов выходят за рамки допустимой погрешности. Таким образом, мы можем констатировать, что представленная математическая модель может использоваться для расчёта временных характеристик зажигания достаточно крупных водоугольных частиц.

На рис.2. показано, что отсутствие учета эндотермических эффектов термического разложения и испарения воды приводит к существенному ускорению зажигания частицы, что в свою очередь приводит к серьёзному искажению результата. Полученные результаты теоритических исследований представленные на рис.2 позволяют сделать вывод о том, что применение для описания процессов тепломассопереноса во водоугольной частице в типичных условиях топочного пространства упрощенных моделей испарения воды и термического разложения угольной компоненты топлива может привести к достаточно большим ошибкам в определении характеристик зажигания. Образовавшийся в результате испарения пористый угольный каркас, фильтруемый водяным паром, препятствует продвижению теплового потока, тем самым замедляя процессы испарения и термического разложения, или другими словами существенно затягивает пиролиз угля и достижения высоких температур поверхностью частицы.

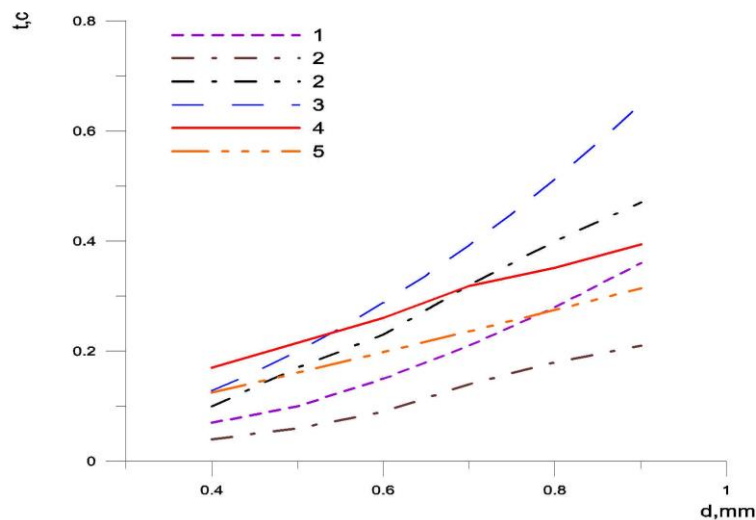


Рис.3. Зависимость времени задержки зажигания частиц от характерного размера распыленных частиц:

- 1 – время задержки зажигания частиц ВУТ, полученное экспериментально в [12];
- 2 – кривые характеризующие предел разброс экспериментальных данных [12].
- 3 – время задержки зажигания, определенное по эмпирическим формулам, приведенным в [12];
- 4 – время задержки зажигания, найденное из численного расчѣта системы (1-11).
- 5 – время задержки зажигания частицы ВУТ без учета экзотермических эффектов испарения влаги и пиролиза сухой части топлива.

В заключение необходимо отметить, что впервые для описания воспламенения частицы ВУТ была представлена математическая модель, учитывающая фронтальную природу испарения влаги, внутренний тепломассоперенос, химическое взаимодействие водяных паров с пористым угольным каркасом и так же термическую деструкцию угля.

Список литературы:

1. Саломатов В.В. Состояние и перспективы угольной и ядерной энергетик России // Теплофизика и аэромеханика. – 2009. – Т.16, №4. – С. 531-544.
2. Делягин Г.Н. Вопросы теории воспламенения и горения распыленной водоугольной суспензии //

- В кн.: Кинетика и аэродинамика процессов горения топлива. – М.: Наука, 1969. – С. 111-127.
3. Саломатов В.В, Кравченко И.В. Теоретическое исследование горения капли водоугольного топлива // Горение и плазмохимия: – ч. 1, 2007, вып. 3, с. 178-188; – ч. II, 2007, вып. 3, С. 187-197; – ч. III, 2008, вып. 1, С. 56-59; – ч.IV, 2008, вып. 4, с. 178-187.
 4. Huang Z. et all. Theoretical analysis on CWM drop combustion history // Proc. 8-th Intern. Symp. Coal Slurry Fuels Preparation and Utilization. USA, Orlando. Part 1. – 1986. – p. 343-358.
 5. Matthews K.J., Jones A.R. The effect of coal composition on coal-water slurry combustion and ash deposition characteristics // Proc. 8-th Intern. Symp. Coal Slurry Fuels Preparation and Utilization. USA, Orlando. Part 1. 1986. – p. 388-407.
 6. Гремячкин В.М. О взаимодействие пористой частицы углерода с водяным паром// Химическая физика. Т.26, – №5, – 2007, – С. 26-33.
 7. Френкель Я.И Кинетическая теория жидкости, Л., 1975.
 8. Антрациты Листвянского месторождения – коллект. Монография / под ред. Юдницкого Г.Е. – М.: Недра, 1999. – 207 с.
 9. Бабий, В.И. Воспламенение и горение капель водоугольной суспензии / В.И. Бабий, В.М. Барабаш, А.М. Хидиятов, В.А. Степашина // Мат. 9 Всерос. симп. по горению и взрыву. – Черногловка. – 1989. – С. 56 – 59.

Определение характеристик конструкционных материалов с целью уточнения параметров объектов теплоэнергетики в процессе эксплуатации

Троицкий О.Ю., Медведев В.В.

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск

tor_43@mail.ru

atptef@tpu.ru

Изменение характеристик конструкционных материалов в процессе эксплуатации приводит к значительным изменениям тепловых потоков в технологическом оборудовании и трубопроводных системах объектов теплоэнергетики. Наличие эффекта тепловой усталости, приводящего к изменениям значений теплофизических характеристик (ТФХ) конструкционных материалов (в некоторых случаях до двукратного), вызывает необходимость периодического уточнения этих характеристик. Традиционные экспериментальные калориметрические методы определения ТФХ [1] требуют длительного периода подготовки и проведения эксперимента. Для многослойных материалов, к которым можно отнести конструкционные материалы объектов теплоэнергетики с упрочняющими и защитными покрытиями, которые получают все большее распространение, а также для материалов, имеющих высокую теплопроводность и/или малую толщину традиционные методы имеют существенные погрешности определения ТФХ, достигающие 50 % от действительного значения ТФХ.

Для оперативного определения ТФХ конструкционных материалов объектов теплоэнергетики предпочтительно использование импульсного теплового метода. Модификации импульсного теплового метода, а именно, двухсторонний метод, в котором температура измеряется на поверхности, противоположной поверхности, на которую направлен тепловой поток источника импульсного нагрева (лазера или другого источника нагрева) и односторонний импульсный тепловой метод, в котором температура измеряется на той же поверхности, на которую направлен тепловой поток от источника нагрева, позволяют значительно ускорить процесс определения ТФХ и снизить его погрешности. Импульсный тепловой метод позволяет оперативно производить определение ТФХ непосредственно на технологическом объекте. Этот метод позволяет также определять ТФХ многослойных конструкционных материалов.

Основной задачей при определении момента времени начала обработки температурной кривой, характеризующей изменения температуры поверхности исследуемого объекта, является нахождение момента времени начала регуляризации температурного режима, т. е. такого момента времени, после которого определение теплофизических характеристик материала объекта контроля, являющееся решением обратной задачи теплопроводности, сводится к простейшим математическим соотношениям.

Определение ТФХ производится путем измерения длительностей временных интервалов от момента времени окончания импульса нагрева до моментов времени, соответствующих характерным точкам температурной кривой, описывающей изменение температуры поверхности

объекта контроля. После определения соответствующих интервалов времени производится или непосредственный расчет ТФХ, или производятся дополнительные вычисления, в частности, определяется шаг интегрирования температурной кривой, характеризующей изменение температуры поверхности исследуемого объекта после наступления момента регуляризации температурного режима, а затем вычисляются значения теплофизических характеристик. В частности, для помехозащищенного метода «пошагового интегрирования» [2] вычисление значений ТФХ производят по формулам:

$$a = \frac{L^2}{\pi^2 \Delta \tau} \ln \frac{I_2 - I_1}{I_3 - I_2}, \quad \gamma = \frac{Q \Delta \tau (2I_2 - I_1 - I_3)}{L(I_2^2 - I_1 I_3)}, \quad \lambda = a \gamma,$$

где a - коэффициент температуропроводности материала; L - толщина материала; $\Delta \tau$ - шаг интегрирования температурной кривой, $\Delta \tau = 0,1 \Delta t$, $\Delta t = t^* - t_0$; t^* - момент времени начала регуляризации температурного режима; t_0 - момент времени окончания импульса нагрева;

$$I_1 = \int_{t^*}^{t_1} T dt, \quad I_2 = \int_{t_1}^{t_2} T dt, \quad I_3 = \int_{t_2}^{t_3} T dt;$$

T - избыточная температура поверхности материала; γ - объемная теплоемкость материала; Q - количество поглощенной энергии; λ - коэффициент теплопроводности материала.

Для конструкционных материалов с упрочняющими или защитными покрытиями после определения ТФХ покрытий из условия $F_0 \geq 0,25$, $F_0 = a_1 t / L_1^2$, где a_1 - коэффициент температуропроводности материала покрытия, t - интервал времени от момента окончания импульса нагрева до текущего момента времени, L_1 - толщина покрытия, определяется момент времени $t_{12} = 0,25 L_1^2 / a_1$ начала обработки информации об избыточной температуре поверхности материала, необходимой для вычисления с помощью метода «пошагового интегрирования» совместных (эффективных) ТФХ λ_{12} , γ_{12} , a_{12} для покрытий и основных конструкционных материалов. Затем определяют ТФХ основного конструкционного материала по соотношениям:

$$\lambda_2 = \frac{m}{\frac{1}{\lambda_{12}} - \frac{1-m}{\lambda_1}}, \quad \gamma_2 = \frac{\gamma_{12} - (1-m)\gamma_1}{m}, \quad a_2 = \frac{\lambda_2}{\gamma_2};$$

где $m = L_2 / (L_1 + L_2)$, L_2 - толщина основного конструкционного материала.

Моменты времени начала регуляризации температурного режима при использовании одностороннего импульсного теплового метода определяются с помощью метода «скользящей касательной» [3], в котором нахождение момента времени регуляризации температурного режима сводится к нахождению момента времени равенства нулю функции

$$F = T + k \Delta t T^I,$$

где k - постоянный коэффициент, Δt - интервал времени от момента времени окончания импульса нагрева до текущего момента времени, T^I - первая производная от избыточной температуры поверхности материала по времени.

В случае фронтального мониторинга на участке регуляризации температурного режима решение прямой задачи теплопроводности для исследуемого материала сводится к соотношению

$$T = \frac{Q}{\gamma L} [1 + 2k_1 \exp(-\pi^2 a t / L^2)]$$

где L - толщина материала, k_1 - постоянный коэффициент, определяемый из начальных условий;

а ТФХ материала определяют по формулам:

$$a = -L^2 \frac{\ln F}{\pi^2 \Delta \tau}, \quad \gamma = \frac{Q(1-F)}{LD};$$

где F и D - функционалы, значения которых вычисляют на основании измерений избыточной температуры поверхности материала через интервалы времени $\Delta\tau$ после момента времени начала регуляризации температурного режима.

В процессе эксплуатации неизвестны с достаточной точностью структуры и характеристики конструкционных материалов технологических объектов. Для таких объектов необходимо одновременное определение ТФХ конструкционных материалов и их толщины. Невозможность одновременного определения вышеуказанных величин имеет две причины: теоретическую и экспериментальную. Экспериментальные проблемы тесно связаны с теоретическими, поскольку отсутствуют алгоритмы одновременного определения искомых величин. Теоретические проблемы вызваны тем, что искомые величины входят в состав решения дифференциальных уравнений теплообмена в виде сомножителей и их сложно разделить. Экспериментальные проблемы, которые необходимо решить при наличии готовых алгоритмов, связаны с метрологическими характеристиками инструментальных средств эксперимента, поскольку требуется высокоскоростное измерение температуры поверхности конструкционных материалов.

Предлагаемый подход к решению указанной проблемы, основанный на использовании импульсного теплового метода, заключается в следующем. Для анизотропных материалов с температуропроводностью a аксиальная компонента a_x может быть найдена по формуле [4]:

$$a_x = -\frac{b^2 \ln F}{\Delta\tau\pi^2}, \quad F = \frac{\sum_{k=1}^n T^k \sum_{k=1}^n T^{k-1} - n \sum_{k=1}^n T^k T^{k-1}}{(\sum_{k=1}^n T^{k-1})^2 - n \sum_{k=1}^n (T^{k-1})^2}, \quad (1)$$

где T_k - температура, измеренная в момент времени t_k в центре пятна нагрева; n - число измерений температуры, проведенных в той же точке с шагом по времени $\Delta\tau$; b - толщина слоя исследуемого материала.

Радиальную компоненту a_r определяют с использованием соотношения [5]:

$$a_r = \frac{\frac{T_i^k - T_i^{k-1}}{\Delta t}}{\frac{T_{i+1}^k - T_i^{k-1}}{2r_i \Delta r} + \frac{T_{i+1}^k - 2T_i^k + T_{i-1}^k}{(\Delta r)^2}}. \quad (2)$$

В уравнении (2) T_{ik} представляет собой температуру, измеренную в момент времени t_k на поверхности исследуемого материала в точках $r=r_i$. Временные Δt и пространственные Δr интервалы определяются соотношениями $\Delta t = t_k - t_{k-1} = t_{k+1} - t_k$, $\Delta r = r_{i+1} - r_i$. Сведения о точности рассмотренного способа определения ТФХ представлены в работах [4, 5].

Для однородных изотропных конструкционных материалов $a_x = a_r = a$, что позволяет составить систему из двух уравнений (1, 2) с двумя неизвестными – температуропроводностью a и толщиной материала b . Решая эту систему, определим, в соответствии с соотношением (2), величину $a = a_r$, а также толщину конструкционного материала

$$b = \left(-a \frac{\Delta\tau\pi^2}{\ln F}\right)^{0.5}.$$

Таким образом, поставленная задача может быть решена для однослойных конструкционных материалов и материалов с изоляционными или защитными покрытиями. Появляется также возможность определения толщины и ТФХ покрытий и модифицированных поверхностных слоев различных конструкционных материалов, а также возможность определения расположения дефектов. Результаты определения значений ТФХ предложенным способом могут использоваться в расчетах параметров тепловых потоков на объектах теплоэнергетики и диагностике тепловой усталости конструкционных материалов, что повысит эффективность и надежность технологических объектов. По изменениям значений ТФХ в процессе эксплуатации можно судить о термическом старении конструкционных материалов, упрочняющих и защитных покрытий, а также о плотности дефектов в кристаллических структурах конструкционных материалов.

Список литературы:

1. Платунов Е. С., Буравой С. В., Курепин В. В. Теплофизические измерения и приборы. – Л.:

- Машиностроение, 1986. – 256 с.
2. Троицкий О.Ю. Импульсный тепловой неразрушающий контроль слоистых материалов // Механика композитных материалов. – 1992. - №6. – С. 843 – 847.
 3. Троицкий О.Ю. Новый подход в импульсном методе при исследовании слоистых материалов // Механика композитных материалов. - 1999. - Т. 35, №3. – С. 393 – 400.
 4. O. Yu. Troitsky, H. Reiss. Remote nondestructive monitoring of coatings and materials by the flash technique//High Temperatures - High Pressures. 2000. V. 32. P. 391 - 395.
 5. O. Yu. Troitsky, H. Reiss. A numerical simulation to propose a flash method for in-situ detection of the thermal diffusivity of anisotropic thin film materials// Int.J.Thermophysics. 2009. V. 30. №4. P.1283-1299.

Автоматизация процесса горения попутного нефтяного газа

Хамматова Р.И., Ваньков Ю.В.

*Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение Высшего профессионального образования Казанский государственный энергетический университет,
Россия, г. Казань
rezida91@yandex.ru*

Попутный нефтяной газ является ценным сырьем для энергетики, благодаря своей высокой теплотворной способности, достигающей 62 МДж/м³. Использование нефтяного газа в качестве топлива для выработки электроэнергии и тепла на нефтегазовых месторождениях позволяет не только сократить энергопотребление, но и минимизировать выбросы загрязняющих веществ в атмосферу.

Сегодня подобные проекты реализует большинство крупных представителей нефтегазового комплекса, среди которых: Лукойл, ТНК-ВР, Татнефть, Новатек, Газпром и другие. [1]

При утилизации попутного газа в энергоустановках необходимо тщательное отслеживание качества топливного газа. В отличие от природного газа, нефтяной газ характеризуется повышенным содержанием этана, пропан-бутановых и пентановых фракций, присутствуют гексаны, гептаны и более тяжелые углеводороды. Содержание тяжелых углеводородов в попутных газах достигает 20...40 %, иногда 60...80 %. Неуглеводородные компоненты попутного нефтяного газа представлены азотом и углекислым газом с примесью сероводорода и инертных газов, иногда встречается водород.

В связи с этим, обоснованы следующие требования по подготовке попутного нефтяного газа к сжиганию в энергоустановках:

1. Попутный газ перед поступлением в систему подачи газа в энергоустановку должен быть максимально отсепарирован от примесей и обезвожен. Допустимое значение наличия влаги должно быть не более 9 мг/нм.

2. Очистка газа от сероводорода и двуокиси углерода с целью предотвращения их коррозирующего воздействия на оборудование. Содержание соединений серы должно быть не более 0,2 % (по массе).

3. Отбензинивание газа (полное или частичное) должно быть применено для удаления из газа пропан-бутановых и более тяжелых углеводородных компонентов с целью предотвращения образования жидкостных пробок.

4. Каждая фракция газа имеет свою температуру воспламенения, поэтому появляется неустойчивый режим горения газа (детонационный режим), который определяется минимально допустимым метановым числом, могут быть применены различные способы подготовки газа.

Таким образом, в сравнении со стандартной технологией подготовки газа к сжиганию, добавляется операция по удалению тяжелых фракций углеводорода во избежание налипания этих фракций на поверхностях установок с образованием пробок и поддержания оптимальных условий горения топлива. [2]

Сам процесс горения газа в энергоустановках характеризуется высокой температурой и большой скоростью протекания химических реакций. Для начала горения необходим энергетический импульс, чаще всего нагревание горючего. Для газообразного топлива существует такая температура нагрева, при которой газо-воздушная смесь загорается сама без какого-либо внешнего источника воспламенения. [3]

Топливный газ и воздух подаются в камеру сгорания в определенном соотношении. Как недостаток воздуха, так и его избыток снижают КПД энергоустановки. Низкий коэффициент избытка воздуха приводит к дымлению и загрязнению поверхностей нагрева. При высоком коэффициенте избытка воздуха повышаются потери тепла с химическим недожогом и уходящими газами.

В настоящее время в большинстве использующихся установках оптимизация режима горения обеспечивается путем поддержания соотношения давления топлива и воздуха в соответствии с режимной картой. При составлении режимных карт допускают наличие значительного избытка воздуха, чтобы ни при каких условиях не допустить возникновения химического недожога. В результате в некоторых режимах количество воздуха превышает оптимальное значение в 1,5...2 раза, что увеличивает расход электроэнергии на его подачу и приводит к необходимости нагрева избыточно подаваемого воздуха, т.е. к дополнительному расходу топлива. [4]

Современные конструкции газовых горелок и свойства газового топлива создают благоприятные условия для автоматизации процессов сжигания газа. Автоматическое регулирование процесса горения повышает надежность и безопасность эксплуатации газоиспользующих агрегатов и обеспечивает их работу в соответствии с наиболее оптимальным режимом.

Рассмотрим применение автоматического регулирования процесса горения газа в котле. При этом обеспечиваются:

- подача топлива в топку в зависимости от нагрузки котла,
- поддержание оптимального соотношения расходов газ-воздух,
- поддержание устойчивого разрежения в топке.

Для обеспечения сбора значений параметров технологических процессов котельный агрегат и его технологическое оборудование должны быть оснащены датчиками, а для управления параметрами – исполнительными устройствами.

Для осуществления анализа значений контролируемых параметров, формирования управляющих воздействий необходимо вычислительное устройство – автоматический регулятор, обеспечивающий сравнение полученных значений параметров.

При работе котлоагрегата основным возмущением является изменение потребления пара. При сбросе нагрузки, например, давление в барабане растет. Давление пара поддерживается в пределах допустимых отклонений, что обуславливается требованиями заданного режима работы. Давление пара отклоняется от расчетного значения во всех случаях небаланса между количествами потребляемого пара и вырабатываемого и регулируется посредством изменения тепловыделения в топке, т.е. главным образом изменением подачи топлива. [3]

Таким образом, роль регулятора нагрузки выполняет регулятор давления пара в барабане котла, воздействующий на изменение подачи топлива.

Схема включает регулирующий прибор, в который поступает сигнал от датчика регулируемой величины. Датчик — первичный прибор, который воспринимает изменение регулируемого параметра и преобразует его в электрический сигнал. Функция регулирующего прибора — принять команду в виде электрического сигнала от задатчика, сравнить ее с электрическим сигналом датчика, усилить имеющуюся разность электрических сигналов и дать команду на включение исполнительного механизма. Исполнительный механизм воздействует на регулирующий орган. Обратная связь улучшает качество регулирования. [5]

Для конкретных условий сжигания топлива имеется определенное значение коэффициента избытка воздуха, соответствующее минимуму потерь теплоты. Соотношение подач топлива и воздуха в топку должно поддерживаться специальным регулятором с высокой точностью, обеспечивающей максимальный КПД котла и минимум потерь теплоты. [4]

Также для нормального протекания топочного режима в верхней части топки котла поддерживается разрежение. Создание устойчивого разрежения в топке должно осуществляться автоматически в пределах от -20 до -30 Па. В противном случае наблюдается выбивание пламени из топки при уменьшении разрежения или присосы холодного воздуха через кладку топки при увеличении разрежения.

При отклонении разрежения от нормы подается сигнал на контроллер, который воздействует на направляющие аппараты дымососов. Значение разрежения в верхней части топки с датчика разрежения поступает на контроллер, где оно сравнивается с заданным значением и где

формируется закон управления. Управляющий сигнал от контроллера поступает на исполнительное устройство, расположенное на трубопроводе дымовых газов. [3]

В целом, автоматизация процессов горения газов энергоустановках приводит к снижению вредных выбросов, сокращению расхода топлива и электроэнергии, а также повышению безопасности и надежности процесса выработки энергии.

Список литературы:

1. Парфенова О.Е., Сердюкова А.А. Энергоэффективные технологии утилизации ПНГ // Экологический вестник России. – 2010. – № 10. – С. 10–15.
2. Ильина М.Н. Требования к подготовке попутного нефтяного газа для малой энергетики // Известия Томского политехнического университета. – 2007. - № 2. – С. 167-171.
3. Волкова П.И., Дмитриева В.В. Разработка комплексной системы регулирования котельного агрегата // Научный вестник Московского государственного горного университета. – 2011. – № 10. – С. 54 – 60.
4. Автоматизация котельных: Обзорная статья // Автоматизация в промышленности. – 2008. – № 3. С. 55–56.
5. Соколов Б. А. Котельные установки и их эксплуатация. – М.: Издательский центр «Академия», 2007. — 432 с.

Состояние и перспективы угольных энергоблоков на суперсверхкритические параметры пара

Цибульский С.А., Галашов Н.Н.

Национальный Исследовательский Томский Политехнический Университет, Россия, г. Томск.

E-mail: s.tzibulsky@yandex.ru, gal@tpu.ru

Под суперсверхкритическими параметрами (ССКП) пара принято понимать параметры – давление выше 24,1 МПа и температура выше 565 оС.

Первый в мире котел на суперсверхкритические параметры пара 60-ОП паропроизводительностью 12 т/ч был пущен в России на ТЭЦ ВТИ в ноябре 1949 г.

Первая энергоустановка ССКП мощностью 325 МВт на начальные давление и температуру острого пара 35,9 МПа 648 оС начала работать в США на Эддинстоун-1 в 1954 г [1].

Примером достижения научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ по увеличению эффективной работы традиционных энергоустановок, работающих на угле, являются технологии применения суперсверхкритических параметров. Данная технология уже подтвердила высокие показатели надежности и эффективности работы на современной японской мощной пылеугольной электростанции бухты Татибана мощностью 1050 МВт на начальные параметры пара перед турбиной 25 МПа, 600 оС, 610 оС [2].

Состояние российской энергетики на данное время требует внедрения комплексных инвестиционных проектов с целью наращивания энергетических мощностей [3].

Повышение эффективности энергоблоков ТЭС – актуальная задача, которая способна в совокупности решить сразу несколько проблем [4]:

увеличение КПД тепловых станций;

уменьшение загрязняющих выбросов в виде оксидов азота, сернистых соединений и углекислого газа;

активное вовлечение в энергетику твердого топлива запасов которого, в отличие от газообразного, хватит на сотни лет.

В настоящее время в европейских странах, Японии, США и Китае действуют более 40 энергоблоков на суперсверхкритические параметры пара, сжигающих угольное топливо. В период до 2015 года в этих странах планируется ввести в эксплуатацию более 50 тепловых энергоагрегатов на угольном топливе мощностью 500 – 1100 МВт [4].

Основным направлением отечественного развития перспективных угольных энергоблоков ССКП является внедрение и освоение унифицированных энергоблоков мощностью 660 МВт с начальными параметрами пара: $t_0=600$ оС и $p_0=30$ МПа. Паровой котел разработан ОАО «ЭМАльянс» и ОАО «ВТИ», паровая турбина спроектирована и построена ОАО «Силовые машины». Предполагается достичь экономических показателей блока ССКП: КПД котла до 94 %, КПД турбоустановки на уровне 48 % и КПД блока в итоге до 45 % [5].

Замещение существующих угольных энергоблоков, выработавших свой проектный ресурс, на энергоблоки ССКП технически возможно, экономически и экологически целесообразно, так как обеспечивает:

- максимальное увеличение термодинамического КПД до 15 % (абс);
- сокращение удельного расхода топлива на выработку электроэнергии на 10–20 % (отн);
- снижение концентрации CO₂ в дымовых газах на 90–120 г/кВт·ч;
- максимальное использование инфраструктуры действующей ТЭС с экономией на 30–40 % капитальных затрат и сокращением на 2–3 года срока сооружения по сравнению с сооружением энергоблока на сверхкритические параметры.

В [5] показано, что в России в качестве приоритетного развития энергетики в ближайшем будущем предлагается внедрять унифицированные блоки на суперсверхкритические параметры пара перед турбиной мощностью 330 и 660 МВт (30 МПа, 600 оС). Уже на начальном этапе реализации программы использования ССКП и унификации оборудования можно получить: удельное потребление топлива на выработку электроэнергии ниже на 20 %; снижение себестоимости отпускаемой электроэнергии на 15 %; сокращение выбросов парниковых газов в атмосферу на 20–30 % ниже существующего; соответствие современным требованиям выбросов вредных веществ в окружающую среду.

Центральной проблемой разработки энергоблоков ССКП явилось создание металлов с необходимыми характеристиками работы в экстремальных условиях: длительной прочности, трещиностойкости и малоциклового усталости [6].

Для этого в первую очередь было разработано и освоено производство нового класса жаропрочных материалов, в частности, для таких ответственных высокотемпературных и высоконагруженных элементов оборудования, как роторы паровых турбин, паропроводы, пароперегреватели и коллекторы котельного оборудования.

Конструкционные материалы для этих элементов должны соответствовать следующим требованиям:

- необходимая длительная прочность за ресурс 200 тыс. ч при рабочей температуре 600 оС и выше;
- высокая длительная пластичность;
- оптимальное значение критической температуры хрупкости;
- сохранение высокого уровня пластичности и вязкости материала в течение всего эксплуатационного периода;
- удовлетворительная сопротивляемость коррозионному воздействию высокотемпературной паровой среды, продуктов сгорания топлива (для поверхностей нагрева);
- высокая технологичность в условиях металлургического и машиностроительного передела (при выплавке, ковке, горячей деформации, сварке и термообработке).

При разработке новых материалов применен метод многокомпонентного легирования, который дал возможность получать высокие жаропрочные свойства при минимальном содержании дорогих и дефицитных легирующих элементов. По этому методу разработаны зарубежные и отечественные стали, применяемые для оборудования блоков ССКП: X10CrMoVNb (P-91), 10X9MФБ (Ди 82), X11CrMoWVNb (E-911), X10CrMoWVNbN (P-92) и др.

Разработанные и внедряемые сегодня в зарубежной и отечественной энергетике современные высокожаропрочные хромистые стали мартенситного (мартенситно-ферритного) класса, изготовленные с использованием специальных технологий выплавки, деформации и термической обработки, должны обеспечить следующий уровень требований, предъявляемых к материалу ротора [4]:

- длительная прочность не менее 70–100 МПа при температуре 600–620 оС и ресурсе 100 тыс. ч;
- длительная пластичность не менее 10 %;
- вязкость разрушения не менее 70 МПа·м²;
- критическая температура хрупкости не выше 20–40 оС.

С повышением параметров пара помимо технических проблем большое значение приобретает экономический аспект: стоимость элементов конструкций из жаропрочных никелевых сплавов возрастает с повышением жаропрочности экспоненциально и более чем в 10 раз превышает стоимость хромомолибденовых сталей, применяемых на современных котлах с ССКП [7].

Перспективой повышения потенциала рабочей среды в проточной части турбины на энергоблоках ССКП может быть использование второй ступени промперегрева, которая может уменьшить влажность на выходе от 15 % до 5 % и капельно-ударный износ рабочих лопаток последних ступеней ЦНД. Такая схема пароводяного цикла на суперсверхкритическое давление с двумя промперегревами реализована на энергоблоке мощностью 375 МВт Nordjylland в Дании. В схеме энергоблока используются также 10 ступеней регенеративного подогрева основного конденсата и питательной воды, которая позволяет нагреть питательную воду до температуры 300 оС. Такая компоновка схемы позволяет достичь КПД до 47 % [8].

Большую роль в повышении экономичности энергоблоков ССКП имеет совершенствование основного и вспомогательного оборудования, в первую очередь, турбин, котлов и насосов.

Так на немецкой ТЭС (г. Боксберг) мощностью 907 МВт были достигнуты рекордные внутренние относительные КПД турбины: ЦВД – 94,2% и ЦСД – 96,1%. Российским заводом ЛМЗ изготавливаются турбины, разработанные ОАО «Силовые машины», мощностью 330 и 660 МВт с однопоточным ЦСД [6]. Относительные внутренние КПД ЦВД, ЦСД, ЦНД турбины мощностью 660 МВт находятся на уровне 93%, 94,5%, 88%. Положительный опыт в эксплуатации паровой турбины ЛМЗ К-330-240-2, работающей на ССКП имеет энергоблок №3 Каширской ГРЭС [9]. Предлагается к разработке вариант турбины К-900-30 с одним или двумя четырехступенчатыми ЦНД [10].

При разработке паровых котлов нового поколения большое внимание уделено эффективным способам сжигания угля, так предлагается широкое использование сжигание в циркулирующем кипящем слое (ЦКС), применение газификации угля.

На блоке мощностью 660 МВт по [5] предлагается использовать паровой котел башенной компоновки с системой селективного каталитического восстановления (СКВ), номинальной паропроизводительностью 1750 т/ч. Расчетный КПД котла находится в районе 94,5%. Номинальные параметры пара 29,4 МПа и 610/620 оС. На Каширской ГРЭС применяется двухкорпусный прямоточный паровой котел П-50Р – Пп-1050-25-545 с системой конверсии газов в жидкость (КГЖ), производительностью 1050 т/ч с начальными давлением и температурой пара 25 МПа и 545 оС, принятый в эксплуатацию еще в 1968 году, разработанный ОАО «ЗиО-Подольск» [10].

Для повышения давления до требуемого значения на мощных блоках ССКП разрабатываются насосы нового поколения [11]. Предлагаются инновационные идеи по созданию и совершенствованию конструкций современных питательных и бустерных насосов. В [12] представлена концепция и описание конструкции нового модернизированного питательного турбонасоса ПТН 1150-340-М для применения на блоке 330 МВт.

Перспективным является применение для привода питательных насосов (ПН) газотурбинных двигателей (ГТД) [13, 14], которые достигли эффективного КПД 35–40 %. При этом использование теплоты их уходящих газов в котле или для нагрева питательной воды позволяет увеличить коэффициент использования тепла до 85 %. Кроме того, большой коэффициент избытка воздуха в уходящих газах ГТД позволяет разгрузить на 25–30 % дутьевые вентиляторы. В результате применение ГТД для привода ПН вместо электродвигателей позволяет на 3–3,5 % сократить затраты электроэнергии на собственные нужды энергоблока ССКП, а – вместо парового турбопривода ПН на 2,5–3 % увеличить отпуск электроэнергии. При отсутствии природного газа на ТЭС для привода ГТД потребуется установка газификации угля.

Также перспективным направлением является применение бинарного цикла [15]. При этом верхний цикл работает на водяном паре, а нижний – на низкикипящем веществе (НКВ). Применение НКВ позволяет понизить температуру отвода тепла в конденсаторе и в результате повысить термический КПД цикла, а также существенно уменьшить габариты работающей на НКВ части турбины и конденсатора и отказаться от системы отсоса воздуха из конденсатора.

Список литературы:

1. Ильин Е.Т., Тишин С.Г. Опыт использования суперсверхкритических параметров пара. // Перспективные технологии и энергоустановки для производства тепловой и электрической энергии: URL: <http://nst.e-apbe.ru/book/6.1.4.pdf> (дата обращения 12.11.2013).
2. Мураяма Х., Секита М. Опыт эксплуатации электростанций, работающих при сверхкритических параметрах, и опыт применения других передовых технологий. // Энергохозяйство за рубежом. – 2003, – №10. – С. 58–68.
3. Русских Е.Е., Ноздренко Г.В. Определение эффективности строительства новых генерирующих

- мощностей на базе ЦКС – технологий. // Проблемы теплоэнергетики. – 2007, – № 9. – С. 10–19.
4. Дуб А.В., Скоробогатых В.Н. Материаловедческая и технологическая база для создания перспективного теплового энергооборудования. // Теплоэнергетика. – 2012, – №4. – С. 7–13.
 5. Тумановский А.Г., Алтухов М.Ю., Шварц А.Л. Разработка пылеугольного энергоблока на суперкритические параметры пара мощностью 660 МВт. // Электрические станции. – 2010. – №1. – С. 18–27.
 6. Трухний А.Д. Новый энергоблок на суперсверхкритические параметры пара. // Теплоэнергетика. – 1998 – №5. – С. 61–72.
 7. Рогалев Н.Д., Голодницкий А.Э., Тумановский А.Г. Состояние разработок в области создания угольных паротурбинных электростанций с параметрами пара, превышающими 30,5 МПа и 700 оС. // Электрические станции. – 2013. – №3. – С. 12 – 21.
 8. Ковецкий В.М., Ковецкая М.М. Повышение энергоэффективности угольных энергоблоков и уменьшение выбросов CO₂. // Тепловая энергетика. – 2009. – №8. – С. 21–25.
 9. Торхунов С.Ф., Шварц А.Л., Авруцкий Г.Д. Освоение и эксплуатация блока №3 Каширской ГРЭС. // Электрические станции. – 2012. – №6. – С.13–21.
 10. Хоменок Л.А., Моисеева Л.Н., Бреус В.И., Пичугин И.И. Конструктивные решения по основному и вспомогательному оборудованию для перспективных угольных энергоблоков. // Теплоэнергетика. – 2012. – №6. – С. 3–6.
 11. Моргунов Г.М. Разработка насосов нового поколения питательной системы мощных энергоблоков. // Теплоэнергетика. – 2013. – №2. С. 42–53.
 12. Демьянов В.А. Пылев И.М., Ильин С.Я., Александров В.А. Разработка на ЛМЗ модернизированных питательных насосов для крупных блоков ТЭС. // Вестник Южно-Уральского государственного университета. – 2005. – №1 (41). – С. 47–57.
 13. Галашов Н.Н. Эффективность замены парового турбопривода механизмов собственных нужд энергоблоков ТЭС газотурбинным приводом. // Известия Томского политехнического университета. – 2012. – Том 321. – № 4. – С. 7–11.
 14. Галашов Н.Н. Эффективность использования газотурбинных двигателей для привода механизмов собственных нужд ТЭС. // Электрические станции. – 2013. – №2. – С. 32–35.
 15. Канаев А.А., Копп И.З. Неводяные пары в энергомашиностроении. – Л.: Машиностроение, 1973. – 216 с.

Повышение эффективности систем вентиляции с теплоутилизационными установками

Степанова А.А., Таркаева А.Д., Цынаева А.А.

Самарский государственный архитектурно-строительный университет, Россия, г. Самара
tarkaeva93@mail.ru

На современном этапе развития экономики все чаще поднимается вопрос об энергоэффективности [1]. В системах вентиляции и кондиционирования этот вопрос так же актуален. Посредством вытяжной системы вентиляции удаляется воздух из здания. Как правило, температура удаляемого воздуха намного больше, чем температура воздуха из окружающей среды. Т.е. энергия затрачивается на нагрев приточного воздуха, поступающего в помещение, а затем выбрасывается в атмосферу вместе с удаляемым вытяжным воздухом.

Для возврата и полезного использования этой энергии существует несколько способов. Например, устройство системы вентиляции с рециркуляцией. Однако такие системы возможны только в зданиях, где нет значительного выделения вредных веществ. Это связано с достаточно большими затратами на очистку вытяжного воздуха перед смешением с наружным [2].

В качестве другого метода утилизации тепла в вентиляции может использоваться рекуперация [2,3].

В настоящее время к наиболее распространенным теплообменникам можно отнести: роторные, пластинчатые, рекуператоры с промежуточным теплоносителем, камерные рекуператоры, установки с тепловыми трубами [4].

Для систем вентиляции наиболее эффективными оказываются роторные теплообменники (рис. 1), которые включают в себя камеру, ротор, выполняемый, как правило, из алюминия [6].

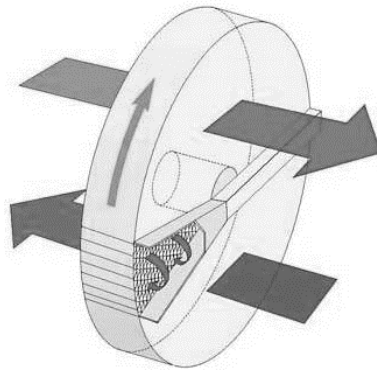


Рис. 1. Принцип работы роторного рекуператора

Роторный теплообменник с развитой поверхностью теплообмена, структура которой представлена на рис. 2, приводится в движение мотором-редуктором с возможностью реализации частотного регулирования. Сам роторный теплообменник представляет собой цилиндр, внутри которого располагаются слои гофрированной алюминиевой фольги, чередующиеся со слоем гладкой фольги [7]. Своеобразные каналы, по которым проходит воздух, могут быть различной геометрии, что зависит от высоты волны алюминиевой фольги (рис. 3). Роторный теплообменник является противоточным теплообменником. Между встречными потоками воздуха происходит теплообмен по регенеративному принципу. Вытяжной воздух, проходя через сектор роторного теплообменника, отдает тепло сектору насадки (слоям алюминиевой фольги). При вращении вала роторного теплообменника нагретый сектор насадки попадает во встречный поток наружного воздуха. При взаимодействии с которым, этот сектор насадки роторного теплообменника охлаждается, отдавая свое тепло воздуху, поступающему в помещение.

Чем мельче каналы (рис. 2), тем больше площадь поверхности теплообмена, а, значит, выше значение передаваемого теплового потока от удаляемого воздуха к приточному. Однако, при этом происходит значительный рост гидравлического сопротивления устройства.

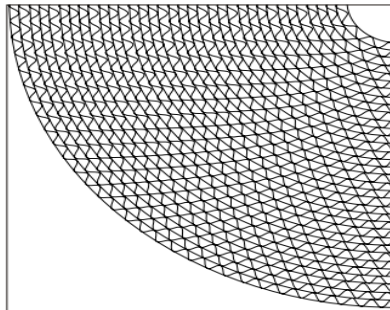


Рис. 2. Геометрическая структура насадки роторного теплообменника

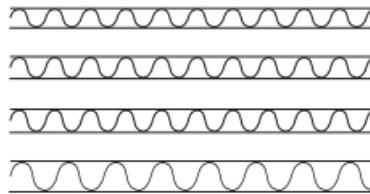


Рис. 3. Волны фольги

Высота волн (рис. 3) зависит от условий использования роторного теплообменника, определяется в зависимости от загрязненности удаляемого из помещений воздуха и уровня температур вытяжного и приточного воздуха.

В настоящее время предполагается проведение исследования, цель которых заключается в повышении эффективности систем вентиляции и установок для них.

Для повышения эффективности роторных теплообменников в системах вентиляции предлагается выполнять поверхность алюминиевой насадки с лунками овально удлиненного

профиля [5]. В результате исследований [5] обнаружено, что при определенных параметрах воздуха и геометрических размеров углублений сопротивление облуненной поверхности может быть таким же, как сопротивление гладкой поверхности. Нашей исследовательской группой в дальнейшем предполагается проведение экспериментальных и численных исследований характеристик гидравлического сопротивления и теплообмена облуненной поверхности для параметров, реализуемых в системах вентиляции общественных и промышленных зданий.

Список литературы:

1. Федеральный закон от 23.11.2009 N 261-ФЗ (ред. от 02.07.2013) «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_148960/
2. Каменев П.Н., Тертичник Е.И. Вентиляция. – М.: Изд. АСВ, 2008. – 624 с.
3. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС: Учеб. пособие для ВУЗов. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.
4. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. – 9-е изд., стереот. – М.: Изд. МЭИ, 2010. – 472 с.
5. Титов А. А. Экспериментальное исследование влияния поверхностных углублений на теплообмен и сопротивление в потоке сжимаемого газа // Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. – М.: Изд. ОИВТ РАН, 2010. – 20 с.
6. <http://nrgsaver.ru/vse-o-teplovyh-nasosah/rekuperacija-tepla.html>
7. <http://www.c-o-k.ru>

Повышение коэффициента использования топлива котельными установками за счет снижения потерь с уходящими газами

Тарабрина О.М., Цынаева А.А.

Самарский государственный архитектурно-строительный университет, Россия, г. Самара
olechka.1692.92@mail.ru

В настоящее время температура уходящих дымовых газов за котельным агрегатом обуславливается следующими факторами: необходимостью увеличения естественной тяги для предотвращения конденсации водяных паров, негативно отражающейся величине напора дымососа и резерве работы оборудования. Эту температура принимают порядка 120...130 °С при сжигании природного газа [1]. При этом теплота уходящих газов и скрытая теплота парообразования (конденсации) водяных паров может быть полезно использована за счет метода глубокой утилизации теплоты уходящих дымовых газов. Такой метод позволяет увеличить КПД котельной установки на 2... 7% [1,3].

Данная тема является актуальной, так как большое количество тепла выбрасывается в атмосферу с уходящими с дымовыми газами. Для снижения теплового загрязнения окружающей среды предлагаются различные решения, позволяющие полезно использовать эту теплоту. В работе предлагается рассмотреть ряд подобных разработок, проанализировать их работу, сравнить возможности, выявить преимущества и недостатки.

Метод глубокого охлаждения дымовых газов с использованием контактных теплоутилизаторов-экономайзеров получил значительное распространение [1,2].

Принцип действия таких экономайзеров (рис. 1) заключается в следующем: холодная вода, подаваемая в экономайзер, охлаждает уходящие от котлов дымовые газы, проходя через слой пассивной насадки [1], стекая по ней в виде тонкой пленки. На поверхности пленки происходит теплообмен между холодной водой и горячими дымовыми газами. В нижней части экономайзера скапливается нагретая вода, и направляется на производственные нужды, а охлажденные дымовые газы отводятся из верхней части экономайзера.

Рассматриваемый теплоутилизатор-экономайзер обладает достаточно высокой тепловой эффективностью, однако имеет и свои особенности. Одна из основных особенностей, заключается в том, что качество нагретой воды не соответствует требованиям ГОСТ 51232 – 98 к питьевой воде. Так, как вода в процессе контактного подогрева в теплоутилизаторе насыщается различными соединениями (в том числе, токсичными), входящими в состав дымовых газов. В этой связи, такую воду можно использовать исключительно на производственные нужды (на собственные нужды котельной, на нужды промышленных предприятий).

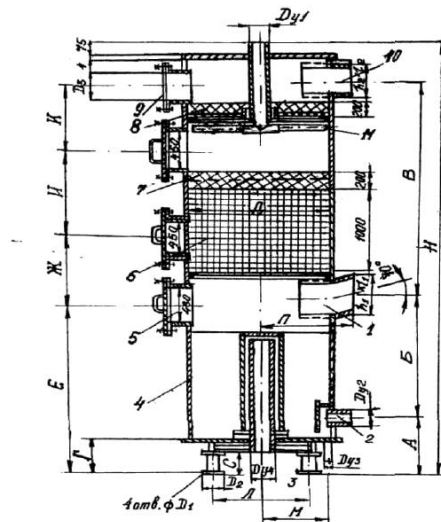


Рис. 1. Схема блочного контактного экономайзера: 1 – входной патрубок горячих газов; 2 – штуцер для отвода горячей воды; 3 – переливной патрубок; 4 – корпус; 5 – люк; 6 – слой кольцевых насадок; 7 – слой кольцевых насадок, загруженных навалом; 8 – капле улавливающий насадочный слой; 9 – люк; 10 – патрубок для отвода охлажденных газов; 11 – водораспределитель

В настоящее время получают распространение когенерационные системы (рис.2) на основе паровой котельной установки [4] с использованием теплоты уходящих газов.

Рассматриваемая система (рис.2) предназначена для одновременной выработки электроэнергии и тепла. Принцип действия системы заключается в том, что вырабатываемый пар из котла, под высоким давлением проходит через паровую турбину, где за счет вращения лопаток турбины производится механическая энергия, преобразуемая в электрическую электрогенератором.

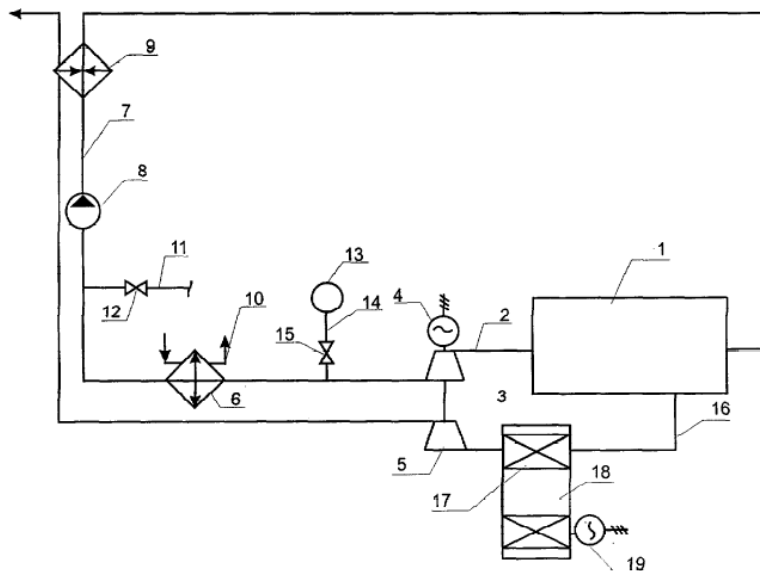


Рис. 2. Схема когенерационной системы: 1 – паровой котел; 2 – линия пара; 3 – турбина; 4 – электрогенератор; 5 – компрессор уходящих дымовых газов; 6 – конденсатор пара; 7 – линия конденсата; 8 – циркуляционный насос; 9 – теплообменник – подогреватель; 10 – система внешнего теплоснабжения; 11 – регулирующий вентиль; 12 – регулировочный вентиль; 13 – потребитель пара; 14 – линия; 15 – регулирующий вентиль; 16 – дымоход; 17 – нагреватель; 18 – Двигатель Стирлинга; 19 – электрогенератор

Отличительная особенность установки заключается в следующем: энергия дымовых газов на выходе из котла используется для работы двигателя Стерлинга, а энергия пара, срабатываемая в турбине, расходуется на работу привода компрессора для сжатия удаляемых дымовых газов после двигателя Стерлинга. Таким образом, параметры уходящих дымовых газов увеличиваются (давление и температура). После компрессора дымовые газы направляются в теплообменник-подогреватель, в котором за счет теплообмена с уходящими дымовыми газами происходит нагрев подпиточной воды и конденсата.

Такая система имеет ряд преимуществ: автономность; достаточно высокая эффективность использования топлива; снижение затрат на передачу электрической энергии; размещение непосредственно у потребителя.

Основные недостатки системы (рис. 2) заключаются в ограничении мощности, наличии установок с вращающимися элементами с высокой величиной износа, необходимость привлечения высококвалифицированного персонала для обслуживания установки (рис. 2). Путем решения проблемы ограниченной мощности может служить установка нескольких когенерационных установок, в том числе резервных установок, которые будут обеспечивать бесперебойную и надежную работу системы. Остальные недостатки могут быть скомпенсированы преимуществами таких когенерационных систем.

На (рис.3) представлена котельная установка [3], используемая для теплоснабжения предприятий, за счет установленной системы газолучистого отопления с излучающими панелями. В данной установке осуществляется утилизация теплоты уходящих дымовых газов.

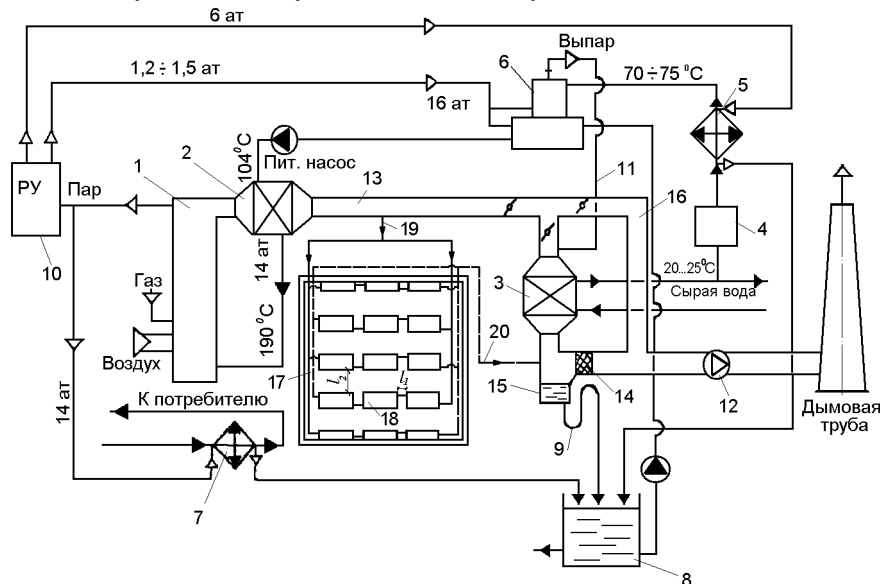


Рис. 3. Котельная установка: 1 – паровой котел; 2 – водяной экономайзер; 3 – теплоутилизатор; 4 – теплообменник химически очищенной воды; 5 – теплообменник; 6 – термический деаэратор; 7 – теплообменник; 8 – сборный конденсатный бак; 9 – гидравлический затвор; 10 – редуцирующая установка; 11 – трубопровод пара; 12 – дымосос; 13 – основной газоход; 14 – сепарационное устройство; 15 – сборник конденсата; 16 – байпасный газоход; 17 – система газолучистого отопления; 18 – излучающие панели; 19 – отвод; 20 – обратный газоход

Вода изначально поступает в теплоутилизатор, где она подогревается, затем направляется в систему химводоочистки (ХВО). После чего, вода поступает в теплообменник, где происходит ее нагрев. Нагретая вода поступает в термический деаэратор, затем в экономайзер для дальнейшего подогрева, а далее направляется в котел. Вырабатываемый в котле пар поступает в теплообменник, где конденсируется. Полученный конденсат отводится в конденсатный бак, а пар направляется на нужды потребителей. Часть пара из котла подается в редуцирующую установку, где происходит снижение давления пара. Этот пар подается в теплообменник в качестве греющего теплоносителя, а так же в термический деаэратор для деаэрации воды из подпиточного бака.

Для создания тяги в дымовой трубе при выбросе дымовых газов в атмосферу используется дымосос. Дымовые газы из парового котла направляются в водяной экономайзер, где охлаждаются. Этот поток дымовых газов далее направляется по основному газоходу, разделяясь на три части. Первая часть дымовых газов поступает в теплоутилизатор, вторая часть движется по байпасному газоходу, не охлаждаясь, а третья часть подается в систему газолучистого отопления с излучающими панелями. В теплоутилизаторе происходит передача тепла исходной воде, при этом часть дымовых газов охлаждается вместе с выпаром из термического деаэратора, и направляется в сепарационное устройство. Поток дымовых газов, поступивший в систему газолучистого отопления, охлаждается за счет передачи тепла излучением помещению промышленного цеха. Благодаря такой системе отопления достигаются комфортные условия в помещении промышленного цеха. По обратному газоходу из системы газолучистого отопления в сепарационное устройство подается поток охлажденных дымовых газов. Охлажденные дымовые газы после смешиваются с неохлажденными дымовыми газами, проходящими по байпасному газоходу, что позволяет предотвратить выпадение конденсата на поверхностях газохода и дымовой трубы. Дымовые газы дымососом отводятся через дымовую трубу в атмосферу. Таким образом, обеспечивается эффективное охлаждение дымовых газов за счет утилизации тепла в теплоутилизаторе и в системе лучистого отопления, и снижаются затраты на отопление промышленного предприятия.

Исходя из вышесказанного, можно сделать вывод о том, что очевидная необходимость повышения эффективности энергетических установок [6] делает востребованным использование установок, способствующих глубокому охлаждению дымовых газов. Так как, на сегодняшний день подавляющее большинство паровых и водогрейных котельных агрегатов, сжигающих природный газ, не оснащены установками, использующими скрытую теплоту парообразования водяных паров, это тепло теряется вместе с уходящими газами.

Рассмотренные выше установки могут значительно увеличить КПД. Помимо повышения КПД, установки могут выполнять другие полезные функции, например, такие как: выработка электроэнергии, отопление помещений промышленных объектов и т.д.

Кроме того, при использовании таких установок происходит уменьшение выбросов загрязняющих веществ в атмосферу. Это будет способствовать повышению экологической безопасности энергетической отрасли.

Список литературы:

1. Кудинов А.А. Энергосбережение в теплогенерирующих установках. – Ульяновск: УлГТУ, 2000. – 139 с.
2. Аронов И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа – 2 – е изд., перераб. и доп. – Л. : Недра, 1990. – 280 с.
3. Голдарев С.В., Дюкарев И.Е. Об эффективности применения теплоутилизаторов для теплоты в теплоэнергетике // Электронное издание <http://www.lib.tpu.ru/fulltext/c/2012/C03/036.pdf>.
4. Котельная установка: пат. 2334913 Рос. Федерация. № 2007106471/06; заявл. 20.02.2007; опубл. 20.02.2007, Бюл. № 27. – 6 с.
5. Когенерационная система на основе паровой котельной установки с использованием теплоты уходящих газов: пат. № 2278279 Рос. Федерация. № 2004112207/06; заявл. 21.04.2004; опубл. 21.04.2004, Бюл №17. – 5 с.
6. Федеральный закон от 23.11.2009 N 261-ФЗ (ред. от 02.07.2013) «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_148960/.

Повышение эффективности работы питательных насосов производственно-отопительных котельных

Салов А.Г., Гаврилова А.А., Штыкова Н.В., Петрова К.Н.

*Самарский государственный архитектурно-строительный университет, Россия, г. Самара
natylichka.smile@bk.ru*

Повышение энергоэффективности в настоящее время определено важнейшим среди основных приоритетов модернизации и технологического развития экономики страны. Это направление является системообразующим, оно взаимосвязано со всеми остальными сферами

деятельности и в определяющей степени влияет на результативность работы в других важнейших направлениях экономического развития.

Энергоэффективность экономики России является весьма низкой, и после 1990 года она продолжает падать. Удельные энергетические затраты российской экономики возросли с 1990 до 2008 года в 1,45 раза. В настоящее время энергоёмкость российского валового внутреннего продукта выше, чем в передовых экономически развитых странах, в 2,5-3,5 раза.

Такие высокие энергетические затраты значительно уменьшают конкурентоспособность российской экономики, что дополнительно ухудшает экономическую обстановку в стране в период мирового системного кризиса. Повышаются тарифы на тепловую и электрическую энергию, снижается жизненный уровень населения, исчезают стимулы к развитию реального производства, к вложению инвестиций в инновационные проекты, как в сфере энергосбережения, так и в других отраслях.

Потенциал энергосбережения в России огромен. Затраты на реализацию энергосберегающих мероприятий в три раза меньше, чем альтернативные капитальные вложения, требуемые для наращивания производства такого же количества энергии.

В сфере производства тепловой энергии снижение эффективности связано, главным образом, с кризисным поведением промышленного производства, вызвавшим значительное сокращение объёмов и изменение структуры выработки как тепловой, так и электрической энергии. При этом нарушились нормативные производственные технологии, и энергетическое оборудование стало вынужденно работать в нерасчетных режимах.

В результате структурных перестроек промышленного производства отдельных отраслей промышленности одна из производственно-отопительных котельных после 2000 года превратилась в отопительную котельную. Общая нагрузка котельной упала почти до 50%, а в течение летнего сезона, когда отопительная нагрузка отсутствует, она вырабатывает не более 15% от максимальной нагрузки.

В этих условиях более чем в два раза выросли относительные затраты электрической энергии на привод вспомогательного оборудования котельной. В общей структуре затрат электрической энергии на собственные нужды котельной 30-40% составляет привод питательных насосов [1].

В данной работе приводится оценка эффективности применения регулируемого привода питательных насосов котельной.

На рисунке 1 приведены графики изменения потребляемой электрической энергии электродвигателем питательного при регулировании его производительности напорной задвижкой (кривая 1) и частотно-регулируемым приводом (кривая 2).

Из приведённых зависимостей видно, что при нагрузках в диапазоне от 30% до 80% частотное регулирование даёт существенное снижение потребляемой электрической энергии.

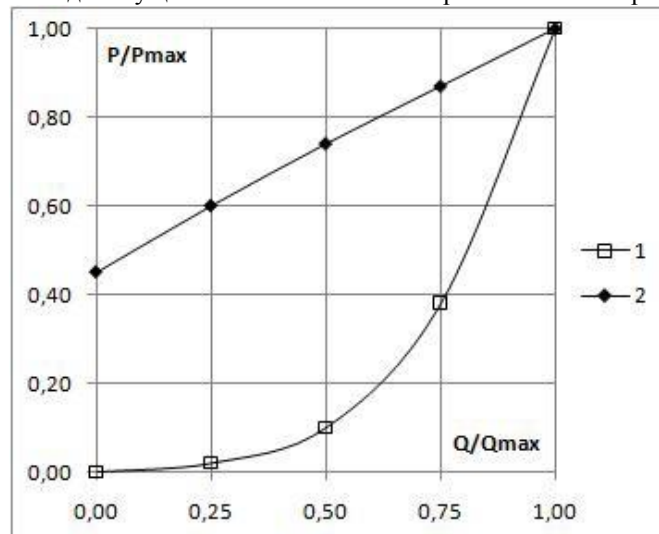


Рисунок 1. Зависимость энергетических затрат при регулировании расхода питательного насоса. 1 – регулирование производительности задвижкой на напоре, 2 – регулирование производительности насоса частотно-регулируемым приводом.

В работе приводится оценка эффективности применения частотно-регулируемого привода питательным насосом котельной. Три питательных насоса работают параллельно, поэтому на одном из них предлагается установить частотно-регулируемый привод, и этот насос будет работать в режиме регулирования на пониженных нагрузках.

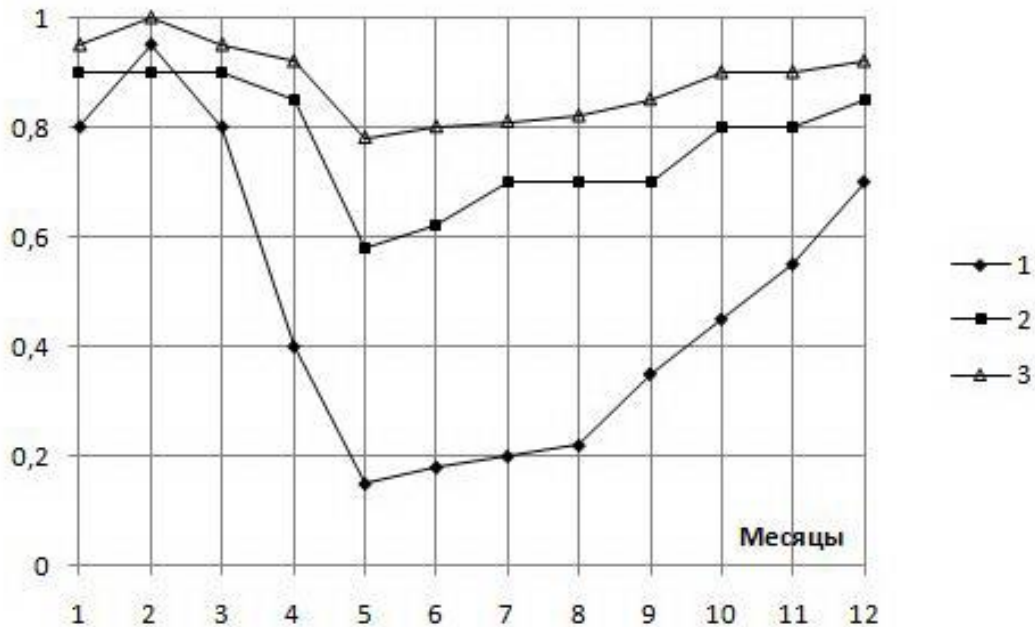


Рисунок 2. Графики изменения среднемесячной производительности питательного насоса, среднемесячных относительных величин потребляемой энергии при различных способах регулирования. 1- график потребления энергии при регулировании задвижкой на напоре, 2 – график изменения среднемесячной производительности питательного насоса, 3 - график потребления энергии при регулировании производительности частотным приводом.

Из анализа режимов работы питательного насоса за предыдущий календарный год оценивается среднемесячная его нагрузка. Динамика изменения нагрузки питательного насоса в относительных величинах приведена на рисунке 2 (кривая 2).

Из приведенной зависимости видно, что питательный насос в течение всего года работает с пониженной нагрузкой. В летний период нагрузка питательного насоса снижается до 60-65%. При такой производительности имеет место значительный перерасход электрической энергии, как следует из сопоставления кривых 1 и 2 на рисунке 1.

По рассчитанным нагрузкам определяем электрическая мощность двигателя насоса для каждого месяца при регулировании его производительности задвижкой на напоре по следующей формуле [2]:

$$P_э = \frac{Q_H \cdot H_H}{3600 \cdot 102 \eta}, \text{ кВт},$$

где Q_H - средняя производительность питательного насоса, [м³/час]; H_H -напор насоса, [метры водяного столба], η - коэффициент полезного действия насоса.

Результаты расчёта приведены на рисунке 2 (кривая 1). Из анализа зависимостей 1 и 2 следует, что при снижении нагрузки насоса расход электрической энергии снижается незначительно. В мае месяце насос работал с нагрузкой 65% от номинальной, при этом он потреблял 80% электрической энергии.

Оценим потребляемую электрическую энергию насос в случае установки частотно-регулируемого привода при работе на этих же нагрузках по соотношению:

$$P_{\text{чрп}} = P_{\text{max}} \left(\frac{Q_H}{Q_{\text{max}}} \right)^3, \text{ кВт},$$

где P_{max} - мощность электродвигателя при номинальной производительности, [кВт];

Q_{max} - номинальная производительность питательного насоса, [м³/час]; Q_H - среднемесячная производительность питательного насоса, [м³/час].

Результаты расчетов приведены на рисунке 2 (кривые 1 и 2). Анализ этих зависимостей показывает, что при применении частотно-регулируемого привода значительно сокращается расход электрической энергии на собственные нужды вспомогательного оборудования котельной.

Список литературы:

1. Гаврилова А.А., Салов А.Г. Направления повышения энергоэффективности теплоэлектроцентралей – Труды пятой международной школы-семинара молодых ученых и специалистов «Энергосбережение Теория и практика. – М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – 163-169 с.
2. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) – Издательство НПО ЦКТИ, СПб, 1998. – 257 с.

Импульсная очистка теплообменного оборудования

Шумаева Е.А.

Казанский Государственный Энергетический Университет, Россия, г. Казань

evgenija.shumaeva@rambler.ru

Система шариковой очистки (сокращенно СШО) - современное техническое решение. Система шариковой очистки предназначена для поддержания в исходно-чистом состоянии как внутренней поверхности трубок теплообменника, так и межтрубного пространства.

Основной причиной ухудшения эксплуатационных свойств теплообменника по сравнению с нормативными значениями (до 90 %) является загрязнение трубок и межтрубного пространства с водяной стороны. Образующиеся отложения ухудшают теплопередачу и являются одной из причин их коррозионного разрушения. Система шариковой очистки – уникальная энергосберегающая технология, дающая быстрый и ощутимый экономический эффект [1].

Предлагается усовершенствование существующей технологии СШО путем создания гидравлических пульсаций. Это усовершенствование позволяет:

- повысить качество очистки
- снизить потребление электроэнергии
- уменьшить время обработки

Устройство шариковой очистки межтрубного пространства теплообменного аппарата представляет собой технологическую систему, присоединяемую к основному тракту охлаждающей воды непосредственно перед и после теплообменника (рис. 1). Пористые резиновые шарики, диаметр которых на 1÷2 мм больше внутреннего диаметра труб теплообменника, вводятся в контур циркуляционной системы в напорный водовод перед теплообменником.

После прохождения через межтрубное пространство теплообменника шарики улавливаются специальной сеткой, установленной в сливном водоводе вблизи выходной водяной камеры теплообменника (или непосредственно в камере). Из выходного патрубка шарикоулавливающей сетки внешним трубопроводом шарики с потоком воды подводятся к водоструйному эжектору (или насосу), который подает шарики снова в напорный патрубок, замыкая контур циркуляции.

Было решено модернизировать данную систему шариковой очистки и установить теплообменный аппарат в рабочей зоне пульсационного аппарата U-образной формы, который состоит из двух колен, с соответствующими площадями поперечного сечения S1 и S2. Условно весь аппарат можно разделить на четыре зоны: пульсационную камеру, загрузочно-транспортную зону, рабочую зону и разделительно-разгрузочную зону.

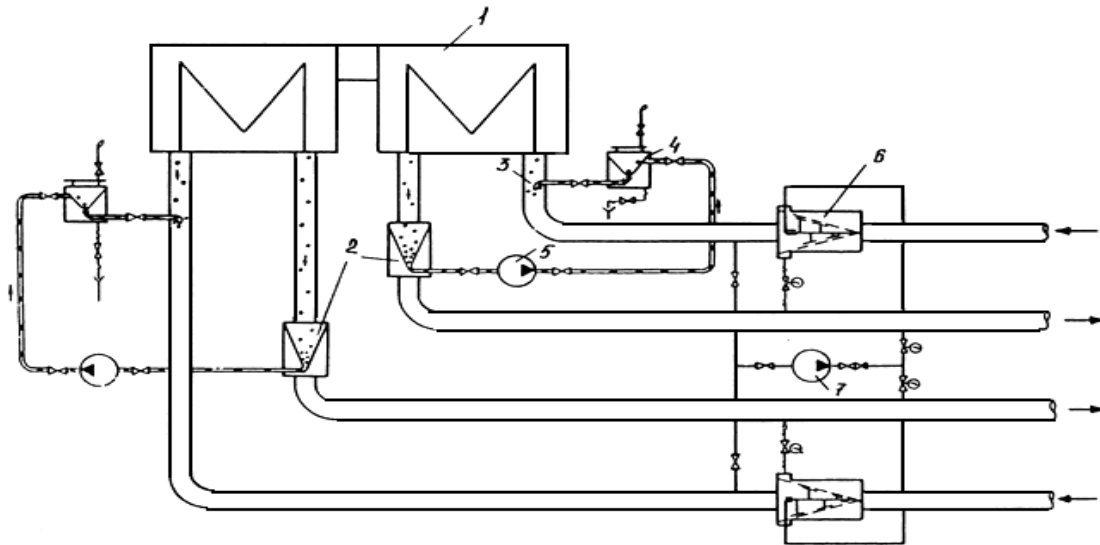


Рис. 1. Принципиальная схема установки шариковой очистки теплообменного аппарата:
1 -теплообменник; 2 - шарикоулавливающее устройство; 3 - узел ввода шариков в циркуляцию; 4 - загрузочная камера; 5 - насос сортировки шариков; 6 - осевой фильтр предочистки; 7 - насос промывки фильтров

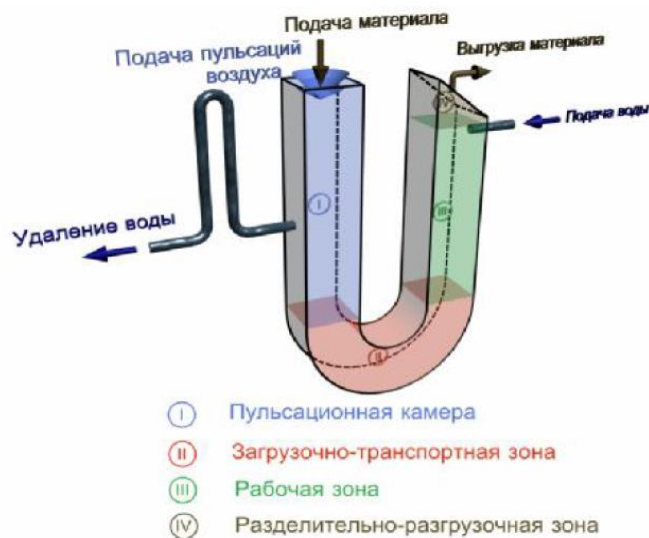


Рис. 2.10. Схема разрабатываемого пульсационного аппарата.

После того, как шарики достигают загрузочно-транспортной зоны 2, в аппарат через колено 1 осуществляется подача пульсаций воздуха. За счет пульсаций, создаваемых компрессором, аппарат работает в непрерывно-периодическом режиме, т.е. пульсационно. Пульсационная пневматическая система, управляемая автоматическим устройством (УВМ) подает воздух через клапан, соединенный с аппаратом в колено 1 в пульсационную камеру. Давление воздуха приводит в движение жидкую фазу, которая, в свою очередь, увлекает за собой шарики. Происходит очистка межтрубного пространства шариками. УВМ регистрирует время длительности периода транспорта, и подает команду о закрытии клапана. После закрытия клапана, давление в колене 1 постепенно срабатывается, и жидкая фаза возвращается в исходное состояние [2]. За отслеживанием состояния воды, к системе прикреплен датчик мутности воды Turbimax CUS65 [3].

Для определения особенностей и режимов движения воды с шариками во время стадии очистки межтрубного пространства теплообменника, гидродинамическую систему можно представить в виде колебательного звена, где возвратно-поступательное движение общей массы

$m = 2\rho SH$ определяется тремя силами: силой трения $F_{TP} = \xi \frac{2H}{d} \frac{\rho w^2}{2} S$; возвращающей силой (за счет веса жидкости без учета давления в воздушной подушке ресивера) $F_{ВОЗВР} = 2\rho g x S$; и внешней силой $F_{ВНЕШН} = \Delta P \cdot S$, где ΔP - внешнее давление.

Если изменение скорости невелико, то можно принять для $w^2 = wx'$, где $w = x'$ - мгновенная скорость жидкости. В этом случае уравнение движения будет иметь вид вынужденных колебаний:

$$x'' + 2 \cdot \delta(w) \cdot x' + \omega_0^2 \cdot x = \frac{\Delta P \cdot S}{m},$$

$$\delta(w) = \frac{\xi \cdot w}{4 \cdot d}, \quad \omega_0^2 = \frac{g}{H}.$$

где $\delta(w)$ - параметр трения, ω_0 - собственная частота колебаний, ξ - коэффициент трения, d - диаметр труб, H - высота столба воды, ρ - эффективная плотность промывочной жидкости. Все параметры и уравнения записаны из условия, что проходные сечения труб и эффективного сечения межтрубного пространства совпадают.

В решении данного уравнения, параметр δ изменяется в зависимости от скорости и гидродинамического режима.

В случае, когда трение не велико $\omega_0^2 - \delta^2 > 0$, решение представляет собой затухающие колебания. Степень затухания зависит от δ .

При расчете выберем насос для откачивания пористых резиновых шариков при помощи рабочей точки для чистой воды:

$N_{чв} = 24m$ ($N_{ш} = 23,8$) и $Q = 50$ л/сек [4].

Подобранный насос: HS 5150.300 с двигателем мощностью 35 kW [5]. Погружной насос для перекачки смеси воды с буровой, каменной крошкой или песком. В нашем случае шарики.

Внедрение Системы шариковой очистки полностью заменяет необходимость в других способах очистки, т.е. кроме экономии за счет снижения удельного расхода топлива происходит снижение ремонтно-эксплуатационных затрат [6].

При этом

- Процессы очистки производятся непосредственно во время работы оборудования,
- Нет необходимости полной или частичной остановки энергоблока,
- Снижает затраты ручного труда.
- Снижаются выбросы SO₂, NO_x, CO₂ вследствие экономии сжигаемого топлива.
- Отсутствует повышенный расход охлаждающей воды,
- Снижается тепловое загрязнение окружающей среды,
- Значительно уменьшается объем хлорирования и другой спецобработки воды.

Список литературы:

1. Методические указания по наладке и эксплуатации систем шариковой очистки конденсаторов паровых турбин, РД 34.30.403-93.
2. С.М.Карпачева, Б.Е.Рябчиков. Пульсационная аппаратура в химической технологии (Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии). - М.: «Химия», 1983. - 224с.
3. <http://www.ru.endress.com/eh/sc/europe/ru/ru/home.nsf/#product/CUS65>
4. http://www.pumpfundamentals.com/slurry/flygt_slurry_handbook.pdf
5. <http://www.aquanvk.ru/catalog/seriya-h-5100-5150-flygt/>
6. <http://www.findpatent.ru/patent/205/2058008.html>

**Повышение эффективности работы газоперекачивающих агрегатов в жаркое время года
путем применения впрыска влаги в камеру сгорания**

Калмыкова Т.П., Антропов П.Г., Соколов А.А.

Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А., Россия, г.

Саратов

energy77@bk.ru

В летний период в связи с ростом температуры наружного воздуха достаточно существенно снижается мощность газовых турбин. В некоторых случаях задача поддержания мощности в этот период является принципиально важной. Так, например, это касается работы газоперекачивающих агрегатов (ГПА) в период закачки в подземные хранилища, который как раз приходится на период самого жаркого времени года – с мая по сентябрь. Существует много способов поддержания мощности и параметров ГПА в жаркое время года, среди них, такие как пережиг топлива, использование входных направляющих аппаратов, использование впрыска влаги в камеру сгорания (КС).

Использование впрыска влаги в КС ГПА позволяет поднять мощность за счет увеличения теплоемкости рабочего тела газовой турбины (ГТ). Изменение процентного содержания влаги в рабочем теле (дымовых газах) позволяет решить не только задачу повышения мощности ГТ, но и улучшения её экологических показателей [1]. Алгоритм расчета составлен таким образом, что эффективная мощность установки поддерживается на постоянном уровне (8 МВт), вследствие чего, в жаркое время при высоких температурах наружного воздуха, чтобы не допустить снижения мощности, увеличивается подача топлива в КС. Температура газов на входе в газовую турбину (ГТ) задана и постоянна при различных температурах наружного воздуха (1240 К).

Расчет термодинамического цикла ГТУ выполнен по общеизвестному алгоритму [2], позволяющему учитывать влияние температуры наружного воздуха и физических свойств рабочего тела на характеристики ГТУ.

Результаты расчета тепловой схемы при различных температурах наружного воздуха представлены на рисунках 1,2,3,4.

Анализируя результаты, полученные в ходе расчета тепловой схемы ГТУ при различных температурах наружного воздуха, видно, что с увеличением температуры наружного воздуха возрастают теплоперепад в компрессоре N_k , кДж/кг; мощность турбины N_t , МВт; мощность компрессора N_k , МВт; расход топлива B , кг/с, при этом эффективный КПД ГТУ η_e , % падает.

Впрыск влаги в КС способствует увеличению эффективного КПД и снижению расхода топлива. Это достигается за счет увеличения теплоемкости продуктов сгорания независимо от температуры наружного воздуха.

Увеличение теплоемкости газов приводит к увеличению работы расширения в турбине N_t , вследствие чего увеличивается эффективная энергия Ne и, как результат, расход газа через турбину G_t и расход топлива B уменьшаются.

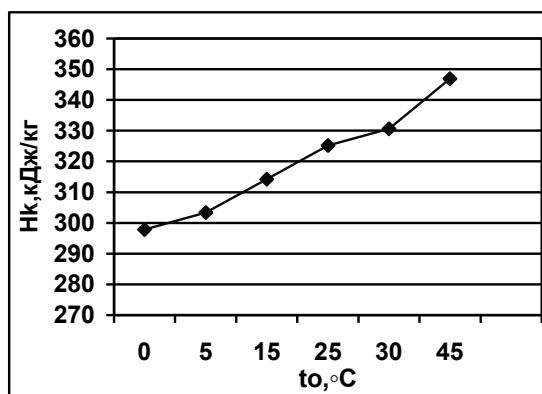


Рис. 1. График зависимости теплоперепада в компрессоре N_k , кДж/кг от температуры наружного воздуха t_o , °C.

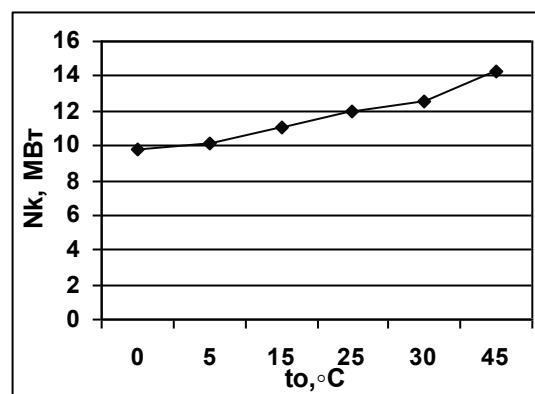


Рис. 2. График зависимости мощности компрессора N_k , МВт от температуры наружного воздуха t_o , °C.

Содержание в уходящих газах оксидов азота (NO_x), являющихся вредными для экологической ситуации вокруг КС веществами, в два – три раза уменьшается при увеличении доли впрыска. Это обусловлено падением температуры стенки камеры сгорания, в результате которой резко ухудшились условия для реакции получения оксидов азота, т. к. оксиды азота получаются при высоких температурах (порядка 2000 градусов Кельвина).

Для предотвращения заносов проточной части ГТУ солями, содержащимися во влаге, необходимо обеспечить высокое качество питательной воды.

Результаты сравнения эффективного КПД и расхода топлива без впрыска и с впрыском влаги представлены на рисунках 5,6.

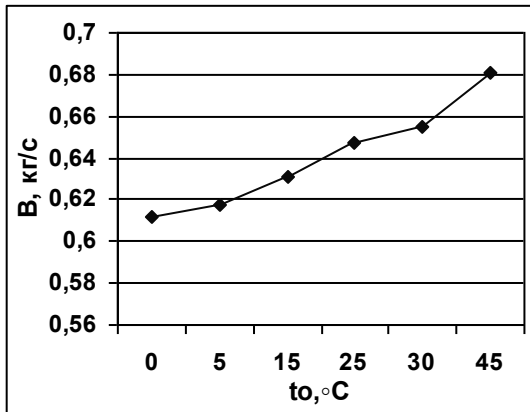


Рис. 3. График зависимости расхода топлива V , кг/с от температуры наружного воздуха t_o , $^\circ\text{C}$.

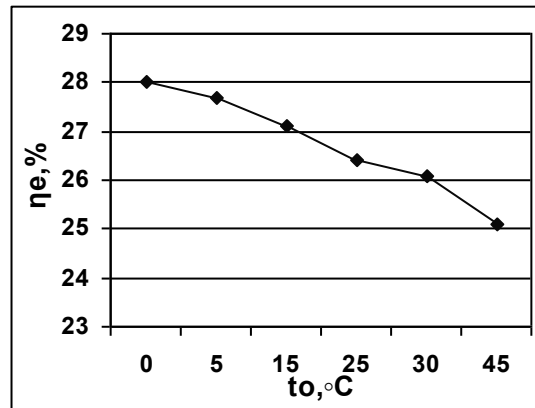


Рис. 4. График зависимости эффективного КПД, % от температуры наружного воздуха t_o , $^\circ\text{C}$.

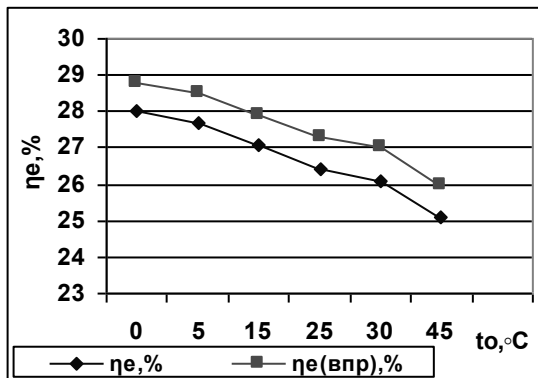


Рис. 5. График сравнения величин эффективного КПД, % и эффективного КПД, % с учетом впрыска влаги от температуры наружного воздуха t_o , $^\circ\text{C}$.

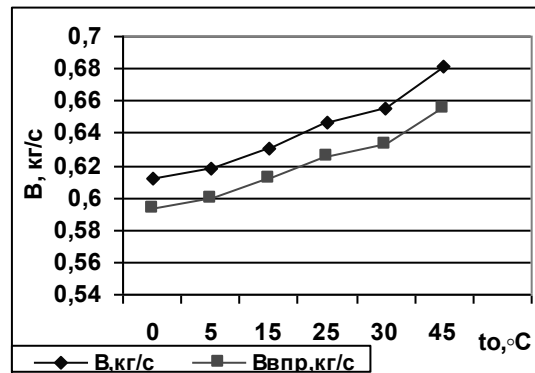


Рис. 6. График сравнения величин расхода топлива без впрыска влаги V , кг/с и с впрыском $V_{\text{впр}}$, кг/с от температуры наружного воздуха t_o , $^\circ\text{C}$.

Впрыск влаги наиболее целесообразно применять в жаркое время года, когда наибольший расход топлива и наименьший КПД, экономия топлива в диапазоне температур $+15...+45^\circ\text{C}$ составляет 0,022 кг/с. В период с мая по сентябрь, компрессорная станция работает 3672 ч, тогда экономия топлива:

$$B_{\text{эпр}} = \frac{3672}{\rho_n} \text{ м}^3; \quad (22)$$

где ρ_n - плотность компримируемого газа при 20°C и 0,1013 МПа, кг/м³;

Экономия топлива по одному агрегату в рублях:

$$R = B_{\text{эпр}} \cdot C_{\text{тг}}, \text{ руб/год}, \quad (23)$$

где $C_{\text{тг}}$ - стоимость топливного газа, руб/м³;

Затраты на приготовление воды принимаются из расчета 800 руб/м³.

Анализ представленных результатов указывает на чувствительность мощности, расхода топлива и эффективного КПД к использованию впрыска влаги. Так, в диапазоне температур наружного воздуха +15...+45 °С наблюдается снижение расхода топлива (0,022 кг/с), повышение КПД, что в итоге позволяет поддерживать производительность ГПА на заданном уровне.

Вместе с тем, для принятия обоснованных решений по внедрению впрыска влаги в КС ГПА требуется проведение технико-экономических расчетов, учитывающих безвозвратные потери воды, затраты на водоподготовку, эксплуатационные издержки и т.п. Кроме того, сдерживающими факторами могут оказаться наличие необходимого количества первичной воды вблизи компрессорной станции, её химический состав и др.

Проведенный предварительный технико-экономический расчет для климатических условий Ставрополя. Применение впрыска на уровне 5 % в КС агрегатов типа ГПА-Ц-8 в период заправки позволяет сэкономить 0,022 кг/с топливного газа. Ожидаемый срок окупаемости проекта 7-8 лет.

Дальнейшее повышение эффективности путем установки контактных теплообменников и системы очистки конденсата, улавливающих, конденсирующих и очищающих впрыскиваемую влагу, при рассматриваемой стоимости подготовки воды и времени использования впрыска не будет давать экономический эффект.

Список литературы:

1. Черников С.В. Эффективность отопительных газопаровых ТЭЦ в системе теплоэнергоснабжения. // Дисс. на соиск. уч. с. канд. техн. Наук. // Саратов – 2006.
2. Андрющенко П.И., Аминов Р.З., Хлебалин Ю.М. Теплофикационные установки и их использование. // Учебн. пособие для теплоэнергетических специальностей вузов. // М.: Высшая школа, 1989. – 256 с.
3. Рабинович О.М. Сборник задач по технической термодинамике. М., «Машиностроение», 1973, 344с.
4. Костюк А. Г., Шерстюк А. Н. Газотурбинные установки. – М.: Высш. шк., 1979.

Использование индивидуального теплового узла с погодным регулированием и закрытой схемой горячего водоснабжения в качестве эффективного теплоэнергетического оборудования

Королев А.Т.*, Богомолов А.Р., Новоселов А. С.*

**Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева, Россия, Кемерово
Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Россия, Новосибирск
nc42@mail.ru*

Россия одна из самых расточительных по энергосбережению стран мира. Перспективы энергосбережения огромны, как показывает анализ, это 40-50% от существующего уровня потребления. Утечки тепла в основном из-за износа оборудования и отсутствия в системах теплоснабжения должного учета расходов тепла и приборов автоматического регулирования температуры и отпуска тепла.

В учебных заведениях РФ по результатам аналитических исследований 25-45 % всех энергозатрат уходит на теплоснабжение. В результате потенциал экономии составляет 40 % от суммарного уровня потребления ТЭР. Поэтому эта ситуация находится под постоянным контролем Правительства РФ: Закон № 261-ФЗ и Распоряжение № 2446-р от 27.12.10 « Об энергосбережении и повышению энергетической эффективности», в котором рекомендуется учебным заведениям во всех субъектах РФ разрабатывать программы энергосбережения. В итоге за прошедшие годы получен экономический эффект в размере 21494 тыс. руб., при среднем сроке окупаемости 2,5-3 года.

Кузбасс, район Сибири с суровыми климатическими условиями, является одним из энергоемких районов, в котором затрачиваются огромные топливно-энергетические ресурсы для обеспечения, прежде всего, комфортных условий для проживания, работы и технологических процессов. Поэтому здесь уделяется особое внимание вопросам энергосбережения во всех отраслях. Это относится непосредственно и к КузГТУ, который, имея на балансе 132,6 тыс. м² учебных, производственных зданий и других вспомогательных помещений, потребляет тепла на отопление и вентиляцию в среднем 3288 тыс. Гкал/год.

Выполняя рекомендации Правительства РФ в КузГТУ, сотрудники кафедры теплоэнергетики разработали направления и методику по энергосбережению в вузе.

Проделанная работа дала возможность разработать долгосрочную на 2012-2020 г.г. программу энергосбережения. Для руководства и контроля за выполнением программы создан: «Центр энергосбережения», в который вошли сотрудники и студенты.

Программа состоит из 7 направлений энергосбережения:

- Устройство автоматизированных тепловых пунктов с современными приборами учета потребления и автоматизированного регулирования отпуска тепла в корпусах, что позволит повысить теплосъем от теплоносителя в системах отопления. Ожидаемый экономический эффект от замены тепловых пунктов составит 10-15%.

- Перевод системы теплоснабжения объектов на «дежурный» режим (снижение подачи тепла в ночное время, выходные и праздничные дни с применением приборов автоматического регулирования, например, ECL COMFORT-110) [1].

- Проведение энергоаудита с оформлением энергопаспортов на каждый объект для разработки конкретных мероприятий по энергосбережению.

- Утепление ограждающих конструкций зданий современными теплоизолирующими материалами по новым энергосберегающим технологиям.

- Анализ проведенных авторами исследований в зимний период 2012/2013 гг. показывает, что все здания старой постройки КузГТУ и особенно межкорпусные «переходы» потребляют тепла в 2,5-3 раза больше по сравнению с теплопотреблением зданиями в Северных странах Европы. Выполнение этого пункта плана позволит снизить теплопотери через наружные стены и окна до 30%, через подвалы 30-40%, через кровлю - в 2-3 раза.

- Реконструкция теплосетей: замена теплоизоляции из минеральной ваты на пенополиуретан; осушение каналов теплосетей; восстановление гидроизоляции стыков плит перекрытия подземных каналов; частичная замена подземной прокладки сетей на надземную. Ожидаемый экономический эффект мероприятия составит порядка 40%.

- Установка на всех теплопотребляющих объектах адаптированной компьютерной техники для создания диспетчерского пункта автоматизированной системы управления температурными режимами «АСУ-ТП» КузГТУ [2, 3]. Создание системы АСУ с погодным и пофасадным регулированием отпуска тепла позволит снизить на 10-15% общее потребление тепла за отопительный период.

Внедрение технологий и схем утилизации тепла с удаляемого воздуха систем вентиляции помещений.

Разработанные мероприятия снижения теплотрат в КузГТУ совпадают с целевыми программами Правительства, Минобрнауки РФ, Администрации Кемеровской области.

В текущем 2013 году из намеченного плана приступили к выполнению 1-ой и 7-ой позиций плановых энергосберегающих технологий.

Для исследования эффективности от внедрения ИТП проведена реконструкция теплового пункта с современным оборудованием в корпусе столовой КузГТУ (рис. 1).



Рис.1. Тепловой пункт в корпусе столовой КузГТУ

Современное оборудование узла, такие как электронные регуляторы температуры серии ECL, регулирующие клапаны с электроприводами, гидравлические регуляторы температуры, составные регуляторы серии AFP/VFG2, AFPQ4/VFQ2 и AFPQ/VFQ2; пластинчатый теплообменник, который был рассчитан при помощи расчетной программы Danfoss HEX, бак-аккумулятор позволяют выполнять следующие задачи:

- поддерживать постоянные перепады давлений теплоносителя на исполнительных механизмах регулирующих устройств систем теплоснабжения;
- обеспечивать давление теплоносителя в трубопроводах в пределах, допустимых для элементов систем и самого теплового пункта;
- гарантировать заполнение систем теплоносителем и защищать их от опорожнения;
- обеспечивать «невскипание» перегретого теплоносителя в верхних точках систем теплоснабжения;
- при необходимости ограничивать предельный расход теплоносителя;
- осуществлять автоматическую гидравлическую балансировку тепловых сетей.

Что представляет собой столовая: это двухэтажное панельное здание, объемом 12894 м³ и 2905 м² подключенное к тепловым сетям города Кемерово.

Для примера в табл. 1 приведены параметры теплоносителя по тепловому узлу и в помещениях столовой.

Таблица 1

Дата	Расход теплоносителя, м ³ /час		Температура прямого теплоносителя, °С		Температура обратного теплоносителя, °С		Средняя температура в помещении, °С		Наружная температура воздуха, °С
	1 этаж	2 этаж	1 этаж	2 этаж	1 этаж	2 этаж	1 этаж	2 этаж	
27.09.13	1,59	2,7	47,9	47,9	39,8	39,8	22	23	+13,1
12.11.13	1,97	3,09	49,6	49,6	44	47	20,5	20	+2
15.11.13	1,97	3,09	52	52	44	47	21,5	22	+2

Расчеты показывают, что удельная тепловая мощность, подаваемая 12 ноября на отопление помещений столовой 1 и 2-го этажей, составляла 7,6 Вт/м², а 15 ноября – 13,9 Вт/м². При одинаковой температуре окружающего воздуха средняя температура в помещениях столовой была ниже на 1-2°С меньше для случая меньшей тепловой мощности. 27 октября при температуре окружающего воздуха +13,1°С удельная тепловая мощность составляла 13,9 Вт/м².

Система вентиляции присоединяется к трубопроводам теплового пункта по зависимой схеме. Без изменения параметров теплоносителя. Для поддержания температуры теплоносителя используется циркуляционный насос с использованием электронного регулятора температуры. Система горячего водоснабжения здания столовой принята закрытой. Нагрев водопроводной воды для горячего водоснабжения (ГВС) производится в скоростных водоподогревателях. В качестве водоподогревателей используются пластинчатые водоподогреватели компании «Данфос». Скоростные водоподогреватели присоединяются к системе теплоснабжения по одноступенчатой параллельной схеме. Пластинчатые водоподогреватели способны обеспечить эффективный нагрев воды без повышения температуры теплоносителя, возвращаемого в тепловую сеть. В системе ГВС предусматривается циркуляция воды в трубопроводе, ее нагрев при отсутствии водопотребления с целью обеспечения требуемой температур в любой момент времени и каждого водоразборного крана. В закрытой системе теплоснабжения циркуляция воды через водопроводную систему ГВС и водоподогревателей производится с помощью насоса. Для запаса холодной воды предусматривается бак емкостью 0,5 м³. В летний период, когда циркуляция наружных тепловых сетей на период ремонта сетей прекращается, то предусматривается узел разбора горячей воды по открытой схеме. Система отопления принята зависимая схема, она не требует использования дорогого теплотехнического оборудования, главным элементом является насос, который необходим при автоматизации узла. Насос установлен на перемычке между прямым и обратным трубопроводом, он подбирается на расход теплоносителя в системе отопления и при напоре, соответствующем потерям давления и запасом в 10%. Температура теплоносителя поддерживается регулятором температуры, которая работает исходя из температуры теплоносителя и температуры наружного воздуха.

Список литературы:

1. Литвак В. В. Основы регионального энергосбережения (научно-технические и производственные аспекты). Монография/ В. В. Литвак. – Томск, изд-во НТЛ, 2002.-300 с.
2. Невский В.В. Применение средств автоматизации Danfoss в тепловых пунктах систем централизованного теплоснабжения зданий. – М.: ООО «Данфосс», 2011.-60с

Анализ устойчивости критериев экономической эффективности ПГУ-ТЭЦ

Ларин Е.А., Соколов А.А.

Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А., Россия, г.

Саратов

energy77@bk.ru

Условия неопределенности исходной технико-экономической информации по основным факторам, влияющим на эффективность применения ПГУ-ТЭЦ в системах теплоэнергоснабжения, диктуют необходимость проведения анализа чувствительности полученных критериев эффективности по отношению к основным факторам, определяющим экономическую целесообразность создания и функционирования ТЭЦ.

На рисунках 1 и 2 показано влияние изменения уровня капиталовложений и цен на основные показатели проекта - ЧДД и дисконтированный срок окупаемости проекта. Анализ неопределенностей проведен для схемы ПГУ-ТЭЦ с противодавленческой турбиной и последовательным соединением сетевого подогревателя паровой турбины и сетевого подогревателя котла утилизатора (СПКУ) с отключением одной ГТУ в каждом блоке в летний период и использовании дожигающего устройства в зимний [1].

Показатели проекта существенно зависят от объемов производства электрической и тепловой энергии и цен на энергоносители, в меньшей степени - от изменения капитальных вложений. Так, из рисунка 1 видно, что увеличение затрат в строительство теплофикационной ТЭЦ на 10% приводит к снижению ЧДД не более чем на 5-6%. Вместе с тем, рост объемов реализации или рост тарифа на выработанную электроэнергию приводит к росту этого показателя в 1,75 - 2,05 раза. В большей степени на величину ЧДД оказывает неопределенность информации по реализации или тарифу на тепловую энергию. Этот факт указывает на необходимость более тщательного расчета вырабатываемой электрической и тепловой энергии, т.е. на тщательный учет климатических и режимных факторов при анализе покрытия реальных графиков электрической и тепловой нагрузки.



Рис. 1. Зависимость изменения ЧДД от изменения цен на топливо, тепловую и электроэнергию и капиталовложений

Из рисунка 2 видно влияние неопределенности в исходной информации на расчетное значение дисконтированного срока окупаемости инвестиций в строительство теплофикационной ПГУ. Следует отметить, что значение дисконтированного срока окупаемости определено от начала реализации проекта, т.е. от момента начала строительства ТЭЦ. Из рисунка видно, что определяющее влияние на величину срока окупаемости оказывают стоимость используемого топлива и тарифы на электрическую и тепловую энергию.

Кроме того, проведен анализ изменения коэффициентов чувствительности рассчитываемых показателей эффективности к изменению отдельных технико-экономических факторов. Под коэффициентом чувствительности понимается отношение относительного

изменения исследуемого критерия эффективности к относительному изменению какого-либо фактора, т.е.

$$\alpha = \frac{\partial R}{R} \cdot \frac{X}{\partial X}, \quad (1)$$

где R – какой-либо критерий эффективности; X- фактор, влияющий на значение этого показателя эффективности.

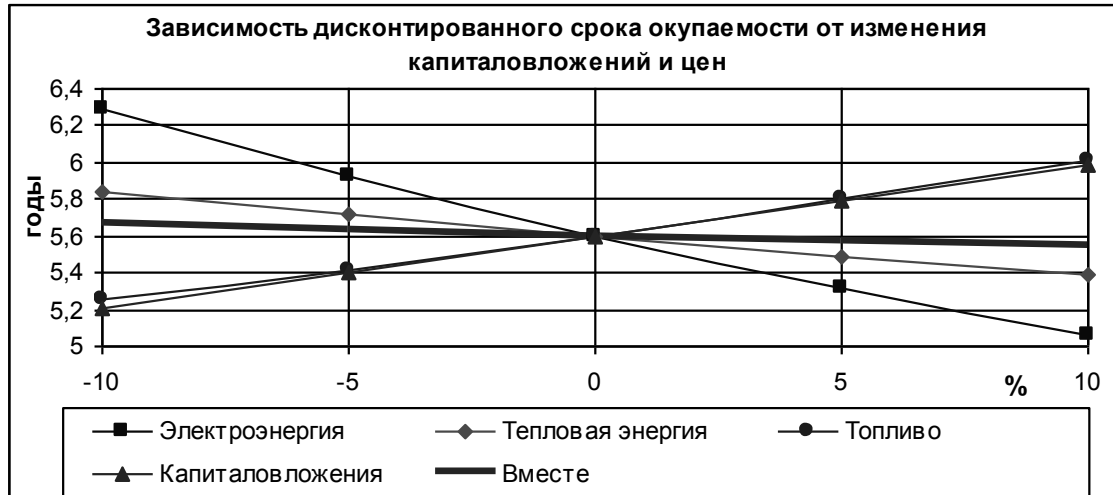


Рис. 2. Зависимость изменения дисконтированного срока окупаемости от изменения цен на топливо, тарифов и капиталовложений

Абсолютные значения величины α определяет уровень влияния фактора на показатель эффективности, а знак величины α определяет направление влияния.

В таблицах 1 и 2 приведены значения коэффициентов чувствительности величин ЧДД и дисконтированного срока окупаемости инвестиций по отношению к изменению цен на топливо и тарифов на электрическую и тепловую энергию и величине капитальных вложений в строительство ПГУ-ТЭЦ.

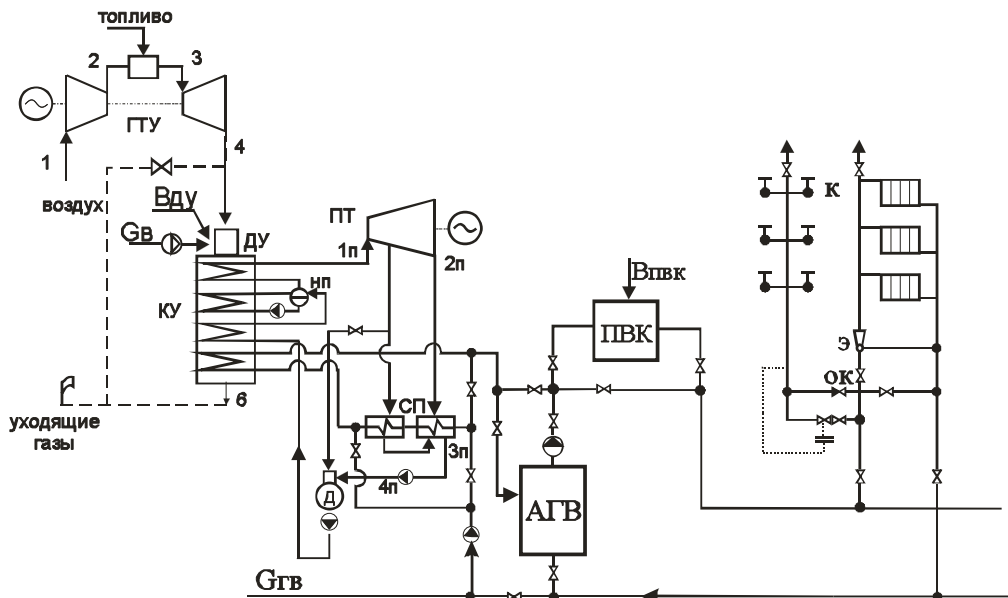


Рис. 3. Принципиальная тепловая схема отопительной ПГУ с последовательным или параллельным включением сетевых подогревателей турбины и СПКУ

В качестве объектов исследования приняты 5 схем (а,б,в,г,д) отопительных ПГУ-ТЭЦ, состоящими из 2-х ГТУ, 1-й ПТУ и КУ, и различающихся элементами утилизационных частей и способами их соединения:

- а) ПГУ с теплофикационной турбиной с последовательным включением сетевого подогревателя паровой турбины и СПКУ;
- б) ПГУ с теплофикационной турбиной с параллельным включением сетевого подогревателя паровой турбины и СПКУ;
- в) ПГУ с противодавленческой турбиной с параллельным включением сетевого подогревателя паровой турбины и СПКУ;
- г) ПГУ с противодавленческой турбиной с последовательным включением сетевого подогревателя паровой турбины и СПКУ;
- д) ПГУ с конденсационной паровой турбиной и СПКУ.

Принципиальная схема рассматриваемых вариантов ПГУ-ТЭЦ, приведенная на рисунке 3, является наиболее общей, сочетающей в себе преимущества различных способов повышения эффективности.

Таблица 1. Коэффициенты чувствительности для дисконтированного срока окупаемости

Рассматриваемая схема	а	б	в	г	д
Тариф на электроэнергию	-1,234	-1,242	-1,017	-1,031	-1,573
Тариф на тепловую энергию	-0,289	-0,297	-0,389	-0,391	-0,104
Цена на топливо	0,849	0,866	0,703	0,720	1,057
Инвестиции	0,701	0,700	0,696	0,699	0,700
Совместное влияние факторов	-0,108	-0,109	-0,093	-0,094	-0,125

Таблица 2. Коэффициенты чувствительности для ЧДД

Рассматриваемая схема	а	б	в	г	д
Тариф на электроэнергию	4,172	4,330	2,730	2,845	8,229
Тариф на тепловую энергию	0,936	0,985	1,010	1,041	0,498
Цена на топливо	-2,515	-2,641	-1,694	-1,781	-4,713
Инвестиции	-1,251	-1,315	-0,822	-0,869	-2,409
Совместное влияние факторов	1,342	1,359	1,225	1,237	1,625

Из приведенных данных следует, что наибольшие абсолютные значения коэффициентов чувствительности характерны для тарифов на электроэнергию и топливо.

Таким образом, наиболее важным фактором, определяющим экономическую эффективность создания ПГУ-ТЭЦ, является прогнозирование и обоснование режимов работы ТЭЦ. Это обстоятельство обуславливает необходимость тщательного моделирования и оптимизации режимов работы ПГУ-ТЭЦ и обоснование надежности их работы в системах теплоснабжения.

Список литературы:

1. Соколов, А.А. Экономическая эффективность ПГУ-ТЭЦ на базе ГТУ малой и средней мощности /А.А. Соколов, Е.А. Ларин, А.В. Чикалкин./ Проблемы электроэнергетики: сборник научных трудов Саратов – СГТУ- 2009 – с. 76-81.

Практическое применение критериев статической устойчивости на примере одномашинной энергосистемы

Д.Ф. Мавлетчина

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск

danyasemsk@gmail.com

Теория статической устойчивости электрических систем основывается на методах приближения Ляпунова и сводится к исследованию устойчивости систем дифференциальных уравнений, описывающих исследуемые энергосистемы.

Для исследования статической устойчивости необходимо [1]: составить математическое описание переходных процессов в изучаемой системе в виде нелинейных дифференциальных

уравнений; провести линеаризацию уравнений по первому приближению и получить систему линеаризованных уравнений; составить характеристический определитель; вычислить частные производные для исследуемого режима; определить устойчивость с помощью методов, выявляющих знак действительных корней характеристического уравнения.

При высокой степени характеристического уравнения вычисление его корней является весьма трудоёмкой операцией, поэтому часто используют некоторые математические условия, которые позволяют без вычисления корней определять наличие или отсутствие положительных знаков у их вещественных частей. В электроэнергетике эти условия называются математическими критериями статической устойчивости энергосистем, из которых выделяют алгебраические (критерии Рауса, Гурвица) и частотные (методы D-разбиения, критерии Михайлова, Найквиста) [1].

Практическим применением определения статической устойчивости энергосистемы на основе данных критериев явилась разработка части лабораторного практикума по дисциплине «Методы расчёта устойчивости энергосистем». В лабораторной работе №1 для одномашинной энергосистемы требуется осуществить выбор параметров по условиям статической устойчивости с использованием метода D-разбиения, частотных и алгебраических критериев устойчивости, применяя в качестве инструментального средства систему компьютерной математики Mathcad.

Алгоритм выполнения лабораторной работы следующий. На примере одномашинной энергосистемы с заданными параметрами и с фиксированными коэффициентами усиления АРВ по напряжению, производится расчёт частных коэффициентов характеристического уравнения, с помощью которых вычисляются координаты точек кривой D-разбиения.

Соответственно далее следует построение области D-разбиения в плоскости двух параметров (рис.1), параметрами являются коэффициенты АРВ СД по частоте.

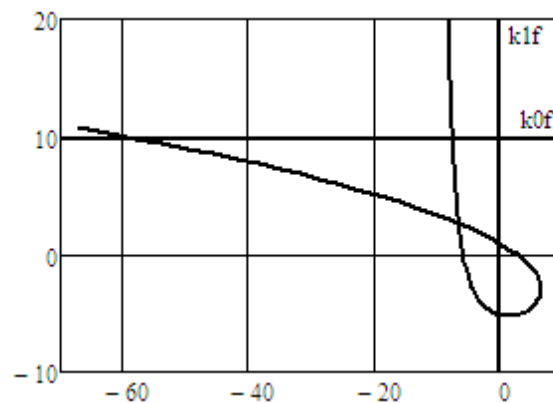


Рисунок 1 – Область D-разбиения

Далее осуществляется выбор области-претендента на устойчивость, из области произвольно выбирается точка и осуществляется проверка области-претендента по критериям устойчивости Рауса, Гурвица и Михайлова.

Примем $k_{0f} = -2,5$, $k_{1f} = -2,5$, произведем расчет коэффициентов и составим характеристическое уравнение в форме полинома:

$$D_1(p) = 0,00458 \cdot p^5 + 0,05 \cdot p^4 + 0,236 \cdot p^3 + 1,601 \cdot p^2 + 1,33 \cdot p + 5,848 = 0 \quad 1)$$

Проверим эту точку на устойчивость по критериям Рауса, Гурвица и Михайлова.

Критерий Гурвица формулируется следующим образом: для выполнения устойчивости и, следовательно, для расположения всех корней в левой полуплоскости необходимо и достаточно, чтобы все n диагональных миноров матрицы (2) были положительными. [2]

Составим матрицу Гурвица и вычислим определители для рассматриваемого примера:

$$\Delta_1 = a_1 = 0,05 ; \quad \Delta_2 = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 \\ a_0 & a_2 \end{vmatrix} = 0,0044 ; \Delta_3 = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 & a_5 \\ a_0 & a_2 & a_4 \\ 0 & a_1 & a_3 \end{vmatrix} = 0,0052 ;$$

$$\Delta_4 = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 & a_5 & 0 \\ a_0 & a_2 & a_4 & 0 \\ 0 & a_1 & a_3 & a_5 \\ 0 & a_0 & a_2 & a_4 \end{vmatrix} = 0,0017;$$

$$\Delta\Gamma = \Delta 5 = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 & a_5 & 0 & 0 \\ a_0 & a_2 & a_4 & 0 & 0 \\ 0 & a_1 & a_3 & a_5 & 0 \\ 0 & a_0 & a_2 & a_4 & 0 \\ 0 & 0 & a_1 & a_3 & a_5 \end{vmatrix} = 0,01 \quad (2)$$

Ряд определителей Гурвица:

$$a_0 = 0,00458; \quad \Delta_1 = 0,05; \quad \frac{\Delta_2}{\Delta_1} = 0,088; \quad \frac{\Delta_3}{\Delta_2} = 1,168; \quad \frac{\Delta_4}{\Delta_3} = 0,341; \quad \frac{\Delta_5}{\Delta_4} = 5,68.$$

Можно сделать вывод, что система устойчива, так как в ряде нет ни одной смены знака.

Критерий устойчивости Михайлова принадлежит к числу частотных критериев и позволяет оценивать устойчивость замкнутой системы по виду годографа, который может быть получен из характеристического уравнения [2].

Заменив в уравнении (1) переменную p величиной $j\omega$, т.е. положим $p = j\omega$. Тогда получим

$$D(j\omega) = 0,00458 \cdot (j\omega)^5 + 0,05 \cdot (j\omega)^4 + 0,236 \cdot (j\omega)^3 + 1,601 \cdot (j\omega)^2 + 1,33 \cdot (j\omega) + 5,848 = 0 \quad (3)$$

Расчет статической устойчивости по критерию Михайлова:

$$\operatorname{Re} D(\omega) = a_1 \cdot \omega^4 - a_3 \cdot \omega^2 + a_5;$$

$$\operatorname{Im} D(\omega) = a_0 \cdot \omega^5 - a_2 \cdot \omega^3 + a_4 \cdot \omega.$$

Пример расчета при $\omega = 0,1$:

$$\operatorname{Re} D(\omega) = 0,05 \cdot 0,1^4 - 1,601 \cdot 0,1^2 + 5,848 = 5,832;$$

$$\operatorname{Im} D(\omega) = 0,00458 \cdot 0,1^5 - 0,236 \cdot 0,1^3 + 1,33 \cdot 0,1 = 0,133.$$

При $\omega = 7$:

$$\operatorname{Re} D(\omega) = 0,05 \cdot 7^4 - 1,601 \cdot 7^2 + 5,848 = 47,218;$$

$$\operatorname{Im} D(\omega) = 0,00458 \cdot 7^5 - 0,236 \cdot 7^3 + 1,33 \cdot 7 = 5,31.$$

Результат расчета представлен на рисунке 2.

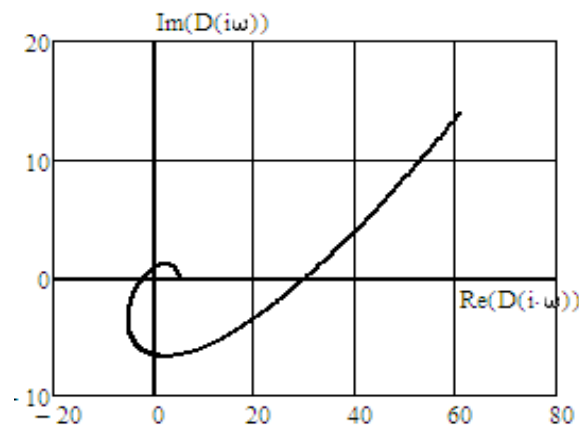


Рисунок 2 – Годограф Михайлова

По критерию Михайлова для устойчивости системы в замкнутом состоянии необходимо и достаточно, чтобы вектор $D(j\omega)$, описывающий своим концом кривую Михайлова при изменении ω от 0 до $+\infty$, начав свое движение с положительной действительной оси и вращаясь против часовой стрелки, последовательно проходил n квадрантов, нигде не обращаясь в нуль [4].

По данной характеристике видно, что годограф последовательно проходит против хода часовой стрелки через I, II, III, IV и снова I квадранты ($n=5$), при этом вектор нигде не обращается в нуль. Следовательно, по критерию Михайлова, исследуемая система устойчива.

Применение критерия Рауса требует составления таблицы Рауса (табл. 1). Элементами её первой строки являются чётные коэффициенты характеристического уравнения (1) начиная с a_0 . Элементы второй строки – нечётные коэффициенты начиная с a_1 . Элементы последующих строк вычисляются по приведённым в табл. 1 формулам.

Таблица 1 – таблица Рауса

Вспомогательные коэффициенты	№ строки	№ столбца		
		1	2	3
–	1	$c_{11} = a_0 =$ $= 4,581 \cdot 10^{-3}$	$c_{12} = a_2 =$ $= 0,236$	$c_{13} = a_4 =$ $= 1,33$

Продолжение таблицы 1

–	2	$c_{21} = a_1 =$ $= 0,05$	$c_{22} = a_3 =$ $= 1,601$	$c_{23} = a_5 =$ $= 5,848$
$r_3 = c_{11}/c_{21} =$ $= 0,092$	3	$c_{31} = c_{12} - r_3 c_{22} =$ $= 0,089$	$c_{32} = c_{13} - r_3 c_{23} =$ $= 0,793$	–
$r_3 = c_{11}/c_{21} =$ $= 0,56$	4	$c_{31} = c_{12} - r_3 c_{22} =$ $= 1,157$	–	–

Согласно критерию Рауса, для устойчивости энергосистемы необходимо и достаточно, чтобы элементы первого столбца таблицы Рауса имели одинаковый знак [3]. Как видно из таблицы изменение знака не наблюдается, соответственно можно сделать вывод, что система статически устойчива.

Исследование статической устойчивости на примере одномашинной энергосистемы позволяет изучить применение алгебраических и частотных критериев и освоить методологию выбора параметров регулируемых энергосистем по условиям их статической устойчивости. Поскольку все вычисления производятся в программном комплексе Mathcad, студенты имеют возможность наглядно представить свои расчёты.

Список литературы:

1. Веников В.А. Переходные электромеханические процессы в электрических энергосистемах: Учеб. для электроэнергет. спец. вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш.шк., 1985. – 536 с. ил.
2. Хрущев Ю.В. Методы расчёта устойчивости энергосистем. Учебное пособие. – Томск: Изд-во ТПУ, 2005. – 176 с.
3. Макаров И.М., Менский Б.М. Линейные автоматические системы (элементы теории, методы расчёта и справочный материал). – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. – 504 с., ил.
4. Воронов А.А. Основы теории автоматического регулирования и управления. Учебное пособие для вузов. – М.: Высш.шк., 1977. – 519 с. ил.

Анализ средств повышения эффективности энергетической утилизации древесных отходов**Голдаев С. Помыткин Д.А.***Национальный исследовательский Томский политехнический университет ЭНИН, Россия г. Томск**E-mail: SVGoldaev.tpu@ru*

Сжигание – распространенный способ термической переработки отходов. Он реализуется при температурах более 600°C и относится к окислительным термическим процессам автогенного характера, т.е. дополнительного топлива для этого не требуется [1].

Существенной проблемой лесопромышленного комплекса при существующем уровне развития является проблема низкой эффективности использования сырьевых ресурсов. В процессе переработки значительная доля древесной биомассы выходит из производственного оборота в виде отходов лесозаготовок, деревообработки или остается вовсе непригодной для переработки с применением существующих технологий лесопиления. При уровне заготовки древесины в размере 178 млн. м³ ежегодное количество только отходов деревообработки составляет более 70 млн. м³ [1]. Постоянное недоиспользование расчетной лесосеки приводит к накоплению невостребованной низкокачественной древесины, большая часть которой ухудшает экологическую обстановку, повышает пожарную опасность. С другой стороны, в связи с нестабильностью мировых цен на ископаемые энергоносители возникает задача о вовлечении в сырьевую базу химических производств и топливно-энергетический комплекс альтернативных возобновляемых ресурсов, одним из которых является биомасса древесины. Однако использование биомассы в качестве топлива и химического сырья в ряде случаев малоэффективно ввиду того, что она имеет малую транспортную плотность и практически не приспособлена к существующей технологии, ориентированной на использование ископаемых ресурсов. Уменьшить негативное влияние данных факторов возможно с помощью предварительной децентрализованной переработки растительной биомассы в промежуточные продукты с более высокой плотностью, которые в дальнейшем перерабатываются в промышленных центрах с получением конечных продуктов нефтехимии. В зависимости от внешних условий и свойств сырья состав и количество продуктов термического разложения изменяются, что, в свою очередь, влияет на эффективность термохимических процессов. Интенсификация процессов, сопровождаемых при пиролизной переработке древесины, открывает широкие перспективы в области повышения эффективности промышленной технологии.

Наиболее существенным недостатком древесных отходов как топлива является их нестабильное влагосодержание, которое в зависимости от вида древесных отходов колеблется в пределах от 8 до 80% [2].

Для повышения эффективности процесса сжигания, рассмотрена возможность предварительной сушки древесных отходов топочными газами котельной установки [3]. Соответствующая технологическая схема процесса получения тепловой энергии имеет такие стадии. Древесные отходы с повышенным влагосодержанием загружаются в бункер, где происходит процесс сушки древесных отходов топочными газами, поступающими из котла. Высушенные древесные частицы дозатором транспортируются в топку. Образовавшиеся при их сжигании газы из топки подаются в котел для утилизации теплоты. Охлажденные в котле топочные газы поступают в сушильный бункер, откуда через дымовую трубу выбрасываются в атмосферу.

С учетом того, что в большинстве случаев в конструкции предлагаемых для деревообрабатывающих предприятий котлов заложены слоевые методы сжигания топлива, отличающиеся своей простотой и надежностью при низких капитальных вложениях, механизм сжигания древесной частицы в противоточном слое можно представить как совокупность процессов удаления влаги, термолиза (выхода летучих) и выгорания коксового остатка частицы.

При прохождении топочного газа сквозь слой дисперсного материала в сушильном бункере, вследствие тепло-массообмена, происходит изменение влагосодержания и температуры топочного газа по высоте слоя, которые можно определить из уравнений материального и теплового балансов [3,5].

Одновременно с этими процессами вследствие теплопроводности происходит изменение влажности и температуры внутри древесной частицы, которые в условиях сушильного бункера, при отсутствии общего градиента давления и фазовых превращений внутри древесной частицы, можно определить с помощью системы дифференциальных уравнений теплопереноса [3].

Температура топочного газа на выходе из сушильного бункера определяется из технологических соображений при заданной степени насыщения топочного газа водяными парами [3]. Сушилка позволяет при использовании окружающего воздуха без подогрева достаточно эффективно сушить отходы древесины (от влажности 70...75% до влажности ~ 30%). Это позволяет повысить эффективность подготовки древесных отходов к использованию в производстве строительных материалов, и в качестве топлива.

При выборе оборудования учитываются вид топлива, его состав, влажность.

Сжигание древесных отходов осуществляется по следующим технологиям.

Прямое сжигание древесного топлива с высокой влажностью в виде кусковых и длинномерных отходов, щепы, коры, опилок, топливных брикетов, гранул и т.д. происходит в топках с горизонтальной, конусообразной, наклонной или подвижной колосниковой решеткой [4]. Оно используется в водогрейных котлах малой мощности (менее 20 МВт) для обогрева производственных или жилых помещений.

Сжигание в кипящем циркулирующем слое позволяет достичь большей эффективности и экономичности за счет почти 100%-го сгорания топлива при меньшем уровне эмиссии отходов горения по сравнению с прямым сжиганием [4]. При реализации данного метода измельченное древесное топливо подается в «кипящий» слой, созданный путем продувания воздуха через слой топлива.

Подходящий вид древесного топлива – щепа с размером кусков 30...150 мм или любые другие отходы производства с аналогичным фракционным составом и влажностью до 55...57%, содержащие не более 30...35% мелких фракций.

Газификация представляет собой двухэтапный процесс. На первом этапе топливо подается шнековым питателем на колосниковую решетку в первичной камере (предтопке), где оно нагревается до температуры, при которой происходит процесс газификации. Перегретый и смешанный с вторичным воздухом древесный газ сгорает во вторичной камере практически без остатка. Продукты сгорания используются в котле или печи для получения горячей воды, пара или горячего воздуха. Диапазон мощностей систем сжигания такого рода от 500 кВт до 30 МВт [4].

Топка газогенераторная, немеханизированная, с оперативным бункером для обеспечения непрерывности работы. В ней можно сжигать различные по фракционному составу древесные отходы: от мелких опил (отходы ленточно-пильных станков) до кусковых отходов.

Древесные отходы загружаются в бункер. Под действием силы тяжести, по мере сгорания, топливо постепенно опускается вниз, проходя последовательно зоны: подсушки, пиролиза, газификации и горения. Образующаяся зола просыпается через колосник в зольник, куда также первоначально поступает воздух для горения.

В процессе брикетирования происходит увеличение плотности брикета до 900-1100 кг/куб.м. При влажности 10-12% брикеты имеют теплотворную способность 3500-4500 ккал/кг [4]. Таким образом объем древесных отходов сокращается в 2-7 раз. Теплотворная способность брикетов по сравнению с древесными отходами возрастет в 2-3 раза и приближается к теплотворности каменного угля.

Преимуществом использования древесины в качестве топлива являются [6] уменьшение объема золы при сжигании: бурого угля образуются золы до 40% от веса сжигаемого топлива; каменного угля – около 20%; древесины – 0,5...3%.

При этом золу от сжигания древесного топлива возможно использовать как минеральное удобрение, а шлаки от сжигания угля содержат тяжелые металлы и обладают хотя и слабой, но повышенной радиоактивностью [6]. Уменьшение выбросов в атмосферу.

Выделение углекислого газа при сжигании больше чем при использовании древесного топлива: газа – в 15 раз; дизельного топлива – в 20 раз; кокса – в 30 раз; угля – в 50 раз.

Приведенные данные показывают, что древесное топливо является экологически более чистым, чем уголь, причем предпочтение, по-видимому, должно быть отдано установкам газификации.

Быстрый пиролиз представляет собой процесс, при котором сухие (<10% влажности), измельченные в порошок древесные отходы, включая опилки, кору и т.д., быстро нагреваются в кипящем слое инертного материала внутри реактора до температуры 450 ... 500°C при отсутствии воздуха [6]. Продуктами пиролиза являются частицы древесного угля, неконденсирующийся газ, конденсирующиеся пары и аэрозоли. Частицы древесного угля отделяются в циклоне, а летучие вещества подвергаются быстрому охлаждению, в результате которого образуется жидкость – синтетическое жидкое топливо (пиротопливо), поступающее в накопительный резервуар. Оно

имеет калорийность, составляющую примерно 55% от калорийности дизельного топлива. Используется путем сжигания в газотурбинных установках (ГТУ) или дизельных двигателях. Несмотря на высокую эффективность и удобство использования жидкого синтетического топлива, отсутствие отходов, пиролиз только недавно вышел из стадии исследований и опытных разработок (максимальная производительность действующей пилотной установки составляет 10 тонн в сутки) [6], что обуславливает высокую стоимость используемого оборудования.

Список литературы:

1. Основы практической теории горения: / В.В. Померанцев, К.М. Арефьев, Д.Б. Ахмедов и др. – Л.: Энергоатомиздат. 1986.
2. Пурим, В. Р. Твердые бытовые отходы – топливо для ТЭС малой мощности / В. Р. Пурим, А. Н. Тугов // Акватерм. – 2001. – Июль. – С. 91–93.
3. Грачев, А.Н. Предварительная сушка как средство повышения эффективности энергетической переработки древесных отходов / А.Н. Грачев, В.Н. Башкиров, Р.Г. Сафин // Электронный журнал «Исследовано в России». – 2006. – № 64. – С. 635–645.
4. Тимербаев, Н.Ф. Пути повышения эффективности установок для сжигания биомассы / Н.Ф. Тимербаев, А.Н. Грачев, Р.Г. Сафин // Труды VI Международного симпозиума «Ресурсоэффективность и энергосбережение» / Казань: КГУ, 2006. – С. 335–336.
5. Забелкин, С.А. Математическое моделирование процесса горения жидких продуктов быстрого пиролиза отходов деревообработки / С.А. Забелкин, А.Н. Грачев, В.Н. Башкиров // Вестник Казанского технологического университета. – 2011. – №10. – С. 86–91.
6. Головков С.И. Энергетическое использование древесных отходов. – М.: Лесная промышленность, 1987. – 224 с.

Тарифообразование и оптимизация в теплоснабжении

Соломин И.Н., Даминов А.З.

*Исследовательский центр проблем энергетики Федерального государственного бюджетного учреждения науки Казанского научного центра Российской академии наук, Россия, г. Казань
solil1@yandex.ru*

Анализируя современное состояние теплоснабжающего сектора энергетики можно отметить тот факт, что городские системы централизованного теплоснабжения работают в неоптимальных режимах, что ведет к увеличению относительных потерь тепловой энергии в системах теплоснабжения [1].

Среди основных причин такого положения с потерями в теплосетях:

- несовершенство и износ теплоизоляции теплопроводов;
- утечки теплоносителя в тепловых сетях;
- недоиспользование пропускной способности трубопроводов вследствие завышения расчётных тепловых нагрузок потребителей;
- излишняя централизация теплоснабжения в случаях подключения к системам теплоснабжения микрорайонов с малоэтажной жилой застройкой, имеющих низкую плотность тепловых нагрузок.

Наряду с технологическими причинами недостаточной эффективности имеют место недостатки в тарифной политике. В настоящее время установление тарифов является одной из главных проблем в отрасли тепловой энергетики.

Рассмотрим влияние механизма тарифообразования на энергосберегающие мероприятия и оптимизацию действующей системы теплоснабжения от котельной Сыртлановой, 27 МУП ПО «Казэнерго».

До настоящего времени тарифообразование для теплоснабжающей компании МУП ПО «Казэнерго» производится по системе «затраты плюс». При данном методе тариф формировался исходя из фактических затрат компании за предыдущий год и ее инвестиционной программы. При применении метода «затраты плюс» тарифы устанавливаются ежегодно, исходя из объема средств, которые региональная энергетическая комиссия (РЭК) включил в состав необходимой валовой выручки организации для осуществления ее деятельности в следующем году. Основными составляющими необходимой валовой выручки (НВВ) являются операционные расходы компании, расходы на выплату процентов, налогов, дивидендов и капитальные вложения. Данная методика устарела, поскольку при рыночном ценообразовании в условиях конкуренции все хозяйствующие

субъекты стремятся к уменьшению затрат, а при регулировании по системе «затраты плюс» такой заинтересованности у объекта регулирования нет. Ведь его затраты в полной мере учитываются в тарифе. Более того, метод «затраты плюс» не предусматривает никакой взаимозависимости между ценой услуги и ее качеством. В итоге тарифы постоянно растут, а средств для инвестирования в развитие системы теплоснабжения постоянно не хватает. Поэтому в настоящее время метод «затраты плюс» значительно тормозит развитие компании и практически не стимулирует проведения энергосберегающих и оптимизационных мероприятий, т.к. вся экономия от них сохраняется на период регулирования, т.е. на один год.

Примером может вступать тепловые потери через изоляционные конструкции трубопроводов тепловых сетей. В определенной мере сверхнормативные потери будут присутствовать всегда, что определяется их двойственным происхождением – несовершенством теплоизоляции и недоиспользованием пропускной способности теплопроводов. Первую из двух составляющую можно устранить путём применения новейших технологий, в частности, теплопроводов с пенополиуретановой теплоизоляцией. Вторая же с развитием рыночных отношений в теплоснабжении подобным методом неустранима.

Нормативными считаются тепловые потери, которые неизбежны при современном уровне технического прогресса. Данные потери являются невозвратными и определяют расход тепла на транспорт тепловой энергии, подлежащий оплате потребителем через устанавливаемые тарифы. Норматив на тепловые потери устанавливается исходя из оптимального соотношения цены и качества мероприятий, направленных на снижение тепловых потерь.

Сверхнормативные потери, обусловленные недоиспользованием пропускной способности тепловых сетей возможно снизить путем нахождения оптимальных диаметров участков тепловой сети при замене и капитальном ремонте, а также определения оптимальных расходов теплоносителя на данных участках. Оптимальные параметры функционирования системы теплоснабжения определяются из условия минимума затрат в тепловой сети. При этом достигается снижение потребления энергоресурсов и, соответственно, конечной стоимости единицы тепловой энергии. Поэтому данные мероприятия могут быть определены как энерго- и ресурсосберегающими и иметь место в инвестиционных программах теплоснабжающих компаний. Все оптимизационные мероприятия в тепловых сетях в силу немалых капитальных затрат должны планироваться в среднесрочной и долгосрочной перспективе. А в результате их проведения теплоснабжающая компания должна получить прибыль (экономии) от снижения эксплуатационных затрат, поэтому для осуществления инвестиционной программы и получения максимальной прибыли от оптимизации более всего подходит RAB-регулирование (Regulatory Asset Base – регулируемая база инвестиционного капитала) тарифообразования.

Под показателем энергосбережения понимается качественная и/или количественная характеристика проектируемых или реализуемых мер по энергосбережению, которая определяет:

- фактическую экономию топливно-энергетических ресурсов;
- снижение потерь топливно-энергетических ресурсов, в т.ч. за счет оптимизации режимных параметров теплоснабжения;
- снижения себестоимости производства тепловой энергии.

Показатели экономичности энергопотребления могут быть выражены в абсолютной или удельной форме. Абсолютная форма характеризует расход топливно-энергетических ресурсов в регламентированных условиях (режимах) работы. В нормативной документации на продукт, потребляющие одновременно различные виды топлива и энергии, должны устанавливаться показатели энергопотребления по всем видам энергии в сумме в пересчете к одному виду единиц измерения. Поэтому, для сравнения эффективности работы системы теплоснабжения до и после внедрения энергосберегающих мероприятий наиболее показательными являются удельные затраты энергии в системе теплоснабжения на транспорт и распределение тепловой энергии [2]. Удельные энергетические затраты определяются путем суммирования годового объема потребления каждого вида ресурса, в данном случае природного газа и электроэнергии, с учетом стоимостных коэффициентов каждого из них и отнесения суммы к полезно распределенной и потребленной тепловой энергии:

$$C_{\text{уд}} = \frac{1}{9,81 \rho c (t_{\text{н}} - t_{\text{д}})} \sum_i^n \left(\frac{k_o A_i G_i^2 (l_i + l_{\text{я}})}{\eta_{\text{с}} d_i^{5,25}} + \frac{3600 q_{\text{д}} l_i \beta_i}{G_i} \right), \quad (1)$$

где $\eta_{\text{н}}$ – КПД сетевых насосов; G_i – расход теплоносителя на участке, м³/ч; A_{ri} – коэффициент, зависящий от шероховатости участка трубопровода и плотности теплоносителя, м³,25/кг; l_i – длина участка трубопровода, м; $l_{\text{экв}}$ – эквивалентная длина участка, м; d_i – диаметр участка, м; q_{d_i} – плотность теплового потока через тепловую изоляцию, Вт/м; β_i – коэффициент, учитывающий тепловые потери запорной арматурой; n – число участков тепловой сети; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; C – удельная теплоемкость теплоносителя, ккал/(кгК); $t_{i\hat{a}}$, $t_{i\hat{a}\hat{b}}$ – расчетные температуры теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах соответственно, °С; $k_{\hat{o}} = \frac{T_{\hat{y}}}{T_{\hat{o}}}$ – коэффициент соотношения тарифов тепловой и электроэнергетики.

В выражении (1) коэффициент $k_{\hat{o}}$ к количественной характеристике удельных затрат в тепловой сети добавляет качественную составляющую, оценивающую разницу в тарифах на различные виды ресурсов. Выбор энергетических затрат в качестве целевой функции при оптимизации параметров систем теплоснабжения обусловлен определяющей долей этих затрат в эксплуатационных расходах. На соотношение эксплуатационных расходов котельными существенное значение оказывают установленные цены на энергоресурсы. Основными энергоресурсами для выработки тепловой энергии являются природный газ и электроэнергия. Расходы на данные ресурсы в структуре тарифа на тепловую энергию лежат в пределах 53-55% и 10-15% соответственно.

При определении оптимальных параметров системы теплоснабжения необходимо учитывать значения тарифов на энергоресурсы и с учетом этого определять резервы и издержки для их экономии. Соответственно максимальная экономия энергоресурсов будет зависеть не только от сэкономленного количества, но и от цены (табл.1).

Выражение оптимального диаметра участка тепловой сети:

$$d_{i\hat{o}} = \sqrt[6,25]{\frac{5,25k_{\hat{o}}A_rG^3(l+l_{\hat{y}\hat{e}\hat{a}})}{3600\eta_i l\beta a}}$$

Для оптимального расхода выражение имеет вид:

$$G_{i\hat{o}} = \sqrt[3]{\frac{3600(ad+b)l\beta\eta_{\text{н}}d^{5,25}}{2A_Rk_{\hat{o}}(l+l_{\hat{y}\hat{e}\hat{a}})}}$$

При введении в зависимости определения оптимальных диаметров участков тепловой сети и расходов теплоносителя коэффициента соотношения тарифов добавляется некоторое условие перераспределения долей затрат той или иной энергии в зависимости от их текущих цен.

Анализируя состояние цен и тарифов на энергоресурсы за последнее время можно отметить, что, совершенно естественно, неизменным остается превосходство тарифа на электроэнергию над тарифом на тепловую (рис.2).

Таблица 1. Значения тарифов на энергоресурсы по годам

Год	тариф на электроэнергию, руб./кВт	тариф на тепловую энергию, руб./Гкал	коэффициент соотношения тарифов
2006	1.52	482.60	2.708
2008	2.33	655.00	3.059
2010	3.10	846.90	3.147
2012	3.60	990.90	3.124
2013	3.87	1139.80	2.919

Из графика (рис. 2) видно, что в период 2010-2012 года разница за единицу энергии электрической и тепловой имеет свое максимальное значение. При этом в данный период было выгодно проводить энергосберегающие мероприятия с целью экономии электроэнергии и

изыскивать резервы по снижению ее потребления. В последнее время наметилась тенденция снижения разницы в тарифах за счет удорожания стоимости тепловой энергии. В таких условиях сбережение тепловой энергией ведет к значительной экономии в системе теплоснабжения наряду с электроэнергией.

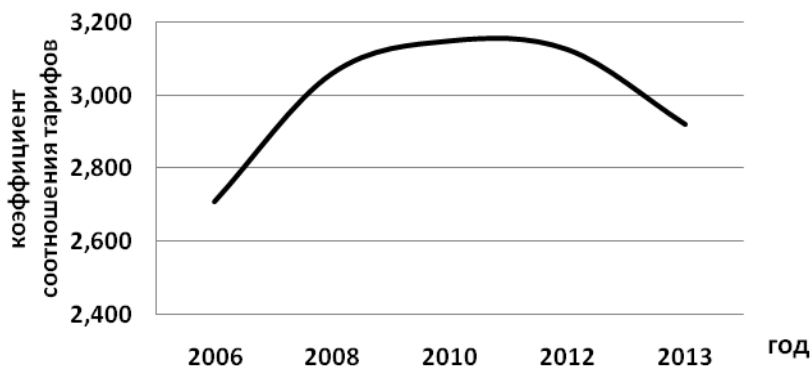


Рис 2. Значение коэффициента соотношения тарифов по годам.

На рис.3. представлена графическая зависимость значений оптимального расхода теплоносителя на участке действующей сети от котельной Сыртлановой, 27 диаметром 480 мм длиной 85 м канальной прокладки от коэффициента соотношения тарифов.

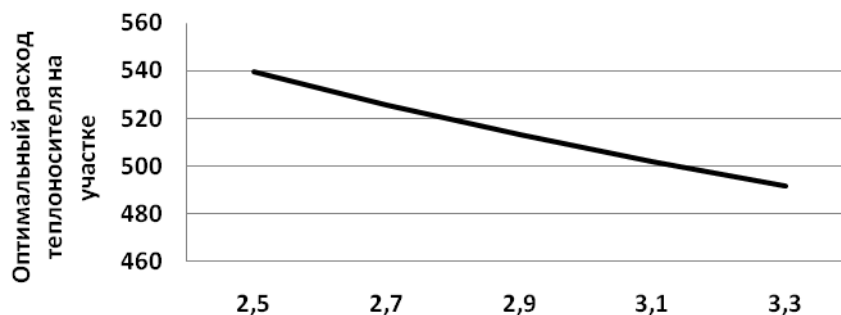


Рис. 3. Зависимость значений оптимального расхода на участке тепловой сети от коэффициента соотношения тарифов.

Из рис.3 видно, что при повышении коэффициента соотношения тарифов значение оптимального расхода снижается. Это объясняется высокой ценой на электроэнергию, что создает предпосылки ее экономии посредством снижения скорости движения теплоносителя по трубопроводу, а, следовательно, и снижением сопротивления сети.

Значения оптимальных диаметров в меньшей степени зависят от данного коэффициента, но также существует тенденция к увеличению пропускной способности трубопровода с ростом тарифа на электроэнергию.

Таким образом, применяя зависимости для определения оптимальных значений расходов и диаметров при условии минимума удельных затрат, необходимо учитывать разность в тарифах на энергоресурсы, т.к. данное условие позволяет скорректировать данные значения в зависимости от ценности и стоимости тепловой и электроэнергии для теплоснабжающей организации.

Список литературы:

1. Трутаев В.И., Сыропушинский В.М. Сверхнормативные потери теплоты в теплосетях: вопросы учёта и распределения // Энергия и менеджмент. – 2011. – №5. – С. 2-10.
2. Авсюкевич А.Д. Энергоэффективность и энергосбережение в системах теплоснабжения // Строительство уникальных зданий и сооружений. – 2013. – №2. – С. 40-54.

**Перспективы применения газотурбинных двигателей на ТЭС в качестве привода
питательных насосов**

Цибульский С.А., Галашов Н.Н.

Национальный Исследовательский Томский Политехнический Университет, Россия, г. Томск.

E-mail: s.tzibulsky@yandex.ru, gal@tpu.ru

В настоящее время газотурбинные двигатели (ГТД) нашли широкое применение в различных отраслях техники в качестве силовых установок, в основном, за счет конвертирования авиационных двигателей в ГТД наземного типа [1]. Современное газотурбинное оборудование изготавливается на ряде отечественных преимущественно авиационных заводов. Стоимость 1 кВт установленной мощности варьирует в пределах 200–500 USD. В настоящее время большой спрос на рынке на газотурбинное оборудование и большая конкуренция заставляет совершенствовать технологии газотурбинных двигателей.

Наиболее широкое применение стационарные ГТД нашли на магистральных газопроводах, где они служат для привода центробежных нагнетателей газа на газоперекачивающих компрессорных станциях. Нагнетатели вместе с ГТД составляют газоперекачивающий агрегат (ГПА). Первый ГПА типа ГТ-700-4 был изготовлен в 1957 г. ГТД могут применяться в качестве приводных не только на газопроводах, но и на нефтепроводах для перекачки нефти.

ГТД также применяются в качестве главных судовых энергоустановок, при этом по основным экономическим показателям они успешно конкурируют с дизелями и паровыми турбинами, а по удельной массе, стоимости, ремонтпригодности, приспособленности к автоматизации превосходят их [2]. Основными факторами, сдерживающими применение газотурбинных двигателей на коммерческих судах, являются высокие расходы на топливо, связанные с повышенными требованиями к его качеству и сравнительно высокий удельный расход топлива. Применение ГТД позволяет существенно снизить количество вредных выбросов при работе судовой энергетической установки [3].

В отличие от газоперекачивающих и судовых ГТД на локомотивах нашли значительно меньшее применение. Технико-экономическая эффективность применения турбопоездов на отечественных железных дорогах обоснована исследованиями ЦНИИ МПС; показана целесообразность применения турбопоездов на некоторых железнодорожных магистралях. Наиболее целесообразным оказывается применение ГТД при больших скоростях движения.

Преимуществами автомобильных ГТД по сравнению с дизелями являются их высокая удельная мощность, хорошие тяговые свойства, простота конструкции, меньшая токсичность отработавших газов, более высокая надежность при некоторых условиях эксплуатации [2].

К основным привлекательным достоинствам современных газотурбинных двигателей можно отнести: короткий период пуска (от 2 до 10 минут), достаточно низкую вибрацию при работе, слабую эмиссию вредных веществ в атмосферу, отсутствие требований по охлаждению водой.

Комплексное использование ГТД в данных направлениях, огромный опыт эксплуатации, модернизации и совершенствования позволяет рассмотреть перспективы применения их для привода механизмов собственных нужд на электростанциях, где в качестве привода в основном используются асинхронные электродвигатели и, в ряде случаев, для мощных механизмов – паровой турбопривод. Эти виды привода в настоящее время имеют эффективный КПД не выше 40 %.

Современные газотурбинные двигатели уже имеют КПД до 40–45 % благодаря большой степени повышения давления в компрессоре (30 для наземных и 40 для авиационных) и высоким температурам газа перед турбиной (1450 °C).

Значительный прогресс в газотурбинных двигателях достигнут за счет разработки новых жаропрочных материалов и покрытий, а также способов охлаждения горячих элементов двигателей.

Одним из перспективных направлений применения ГТД на ТЭС является замена ими электродвигателя или парового турбопривода питательных насосов (ПН). Проведенные теоретические исследования такой замены [4–6] показали, что при определенных удельных капитальных затратах в ГТД и соотношениях стоимости электроэнергии и топлива можно получить приемлемый срок окупаемости инвестиций.

Основными недостатками газотурбинных двигателей являются:

- высокое давление сжигаемого газа, что требует установки дожимных компрессоров;
- зависимость КПД ГТД от нагрузки и температуры наружного воздуха;
- существенные габариты газоводяных теплообменников и газотводящих трактов, что усложняет компоновку оборудования на ТЭС;
- необходимость сжигания только газообразного или жидкого топлива.
- При эксплуатации ГТД в качестве привода на ТЭС возникает ряд проблем:
- понижение мощности по мере роста температуры наружного воздуха, особенно при температурах выше +15 °С;
- короткий срок службы элементов камер сгорания (в среднем 20–25 тыс. часов);
- помпаж в компрессоре, возникающий при высокой степени сжатия из-за отложений на рабочих лопатках;
- чрезмерный износ торцов рабочих лопаток компрессора из-за малых радиальных зазоров между корпусом и лопатками;
- уменьшение проектной мощности из-за увеличения сопротивления на всасе компрессора;
- повышение рабочих температур перед газовой турбиной приводит к появлению характерных дефектов на кромках и в основании направляющих лопаток, а также к повышению оксидов азота в выхлопных газах;
- необходимость подвода к электростанции газопровода или монтаж установки газификации угля.

У выпускаемых современных газотурбинных двигателей уже решен ряд проблем в работе и эксплуатации. Так все современные ГТД имеют сухие малоэмиссионные камеры сгорания, что обеспечивает их надежную работу по экологическим требованиям. Интенсивно разрабатываются способы газификации угля [7], что позволит применять ГТД на угольных ТЭС.

В настоящее время наиболее полно свои технические и термодинамические возможности газотурбинные двигатели реализуют в энергетических парогазовых установках (ПГУ). В сложном совмещенном термодинамическом цикле Брайтона-Ренкина наиболее эффективно энергетически используются возможности высокотемпературного подвода тепловой энергии к рабочей среде и низкотемпературный его отвод в паровой части при конденсации водяного пара. Такие энергетические установки при оптимизации параметров обеих частей термодинамического цикла в конденсационном режиме работы при номинальной мощности могут иметь КПД более 60 %, что недостижимо в отдельности ни газотурбинной, ни паротурбинной установками [8, 9].

Возможным направлением совершенствования современных пылеугольных энергоблоков большой мощности может стать внедрение газотурбинных двигателей в качестве привода питательного насоса.

Это направление подразумевает замену существующего электропривода или парового турбопривода ПН газотурбинным двигателем, что позволит устранить комплекс проблем, возникающих при использовании существующих приводов.

В качестве основных преимуществ использования газотурбинного привода ПН по сравнению с паровым турбоприводом можно выделить следующие:

- эффективный КПД современных ГТД достиг 35–45 %, а при использовании теплоты уходящих газов коэффициент использования теплоты топлива достигает 80–85 %;
- устранение недовыработки мощности энергоблока с паровым турбоприводом ПН вследствие пропуска пара турбопривода через проточную часть основной паровой турбины позволяет до 3 % увеличить выработку электроэнергии;
- упрощенная и более надежная схема энергоблока (независимая работа ГТД от главной паровой турбины);
- возможность использования тепла и кислорода выхлопных газов в котле: повышает КПД блока и уменьшает расход воздуха, что ведет к разгрузке дутьевых вентиляторов и уменьшению расхода электроэнергии на собственные нужды;
- повышенная маневренность газовой турбины по сравнению с паровой;
- практически не требуется охлаждающая вода;
- значительно меньше стоимость газотурбинного оборудования по сравнению с паротурбинным.

Проведенный ряд исследований по замене парового турбопривода ПН газотурбинным двигателем для существующих энергоблоков сверхкритического давления [10, 11] показал высокую эффективность предложенного решения.

С ростом начального давления пара на ТЭС затраты на привод ПН увеличиваются, а основной стратегией развития энергетики на угольной генерации является применение суперкритических и ультракритических параметров пара.

Для доказательства эффективности замены парового турбопривода ПН газотурбинным двигателем для энергоблока на суперкритические параметры пара были проведены расчеты его тепловой схемы с паро- и газотурбинным приводом ПН. За основу был взят пылеугольный энергоблок мощностью 660 МВт на начальные параметры пара 30 МПа и 600 °С [12]. Мощность привода ПН составляет 22 МВт. Рассмотрены два варианта установки ГТД для привода ПН: первый предусматривает установку двух газотурбинных двигателей Siemens Mars 100MD суммарной номинальной мощностью 23,72 МВт, второй – один ГТД Simens Titan 250 мощностью 23,37 МВт. Температура их уходящих газов составляет соответственно 485 °С и 465 °С. Теплота уходящих газов ГТД используется в топке парового котла. Так как уходящие газы на выходе из ГТД имеют высокий коэффициент избытка воздуха, то при сбросе в топку котла они обеспечивают до 25 % уменьшение расхода воздуха, необходимого для сжигания топлива, при этом существенно будут разгружены дутьевые вентиляторы и сокращен расход электроэнергии на привод собственных нужд.

В результате расчета тепловой схемы получены следующие показатели экономичности энергоблока при использовании в качестве привода ГТД Mars 100 MD: КПД блока брутто – 51,86 %; КПД блока нетто – 46,09 %; удельный расход условного топлива по выработке электроэнергии – 260,2 г у.т./кВт·ч. При использовании Titan 250: КПД блока брутто – 52,05 %; КПД блока нетто – 46,26 %; удельный расход условного топлива по выработке электроэнергии – 259,33 г у.т./кВт·ч. По сравнению с паровым турбоприводом прирост КПД блока брутто составил 0,19 % для Mars 100 MD и 0,38 % для Titan 250, а прирост КПД блока нетто – соответственно 0,16 % и 0,34 %. Дополнительно генерируемая электрическая мощность на блоке составила 21,2 МВт.

Полученные результаты позволяют судить о том, что имеется достаточный выигрыш в повышении мощности и тепловой экономичности энергоблока, поэтому закономерна дальнейшая проработка данного вопроса на основе детального технико-экономического анализа.

Список литературы:

1. Маркушин А.Н., Бакланов А.В. Этапы модернизации камеры сгорания ГТД со ступенчатым подводом воздуха по длине жаровой трубы. // Вестник двигателестроения. – 2011, – №2, – С. 79–82.
2. Манушин Э.А. Газовые турбины: Проблемы и перспективы. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 168 с.
3. Горбов В.М., Чередниченко А.К. Анализ и перспективы использования отечественных газотурбинных двигателей в судовой энергетике. // Авиационно-космическая техника и технология, – 2008, – №8 (55), – С. 103–107.
4. Галашов Н.Н. Эффективность использования газотурбинных двигателей для привода механизмов собственных нужд ТЭС. // Электрические станции. – 2013, – №2, – С. 32–35.
5. Галашов Н.Н. Эффективность замены парового турбопривода механизмов собственных нужд энергоблоков ТЭС газотурбинным приводом. // Известия Томского политехнического университета. – 2012. – Том 321. – № 4. – С. 7–10.
6. N. N. Galashov. Efficiency of Gas Turbine Engines for Drive of Mechanisms for In-House Needs of Thermal Power Plants1,2. Power Technology and Engineering. October 2013.
7. Цибульский С.А. Газификация углей для теплоэнергетических установок ТЭС. // Сборник трудов XIX Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Современные техника и технологии», – 2013, – т.3, – С. 265–266.
8. Ковецкий В.М., Ковецкая Ю.Ю. Газотурбинные двигатели в энергетике: достижения, особенности, возможности. // Системні дослідження та комплексні проблеми енергетики. – 2008, – №17, – С. 24–30.
9. Галашов Н.Н., Цибульский С.А. Анализ влияния основных параметров паротурбинного цикла на эффективность тринарных парогазовых установок // Известия Томского политехнического университета. – 2013. – Том 323. – № 4. – С. 14–21.
10. Бикбов Т.К., Галашов Н.Н. Модернизация схемы блока К-300-23,5 путем замены парового турбопривода питательных насосов газотурбинным двигателем. // Теплофизические основы энергетических технологий. Сборник научных трудов III Всероссийской научно-практической конференции / под ред. Г.В. Кузнецова, А.С. Заворина, К.В. Бувакова; – С-Петербург: Изд-во Экспресс; – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, – 2012. – С. 172 – 175.

11. Калгин Д.Е., Галашов Н.Н. Анализ замены парового привода питательных насосов блока К-500-24 газотурбинным двигателем. // Труды XVI Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Современные техника и технологии». – Томск: Изд-во Томского политехнического университета. – 2012. – Т2, – С. 185–186.
12. Тумановский А.Г., Алтухов М.Ю., Шварц А.Л. Разработка пылеугольного энергоблока на сверхкритические параметры пара мощностью 660 МВт. // Электрические станции. – 2010, – №1, – С.18–27.

Анализ показателей энергетической эффективности компрессорной станции

Шарафиева А.Н., Ахметов Э.А.

Казанский Государственный Энергетический Университет, Россия, г. Казань

marvellous_als@mail.ru

Одними из основных критериев функционирования компрессорных станций, цехов, ЛПУМГ и Общества в целом являются показатели энергетической эффективности.

В соответствии с нормативными документами, показатели энергоэффективности разделяются на системные показатели, определяемые для ЛПУМГ и Общества в целом, и локальные, определяемые для компрессорных цехов и отдельных ГПА.

Было рассмотрено Шеморданское линейное производственное управление магистральных газопроводов. ШЛПУ МГ держит под своим контролем восемь ниток магистральных газопроводов. Восемь газоконпрессорных цехов перекачивают по магистралям ежегодно миллиарды кубометров газа, в том числе и зарубежным потребителям.

Шеморданское ЛПУМГ состоит из семи цехов, включающих компрессорные станции магистральных газопроводов Уренгой – Центр I, Уренгой – Центр II, Уренгой – Ужгород, Ямбург – западная граница (Прогресс), Ямбург – Елец I, Ямбург – Елец II, ГПС-4.

Каждый цех содержит в своем составе от трех до шести различных типов газоперекачивающих агрегатов (ГПА).

Системным показателем энергоэффективности по газу для рассматриваемой организации является удельный расход газа собственных нужд на единицу товаротранспортной работы (мЗ/млн.мЗ·км). Этот показатель рассчитывается по данным расхода газа на собственные технологические нужды организации и по величине товаротранспортной работы.

Товаротранспортная работа характеризует объем производства газопровода (газопроводов) и представляет собой условную работу по перемещению единицы объема транспортируемого газа на единицу длины участка газопровода (газопроводов). Наиболее оптимальные показатели работы достигаются в зимний период, когда увеличивается газотранспортная работа.

Недостатком показателя товаротранспортной работы, является то, что при его расчете не учитываются режимы работы производственных управлений Общества, а учитывается лишь общий режим работы всей газотранспортной системы магистральных газопроводов. Таким образом, указанный системный показатель энергетической эффективности (расход газа собственных нужд, приведенный к объему товаротранспортной работы) не в полной мере отражает эффективность работы предприятий.

Так как в компрессорных цехах кроме расхода газа на СТН имеется расход электрической энергии то, для анализа системных показателей энергетической эффективности рекомендуется использовать удельный показатель эффективности расхода ТЭР на собственные технологические нужды, кг у.т. /млн. мЗ. Наиболее оптимальные значения удельных показателей эффективности расхода ТЭР на собственные технологические нужды достигаются в холодный период года (в I и IV квартале), когда возрастает товаротранспортная работа Объединения в целом.

Локальным показателем энергоэффективности работы компрессорных станций (компрессорных цехов) является удельный расход топливно-энергетических ресурсов на собственные технологические нужды. Удельный расход ТЭР на СТН КС (КЦ) вычисляют по формуле 1:

$$E_{тер}^{кс} = \frac{B_{тер}^{кс}}{L_{кс}}, \quad (1)$$

где $B_{тэп}^{кс}$ – суммарный расход ТЭР КС за расчетный период времени, т. у.т.;
 $L_{кс}$ – политропная работа сжатия КС за расчетный период времени, тыс. кВт·ч.
 Суммарный расход ТЭР КС вычисляют по формуле 2:

$$B_{тэп}^{кс} = k_z \cdot Q_{стн}^{кс} + k_э \cdot W_{стн}^{кс}, \quad (2)$$

где $Q_{стн}^{кс}$ – объем природного газа, расходуемого на СТН КС за расчетный период времени, тыс.м³; $W_{стн}^{кс}$ – расход электроэнергии на СТН КС за расчетный период времени, тыс. кВт·ч.

Объем природного газа, расходуемый на СТН КС, вычисляют по формуле 3:

$$Q_{стн}^{кс} = Q_{тг}^{кс} + Q_{пттн}^{кс} + Q_{мп}^{кс}, \quad (3)$$

где $Q_{тг}^{кс}$ – объем топливного газа КС за расчетный период, тыс.м³; $Q_{пттн}^{кс}$ – объем газа, расходуемый на прочие технологические нужды КС за расчетный период, тыс.м³; $Q_{мп}^{кс}$ – объем технологических потерь газа КС за расчетный период, тыс.м³.

Топливный газ КС вычисляют по формуле 4:

$$Q_{тг}^{кс} = \sum_{i=1}^{S_1} Q_{тг_i}^{кз}, \quad (4)$$

где S_1 – количество КЦ с газотурбинным приводом.

Объем газа на прочие технологические нужды КС вычисляют по формуле 5:

$$Q_{пттн}^{кс} = \sum_{i=1}^S (Q_{пттн_i}^{кз} + Q_{эсн_i} + Q_{к_i} + Q_{СОГ_i}) , \quad (5)$$

где $Q_{эсн_i}$ – объем газа на выработку электроэнергии i-той ЭСН за расчетный период, тыс. м³, его измеряют; $Q_{к_i}$ – объем за расчетный период газа на выработку тепла котельной i-той за расчетный период, тыс. м³, его измеряют; $Q_{СОГ_i}$ – объем газа на работу i-той СОГ за расчетный период, тыс. м³, его измеряют; S – количество КЦ.

Технологические потери КС вычисляют по формуле 6:

$$Q_{мп}^{кс} = \sum_{i=1}^S Q_{мп_i}^{кз}, \quad (6)$$

где $Q_{мп_i}^{кз}$ – технологические потери газа i-го КЦ, тыс.

Динамика производства политропной работы сжатия каждым компрессорным цехом организации в рассмотренный период представлена в таблице 1:

Динамика производства политропной работы сжатия компрессорными цехами организации в течении наблюдений испытывала некоторую неравномерность. В летний период наблюдался спад в производстве политропной работы, что объясняется режимом работы всей газотранспортной системы в целом.

Также важным критерием функционирования компрессорных станций на базе газотурбинных двигателей является такой показатель, как коэффициент полезного действия (КПД) газотурбинной установки.

Для существенного повышения КПД газотурбинной установки на базе авиационных ГТД существуют два основных пути:

- повышение температуры газа перед турбиной;
- снижение температуры выхлопных газов;

Таблица 1. Производство политропной работы сжатия компрессорными цехами организации

ЛПУ	№ КЦ	Тип ГПА	Тип нагнетателя	Установленная мощность	Политропная работа, тыс. кВт*час			
					1 кв 2010	2 кв 2010	3 кв 2010	4 кв 2010
Шеморданское ЛПУМГ	КЦ 1	ГПА-16 МЖ59.02	650-23-1	48000	38745	19047	27476	38967
	КЦ 2	ГПА-16 МЖ59.02	235-28-1	96000	47076	43025	41094	56046
	КЦ 3	ГТК-25ИР	PCL804-2/36	75000	61768	55079	42295	58607
	КЦ 4	ГТНР-25И	PCL804-2/36/B	75000	47186	41083	63485	63983
	КЦ 5	ГТНР-25И	PCL804-2/36/B	75000	67157	37924	236	64333
	КЦ 6	ГПА-25/76	ЦН650-21-2	75000	59439	17175	23105	23514
	КЦ 7	ГПА-Ц6,3	H196-1,45	31500	0	0	0	18591,3

Добиться повышения значений газа перед турбиной в уже изготовленных ГТД практически невозможно. Снижения температуры выхлопных газов можно добиться, хотя и со значительными переделками и, следовательно, со значительными дополнительными затратами. Основной путь в этом направлении – установка регенератора, который служит для утилизации теплоты отходящих газов теплотехнических устройств.

Список литературы:

1. Отчёт по НИР: Создание информационной базы и разработка рекомендаций по использованию газотурбинных установок производства КМПО для городов Альметьевск, Зеленодольск, Елабуга. Казань, КГЭУ, 2006.
2. С. В. Цанев, В. Д. Буров, А. Н. Ремезов. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. Изд. МЭИ., 580с., 2009 г.
3. Методика оценки энергоэффективности газотранспортных объектов и систем. – М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2007. – 54 с.

Влияние порошков железа, титана, бора на энергетические характеристики зажигания высокоэнергетических композиций

Архипов В.А.*, Коротких А.Г., Янковский С.А.

**НИИ прикладной математики и механики Томского государственного университета, Россия, г. Томск*

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск

jankovsky@tpu.ru

Применение порошка металлов (как правило, алюминия) в качестве горючего в высокоэнергетических композициях (ВЭК) является наиболее энергоэффективным методом позволяющим увеличить температуру, скорость горения смесевых твердых топлив в камере сгорания, удельный импульс тяги двигательных установок [1–5]. Перспективными металлическими горючими считаются смеси порошков алюминия разной дисперсности, а также порошков алюминия с порошками других металлов и их сплавов. Один из известных способов регулирования скорости горения ВЭК – замена штатных микроразмерных порошков алюминия (АСД, Россия) на ультрадисперсный порошок (УДП), например марки (Alex), полученный электровзрывным методом в аргоне или азоте [6].

Анализ результатов исследования [7–9] показал, что основная роль добавок УДП железа и меди заключается в ускорении процессов термического разложения окислителя в прогретом слое

ВЭК. Порошки железа, титана, меди, которые используются для получения интерметаллических соединений, при нагревании с алюминиевой пудрой, реагируют с относительно высоким экзотермическим эффектом [8]. Косвенным подтверждением этого является снижение температуры поверхности пластины, при одинаковых значениях времени задержки зажигания образца при введении в состав ВЭК добавок данных металлических порошков [10]. Кроме того, добавка порошка бора в состав ВЭК [11] позволяет снизить агломерацию алюминиевых частиц на поверхности реакционного слоя и увеличить скорость горения образцов ВЭК.

В работе представлены характеристики процесса зажигания исследуемых составов ВЭК на основе перхлората аммония, бутадиенового каучука и УДП алюминия (Alex) содержащих добавки порошка титана, бора и железа в количестве 2 мас. %. В результате проведенного исследования определены следующие параметры: критические условия воспламенения, тепловой поток, время задержки зажигания и температура поверхности реакционного слоя ВЭК.

При экспериментальном исследовании процессов зажигания ВЭК, содержащих порошок титана, бора и железа, использовали базовый состав твердого топлива на основе на перхлората аммония (ПХА) дисперсностью 160–315 мкм, инертного горючего-связующего – бутадиенового каучука марки СКДМ-80 и УДП алюминия Alex. Составы исследуемых ВЭК представлены в табл. 1.

Таблица 1. Исследуемые образцы ВЭК

№ образца	Содержание компонентов, масс. %					
	ПХА	СКДМ-80	Alex	Ti	B	Fe
1	64.6	19.7	15.7	–	–	–
2	64.6	19.7	13.7	2.0	–	–
3	64.6	19.7	13.7	–	2.0	–
4	64.6	19.7	13.7	–	–	2.0

Образцы ВЭК цилиндрической формы диаметром 10 и высотой 30 мм изготавливали методом механического перемешивания исходных компонентов с последующим проходным прессованием под давлением ~215 МПа и вулканизацией. Плотность отвержденных ВЭК в зависимости от их компонентного состава составляла 1.58–1.61 г/см³. При проведении дублирующих опытов для одинаковых составов разброс плотности образцов не превышал 0.02 г/см³. Непосредственно перед опытом облучаемую поверхность образца получали путем среза ножом микротом. Высота исследуемого образца составляла 5 мм. При этом торцевая поверхность была ровной без углублений и выступов.

Зажигание образцов ВЭК осуществлялось с помощью установки на основе одномодового СО₂-лазера непрерывного действия с длиной волны излучения 10.6 мкм и максимальной мощностью 100 Вт [12]. Время задержки зажигания определяли по сигналам двух фотодиодов, один из которых при открытии затвора включал развертку запоминающего осциллографа Owon PDS 5022 S, второй регистрировал появление пламени образца ВЭК. Относительная погрешность измерений времени задержки зажигания ВЭК при величине доверительной вероятности 0.95 составляла 5–13 %. Мощность лазерного излучения, падающего на образец ВЭК, измерялась измерителем средней мощности излучения марки ИМО-2, с основной приведенной погрешностью 5 %. Измерение температурного поля на поверхности реакционного слоя исследуемых составов ГКС проводили с помощью тепловизора марки Jade J 530 SB с цифровой записью на персональном компьютере. Основная приведенная погрешность измерения температуры поверхности реакционного слоя при частоте кадров 50 Гц составляла не более 10 %. Коэффициент излучения поверхности исследуемых образцов ВЭК, измеренный на шаровом фотометре ФМШ-56М, равен 0.9 и принимался постоянным при лучистом нагреве.

Получены времена задержки зажигания и распределения температуры на поверхности реакционного слоя исследуемых составов ВЭК в зависимости от плотности потока излучения.

Результаты измерения времени задержки зажигания исследуемых образцов ВЭК осредненных по 3–5 дублирующих экспериментов для каждой плотности потока излучения, представлены в табл. 2.

Анализ результатов исследования закономерностей зажигания составов ВЭК, показал, что частичная замена УДП алюминия Alex на порошок железа и бора в базовом образце 1 приводит к снижению времени задержки зажигания в 1.3–1.5 раз в диапазоне плотности потока излучения 58–85 Вт/см², за счет каталитического эффекта термического разложения перхлората аммония при

температурах прогретого слоя до 380 °С и увеличения температурного градиента в реакционном слое ВЭК при лучистом нагреве.

Таблица 2. Время задержки зажигания и эффективность добавки порошка металлов на задержку зажигания ВЭК

q, Вт/см ²	t _{ign} образца 1, мс	Значение $K_{ign} = t_{ign1} / t_{ign2,3,4}$		
		Ti (образец 2)	B (образец 3)	Fe (образец 4)
14	550 ± 26	1.0	0.7	1.5
58	59 ± 7	0.9	1.3	1.3
85	3.0 ± 0.4	0.6	1.5	1.5

При низких значениях плотности потока излучения q = 14 Вт/см² частичная замена УДП алюминия Alex на порошок аморфного бора в базовом составе 1, приводит к увеличению времени задержки зажигания на 450 мс. Частичная замена УДП алюминия Alex на порошок титана приводит к увеличению времени задержки зажигания в 1.1 раза, при q = 58 Вт/см² и в 1.7 раза при q = 85 Вт/см², за счет увеличения времени прогрева тугоплавких микроразмерных частиц титана и эффективной теплопроводности образца 2 ВЭК.

Результаты измерения осредненной температуры по поверхности реакционного слоя ВЭК тепловизором при постоянной плотности потока излучения q = 33 Вт/см² показали, что частичная замена УДП алюминия Alex в базовом составе 1 ВЭК порошком титана, бора и железа приводит к увеличению температуры поверхности образца в момент появления пламени на ~ 40, 200 и 130 °С соответственно (табл. 3). При увеличении плотности потока излучения до q = 79 Вт/см² температура поверхности реакционного слоя базового состава 1 ВЭК с УДП алюминия Alex увеличивается ~130 °С и состава 4 ВЭК с УДП Alex и железа – на 230 °С.

Таблица 3. Температура поверхности реакционного слоя ВЭК

q, Вт/см ²	Температура поверхности реакционного слоя T _{ign} , °С			
	Alex (образец 1)	Ti (образец 2)	B (образец 3)	Fe (образец 4)
33	590 ± 50	630 ± 20	790 ± 80	720 ± 70
79	720 ± 80	–	770 ± 90	950 ± 110

Таким образом, установлено, что частичная замена УДП алюминия Alex порошком титана в количестве 2 масс % в составе ВЭК, приводит к увеличению времени задержки зажигания базового состава ВЭК на основе ПХА и бутадиенового каучука СКДМ-80 при лучистом подводе тепла за счет увеличения времени прогрева, температуры плавления и начала окисления микроразмерных частиц титана, а также уменьшения интенсивности тепловыделения в конденсированной фазе и на поверхности реакционного слоя ВЭК. Частичная замена УДП алюминия Alex порошком бора или железа в составе ВЭК приводит к уменьшению времени задержки зажигания в 1.3–1.5 раза при одинаковых условиях лучистого нагрева за счет увеличения интенсивности тепловыделения на поверхности реакционного слоя образца ВЭК, дополнительного экзотермического эффекта смеси Al+Fe и увеличения скорости окисления, разрушения оксидного слоя наночастиц алюминия при взаимодействии с бором. Косвенным подтверждением этого является увеличение температуры поверхности реакционного слоя базового образца ВЭК на 130–200 °С при добавке порошка бора или железа.

Список литературы:

1. Похил П.Ф., Беляев А.Ф., Фролов Ю.В., Логачев В.С., Коротков А.И. Горение порошкообразных металлов в активных средах. – М.: Наука, 1972. – 294 с.
2. Mench M.M., Kuo K.K., Yeb C.L., and Lu Y.C. Comparison of thermal behavior of regular and ultra-fine aluminum powders (Alex) made from plasma explosion process // Combustion Science and Technology. 1998. V. 135. P. 269–292.
3. Ivanov Y.F., Osmonoliev M.N., Sedoi V.S., Arkhipov V.A., Bondarchuk S.S., Vorozhtsov A.B., Korotkikh A.G., Kuznetsov V.T. Productions of ultra-fine powders and their use in high energetic compositions // Propellants, Explosives, Pyrotechnics. 2003. V. 28. P. 319–333.
4. De Luca L.T., Galfetti L., Severini F., Meda L., Marra G., Vorozhtsov A.B., Sedoi V.S., Babuk V.A. Burning of nano-aluminized composite rocket propellants // Combustion, Explosion and Shock Waves. 2005. V. 41. P. 680–692.

5. Попенко Е.М., Громов А.А., Шамина Ю.Ю., Ильин А.П., Сергиенко А.В., Попок Н.И. Влияние добавок сверхтонких порошков алюминия на реологические свойства и скорость горения энергетических конденсированных систем // Физика горения и взрыва. 2007. Т. 43, № 1. С. 54–59.
6. Архипов В.А., Бондарчук С.С., Коротких А.Г., Лернер М.И. Технология получения и дисперсные характеристики нанопорошков алюминия // Горный журнал. 2006. № 4. С. 58–65.
7. Atwood A.I., Ford K.P., Bui D.T., Curran P.O. and Lyle T. Radiant ignition studies of ammonium perchlorate based propellants, Progress in Propulsion Physics. Edited by L. DeLuca, C. Bonnal, O. Haidn, and S. Frolov, TORUS PRESS, Moscow, 2009. P. 121–140.
8. Комарова М.В., Комаров В.Ф., Вакутин А.Г., Ященко А.В. Влияние наноразмерных биметаллических частиц на характеристики горения смесового топлива // Ползуновский Вестник. 2010. № 4. С. 112–116.
9. Архипов В.А., Коротких А.Г., Кузнецов В.Т., Синогина Е.С. Влияние дисперсности порошков металлов на характеристики кондуктивного и лучистого зажигания смесовых композиций // Химическая физика. 2007. Т. 26, № 6. С. 58–67.
10. Архипов В.А., Коротких А.Г., Громов А.А., Кузнецов В.Т., Пестерев А.В., Евсеенко И.А. Влияние каталитических добавок порошков металлов на зажигание высокоэнергетических материалов // Известия вузов. Физика. 2011. Т. 54, № 11/3. С. 299–306.
11. Simonenko V.N., Zarko V.E., Kiskin A.B., Sedoi V.S., Birukov Yu. A. Effect of Alex and Boron Additives on Ignition and Combustion of Al-KNO₃ Mixture, Energetic Materials: Production, Processing and Characterization of the 32nd International Annual Conference of ICT, Karlsruhe, Germany, 2001. P. 122-1–122-12.
12. Arkhipov V.A., Korotkikh A.G. The influence of aluminum powder dispersity on composite solid propellants ignitability by laser radiation// Combustion and Flame. 2012. Iss. 159. P. 409–415.

Позиционный асинхронный электропривод

Алеко М. Н., Карачев В. С.

*Новосибирский государственный технический университет, Россия, г. Новосибирск
amn92@mail.ru*

Энергосбережение – рациональное использование электрической энергии – стало в последние годы одним из приоритетных направлений технической политики во всех развитых странах мира. Это обусловлено не только ростом потребления электроэнергии в промышленности и в быту и связанной с ним необходимостью строительства и ввода в эксплуатацию новых энергетических мощностей, но и ограниченностью запасов природных ресурсов [1].

В течение длительного отрезка времени в СССР отпускная цена на энергоносители была довольно низкая, что не стимулировало оптимизацию энергопотребления. Последовавший за этим рост стоимости энергоносителей привел к тому, что энергетическая составляющая в себестоимости готовой продукции на предприятиях достигала 20-60 %. На себестоимость продукции также влияет тот факт, что среднее энергопотребление на единицу валового национального продукта в России в 2-3 раза превышает соответствующие показатели передовых стран мира. Поэтому чрезвычайную актуальность приобретает разработка мер, направленных на оптимальное использование энергетических ресурсов.

Широкое внедрение регулируемых электроприводов во всех областях промышленности является одним из способов снижения потребления электрической энергии, ведь, как известно, любой регулируемый ЭП позволяет экономить этот ресурс. Это касается и позиционных электроприводов. Они находят применение в металлообрабатывающих станках и промышленных роботах, в запорно-регулирующей арматуре нефте- и газотрубопроводов, в качестве приводов нажимных винтов прокатных станов, в различных измерительных установках и технологическом оборудовании [2]. К тому же, кроме экономии электроэнергии позиционные ЭП позволяют решать ряд сложностей.

В частности, развитие технологии металлообработки резанием происходит настолько быстрыми темпами, что в связи с этим можно столкнуться с рядом проблем. Зачастую объем выпускаемой на предприятии продукции достигает очень больших масштабов, и человек просто не в состоянии производить такой объем работ на обычных металлообрабатывающих станках. К тому же сложность в производстве продукции может быть настолько высока, что человек также не

способен справиться с поставленной перед ним задачей. Точность обработки материала, обеспечиваемая людьми, не всегда удовлетворяет требованиям, предъявляемым к деталям. В этих случаях на смену станкам с ручным управлением приходят станки с ЧПУ и позиционными электроприводами, которые могут производить обработку металла, в том числе и очень сложную, без вмешательства человека в более высоком темпе и с более высокой степенью точности.

В нефтяной и газовой промышленности использование позиционных электроприводов также имеет большое значение. Кроме очевидного преимущества регулируемого электропривода перед нерегулируемым и существенной экономии энергии в процессе эксплуатации, позиционный ЭП позволяет сэкономить электроэнергию, необходимую для комфортного проживания людей, ведь часто месторождения нефти и газа находятся за полярным кругом, в условиях очень низких температур.

В качестве преобразователя энергии в проводимой разработке использован асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором, так как он обладает рядом преимуществ, таких как надежность, прочность, высокая производительность, хорошие энергетические показатели, невысокая стоимость и низкая потребность в обслуживании.

Проводимая работа направлена на улучшение точности позиционирования, что, несомненно, ведет к экономии ресурсов, в частности, электрической энергии.

Список литературы:

1. Панкратов В.В., Зима Е.А. Энергооптимальное векторное управление асинхронными электроприводами: Учеб. пособие. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2005. – 120 с.
2. Панкратов В.В. Автоматическое управление электроприводами. Часть I. Регулирование координат электроприводов постоянного тока: учеб. пособие. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2013. – 215 с.
3. Зусман В.Г. Автоматизация позиционных электроприводов / В. Г. Зусман, А. М. Мейстель, Ю. И. Херсонский. – М: «Энергия», 1970. – 120 с.

Перспективы возобновляемой энергетики в Красноярском крае

Амузаде А.С., Коваленко И.В.

*Сибирский федеральный университет, Россия, г. Красноярск
amuas@yandex.ru*

Существующие энергодефицитные территории России могут обеспечиваться энергией от децентрализованных систем электроснабжения малой и средней мощности (до 10 МВт). В работе [1] показано, что современные центральные электрические сети для удаленных энергодефицитных территорий характеризуются удельной стоимостью капитальных вложений около 300 тыс. руб/кВт, значительно превышающей удельные капитальные вложения в ветроэнергетические установки (ВЭУ, примерно 60 тыс. руб/кВт).

Поскольку энергия ветра характеризуется непостоянством во времени, для снижения суммарной емкости накопителей энергии в безветренные периоды было принято решение рассмотреть выработку энергии отдельно для ветроэнергетических и фотоэлектрических установок, проанализировав возможность совместной генерации от ветра и Солнца (рис. 1).

Для Красноярска и Железногорска были проведены расчеты с месячной выработкой энергии с ВЭУ и ФЭУ, результаты представлены в виде рисунков 1 и 2. Как видно из приведенных рисунков, расположение оси вращения ВЭУ на высоте минимум 50 м, позволяет получать от одного из источников энергии не менее 0,3 кВт·ч/м²/сут в любой месяц года. Полученное значение для Красноярска позволяет оценить соотношение площади ФЭУ и ВЭУ как 0,5 и 0,5 (соответственно, тн п, о.е.; при этом m+n=1), и получить площадь установки S, м²(ВЭУ и ФЭУ), зная требуемое среднесуточное потребление электроэнергии.

На примере ряда городов Красноярского края было проведено моделирование среднегодовой генерации электроэнергии от энергии Солнца и ветра (табл. 1). Полученные данные позволяют оценить минимальное значение удельной выработки электроэнергии для большинства населенных пунктов от любого из источников энергии на уровне не менее 0,2 кВт·ч/м²/сут, кроме северных территорий (г. Норильск и Дудинка), где оптимально применение лишь ВЭУ.

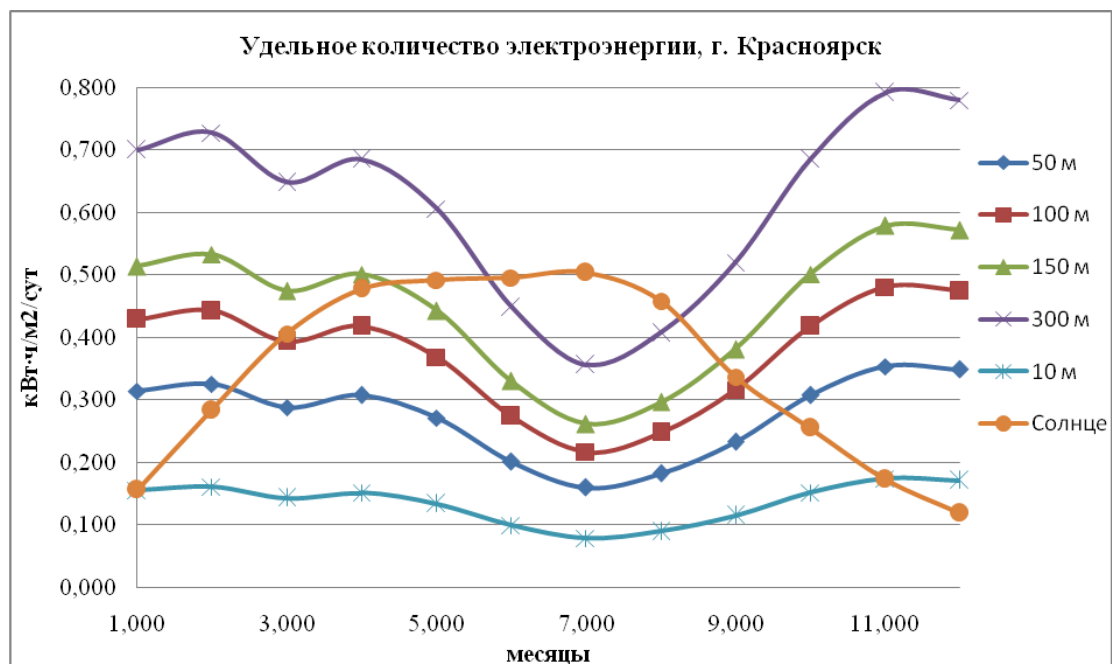


Рис. 1. Помесячная удельная выработка электроэнергии для ФЭУ и разных высот расположения ВЭУ, г. Красноярск

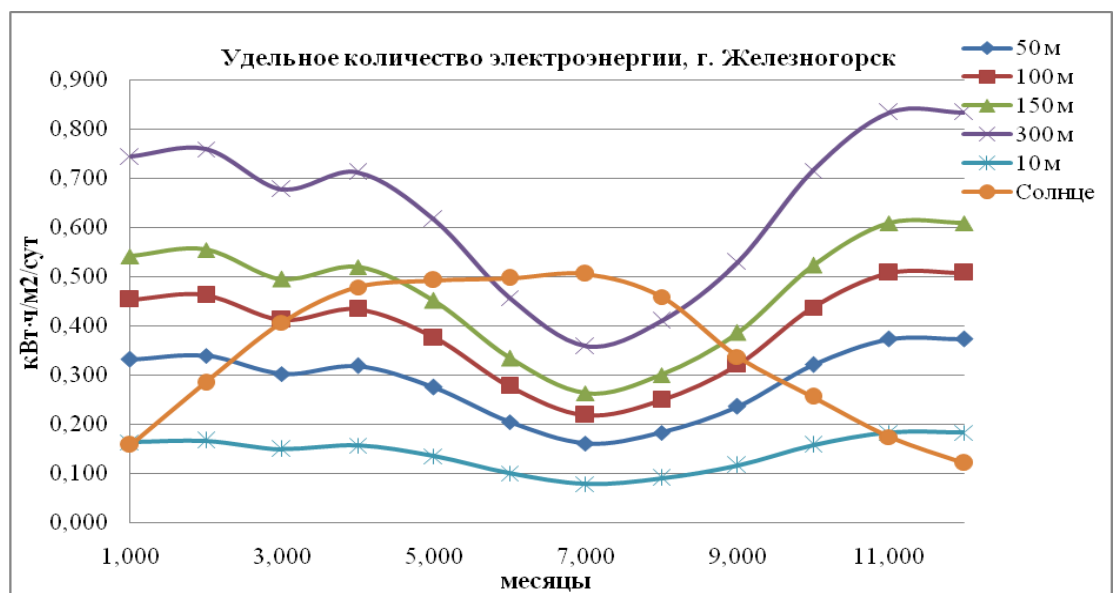


Рис.2. Помесячная удельная выработка электроэнергии для ФЭУ и разных высот расположения ВЭУ, г. Железногорск

Таблица 1. Удельная среднегодовая выработка энергии на ВЭУ и ФЭУ

Название населенного пункта	ВЭУ			ФЭУ		
	Среднегодовая скорость ветра на высоте 50м, м/с	$P_{удВ},$ Вт/м ²	$W_{удВЭУ},$ кВт·ч/м ² /сут	Наклон, °	$P_{удС},$ кВт/м ² /сут	$W_{удФЭУ},$ кВт·ч/м ² /сут
г. Ачинск	4,02	11,4	0,274	56	3,45	0,345
г. Боготол	4,03	11,49	0,276	56	3,46	0,346
г. Бородино	4,11	12,18	0,292	55	3,54	0,354
г. Дивногорск	4,01	11,32	0,272	55	3,52	0,352
г. Дудинка	5,23	25,11	0,603	69	н/д	н/д
г. Енисейск	3,98	11,06	0,266	58	3,34	0,334
г. Зеленогорск	4,08	11,92	0,286	56	3,48	0,348
г. Иланский	4,15	12,54	0,301	56	3,53	0,353
г. Канск	4,12	12,27	0,295	56	3,39	0,339
г. Кодинск	3,82	9,78	0,235	58	3,46	0,346
г. Лесосибирск	3,98	11,06	0,266	58	3,34	0,334
г. Минусинск	4,1	12,1	0,29	53	3,73	0,373
г. Назарово	4,02	11,4	0,274	56	3,45	0,345
г. Норильск	5,39	27,48	0,66	69	н/д	н/д
г. Сосновоборск	4,04	11,57	0,278	56	3,48	0,348
г. Ужур	4,1	12,1	0,29	55	3,49	0,349
г. Шарыпово	4,1	12,1	0,29	55	3,49	0,349
п. Берёзовка	4,04	11,57	0,278	56	3,48	0,348
п. Курагино	4,01	11,32	0,272	53	3,69	0,369
п. Шушенское	4,1	12,1	0,29	53	3,73	0,373

Представленные результаты позволяют оценить площадь ФЭУ и ВЭУ, исходя из среднесуточного потребления электроэнергии $W_{потр}, \text{кВт}\cdot\text{ч}/\text{сут}$, согласно формулам (1)–(4). При этом имеется возможность оценить количество вырабатываемой электроэнергии в зависимости от соотношения площади ФЭУ и ВЭУ (m и n).

Список литературы:

1. Рекомендации по развитию альтернативных источников энергии для сельских районов Республики Тыва. – Красноярск: WWF России, Oxfam-GB, Aenergy.ru, 2011 г. - 44 с.
2. <https://maps.google.ru/maps/ms?ie=UTF8&t=m&oe=UTF8&msa=0&msid=21316828335728294585.0004b8627a9645eef696f>

Экспериментальные исследования переходных процессов при коммутациях вакуумных выключателей 110 кВ.

Базавлук А.А.

ООО «Болид», Россия, г. Новосибирск

nio_bolid@nqs.ru

Вакуум является жесткой дугогасящей средой, что предполагает возможность обрыва дуги тока при высокой ее скорости перехода через нулевое значение и, вследствие этого, возникновение высокочастотных перенапряжений высокой кратности. Таким свойством в меньшей степени обладают элегазовая [1] и масляная дугогасящие среды.

Для защиты оборудования от коммутационных перенапряжений разработаны различные схемные решения с применением защитных аппаратов (разрядники, ОПН, RC-цепи и др.), способные эффективно защитить оборудование сети от перенапряжений [2-6].

По информации эксплуатирующих организаций, при установке вакуумных выключателей значительно повышается количество технологических нарушений, в первую очередь в схемах, где

в соответствии с технологическими режимами коммутации происходят очень часто [7]. Со стороны научной общественности факт возможности возникновения опасных перенапряжений при коммутациях вакуумными выключателями подтверждается множеством теоретических и практических исследований [4,5,6,8].

Таким образом можно сделать вывод о том, что в схемах, где происходят технологические нарушения, связанные с коммутациями вакуумных выключателей, защитные мероприятия либо разработаны не правильно, либо вообще отсутствуют. При проектировании защитных мероприятий для конкретной схемы должны быть учтены технические характеристики коммутационного аппарата [9]. Отсутствие грамотного подхода к выбору защитных мероприятий приводит к тому, что при использовании вакуумных выключателей с низкими техническими характеристиками при коммутациях возникают ВЧ перенапряжения.

В настоящее время в эксплуатации появились вакуумные выключатели на напряжение 110 кВ. Потребность в вакуумной коммутационной аппаратуре в классе 110 кВ и выше существует благодаря целому ряду преимуществ, в числе которых большой коммутационный ресурс, позволяющий использовать ВВ 110 кВ для управления технологическими режимами металлургических предприятий и широкий диапазон рабочих температур, вследствие которого эксплуатация вакуумных выключателей возможна в районах Крайнего Севера.

Существует очевидный дефицит в исследованиях переходных процессов при коммутациях вакуумных выключателей на 110 кВ. Отсутствуют нормативные документы с помощью которых можно грамотно осуществлять выбор вакуумных выключателей и средств защиты. Производители оборудования, которое потенциально может быть установлено в схеме коммутируемой вакуумными выключателями 110 кВ, ограничиваются общим требованием об обязательной установке защитного аппарата. Большинство компаний, производящих коммутационную технику отдают предпочтение в высоких классах напряжения элегазовым выключателям. Одной из причин, по которой вакуумные выключатели достаточно редко устанавливаются в высоких классах напряжения, является «недоверие» многих эксплуатирующих организаций к вакуумным выключателям, как к аппаратам, при коммутации которых возможно возникновение опасных перенапряжений. Существует всего 4 широко известные предприятия, выпускающие вакуумные выключатели высокого класса напряжения: Контакт (г. Саратов, Россия), Высоковольтный союз (г. Екатеринбург, Россия), Элвест (г. Екатеринбург, Россия), Joslin (США).

В Августе 2013 года ООО «БОЛИД» провело экспериментальные исследования переходных процессов при коммутациях печных трансформаторов вакуумными выключателями 110 кВ. Цель экспериментальных исследований: оценка переходных процессов при коммутациях вакуумными выключателями 110 кВ и проверка эффективности защитных мероприятий. В ходе экспериментальных исследований переходных процессов в сети ГПП-3 110 кВ ОАО «ЧЭМК» коммутировались отходящие от ячеек №7 и №12 линии (каждая длиной около 70 м), питающие сталеплавильную печь через печные трансформаторы ЭОДЦНКМ-27000/110-У1. Подача питания осуществляется с помощью вакуумных выключателей ВВЭЛ-110Б-31,5/1000, установленных непосредственно на ГПП. В начале линии установлены ОПН, соединенные по схеме «фаза-земля», в конце – ОПН, соединенные по схеме «фаза-фаза». В ячейке с выключателем на каждой фазе установлены защитные RC-цепи, которые в ряде опытов были отключены. Так же была выделена ячейка №8, в которой устанавливались высоковольтные делители напряжения, и которая на момент экспериментальных исследований была электрически связана с коммутируемой цепью через обходную систему шин (рис.1).

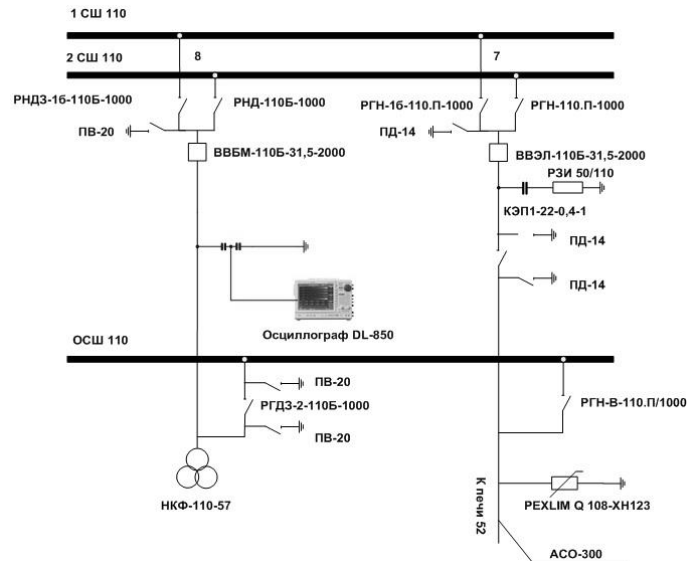


Рис.0 - Схема подключения измерительного оборудования для исследования переходных процессов при коммутациях печного трансформатора вакуумным выключателем 110 кВ.

На рис. 2 и 3 представлены осциллограммы переходных процессов при отключении. При регистрации переходные процессы при включении и отключении характеризуются соответственно наличием предварительных пробоев и повторных зажигания в каждом опыте.

Частоты переходных процессов и их амплитуда в осциллограммах опытов с RC-цепью значительно меньше, чем на осциллограммах переходных процессов в опытах, где RC-цепь отсутствовала. Количество повторных зажигания и предварительных пробоев при подключенных RC-цепях значительно меньше (от 1 до 9). При отсутствии RC-цепи количество предварительных пробоев при включении в среднем по фазам превышает 48...54, повторных зажигания превышает 52...84.

Ни в одном из опытов кратности перенапряжений не достигли уровня ограничения ОПН, установленных, как по схеме «фаза-фаза», так и по схеме «фаза-земля». При отключении максимальная кратность фазных перенапряжения в случае с RC-цепью достигала 1,13 о.е., без RC-цепи – 2,00 о.е. При включении выключателями схемы с RC-цепью фазных и междуфазных перенапряжений не зарегистрировано, без RC-цепи кратности фазных перенапряжений не превышали 1,72 о.е., междуфазных - не превышали 1,44 о.е. При отключении максимальная кратность междуфазных перенапряжения в случае с RC-цепью достигала 1,11 о.е., без RC-цепи – 2,04 о.е. Вместе с тем максимальная величина среза напряжения, воздействующего в виде высокочастотного импульса на обмотки трансформатора, подключенные по схеме «треугольник», достигала при включении без RC-цепи 189,9 кВ, с RC-цепью 53,5 кВ; при отключении без RC-цепи 281,5 кВ, с RC-цепью 77,8 кВ.

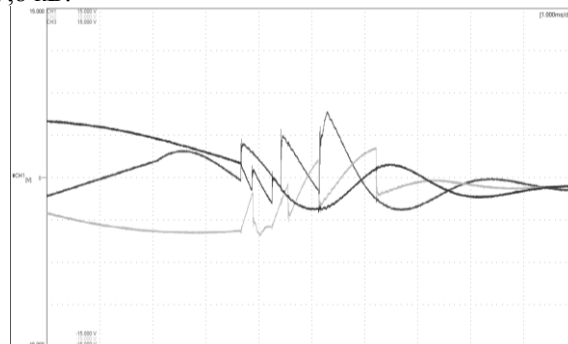


Рис. 2 - Характерная осциллограмма фазных напряжений на коммутируемом присоединении при отключении вакуумного выключателя ВВЭЛ-110Б-31,5/1000 (RC-цепь установлена, цена деления по оси ординат 70,5 кВ, по оси абсцисс 1 мс).

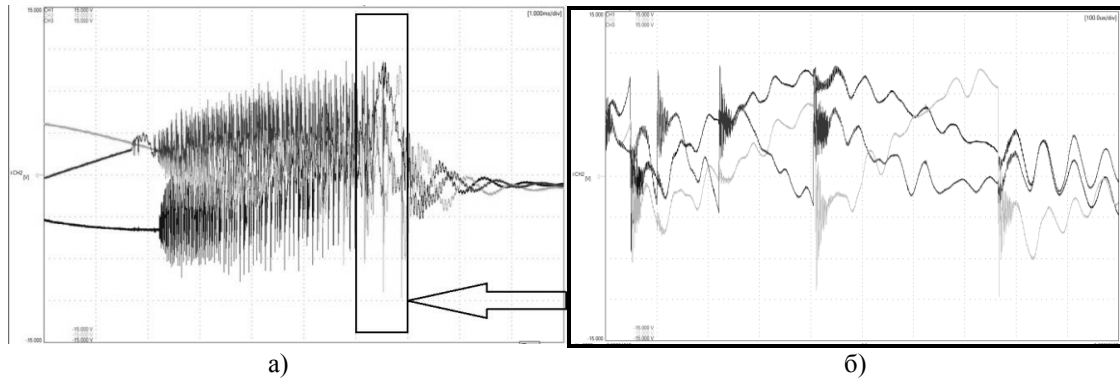


Рис. 3 - Характерные осциллограммы фазных напряжений на коммутируемом присоединении при отключении вакуумного выключателя ВВЭЛ-110Б-31,5/1000 (RC-цепь демонтирована, цена деления по оси ординат 70,5 кВ, по оси абсцисс: а - 1 мс, б - 0,1 мс).

Скорость изменения пробивного напряжения (СИПН) для вакуумных выключателей ВВЭЛ-110Б-31,5/1000 составляет в среднем по фазам 18,6...76,0 кВ/мс при включении и 18,8...60,2 кВ/мс при отключении. Повторные зажигания возникают даже при наличии RC-цепей, вследствие того, что при расчете RC-цепей за расчетное значение для СИПН при отключении принимали 240 кВ/мс, что в 4...12 раз превышает реальные значения. Продолжительность предварительных пробоев и повторных зажиганий соответственно при включении и отключении существенно меньше с RC-цепями (в среднем 1,60...2,51 мс при отключении, 1,09...1,75 мс при включении), чем без RC-цепей (в среднем 2,92...3,95 мс при отключении, 1,98...2,15 мс при включении).

Заключение:

1. Экспериментальные исследования показали техническую возможность измерения высокочастотных переходных процессов с помощью делителей напряжения в классе напряжения 110 кВ (результаты и описание подобных исследований проведенных ранее в литературе не освещались).

2. Зарегистрированные переходные процессы при включении и отключении печного трансформатора вакуумным выключателем 110 кВ сопровождаются соответственно предварительными пробоями и повторными зажиганиями при каждой коммутации.

3. ОПН не способны эффективно защитить витковую изоляцию трансформаторов от воздействия срезов напряжения.

4. Установка RC-цепи позволяет существенно изменить характеристики переходного процесса: повторные пробои сводятся к минимуму либо исключаются полностью, снижая тем самым амплитуду перенапряжений, количество и величину срезов напряжения.

5. Для расчета эффективной защиты коммутируемого оборудования от высокочастотных воздействий требуются достоверные данные о скорости изменения пробивного напряжения выключателя при отключении (в данной схеме RC-цепь не выполняют свою функцию в полной мере – при расчете была существенно завышена СИПН).

6. В классе напряжения 110 кВ продолжительность предварительных пробоев и повторных зажиганий соответственно при включении и отключении, как и частоты предварительных пробоев и повторных зажиганий, на порядок больше, чем в средних классах напряжения.

Список литературы:

1. Гуль А., «Сравнение коммутационных перенапряжений выключателей СН, основанное на испытаниях в лабораторных условиях и промышленных сетях», материалы V МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ "ВЫСОКОВОЛЬТНОЕ КОММУТАЦИОННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ", ТРАВЭК 2009, - Москва.
2. Кадомская, К.П. Электрооборудование высокого напряжения нового поколения. Основные характеристики и электромагнитные процессы -Учебник / Ю.А. Лавров, О.И. Лаптев. - Новосибирск: издательство НГТУ, 2008. -343 с.
3. Защита сетей 6-35 кВ от перенапряжений / Ф. Х. Халилов, Г. А. Евдокунин, В. С. Поляков и др. – СПб.: Энергоатомиздат. Санкт-Петербургское отд-ие, 2002. – 272 с.

4. Дегтярев И.Л. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук. Теоретическое и экспериментальное исследование процессов, сопровождающих коммутации вакуумными выключателями/ И.Л. Дегтярев. – Новосибирск: НГТУ, 2006.
5. Руководство по защите электрических сетей 6-1150 кВ от грозных и внутренних перенапряжений / Под научной редакцией Н.Н. Тиходева. – 2 – ое издание. – Санкт – Петербург: ПЭИПК Минтопэнерго РФ, 1999. – 353 стр.
6. Качесов В.Е. Диссертация на соискание ученой степени доктора техн. наук. Однофазные повреждения в сетях среднего и высокого напряжения (теория, меры исследования и меры предотвращения повреждений)/ В.Е. Качесов. – Новосибирск: НГТУ, 2008.
7. Кудрявцев А.А. Исследование аварийности в сетях 6-10 кВ горно-металлургических предприятий.// Новости ЭлектроТехники. – 2009. – №6(60)
8. Евдокунин Г. А. Современная вакуумная коммутационная техника для сетей среднего напряжения / Г. Тиллер. – СПб.: издательство Сизова М.П., 2000. – 114с.
9. Лавров Ю.А. Кабели 6-35 кВ с пластмассовой изоляцией. Особенности проектирования и эксплуатации.//Новости ЭлектроТехники. – 2007. – №1(43)

Результаты обследования систем электроснабжения на основе ДЭС в децентрализованных районах

Л.Л. Булыга, О.К. Муканов, Ю.А. Краснятов

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск
emailik88@mail.ru*

Жизненно важной характеристикой энергетики в экстремальных природно-климатических условиях является надежность работы всех звеньев системы топливо - и энергообеспечения. В зависимости от этого находится не только эффективность функционирования отраслей народного хозяйства, но и здоровье, и жизнь людей. В условиях отсутствия электроэнергии становится невозможным эффективное использование труда и создание надежной системы жизнеобеспечения человека. В России насчитывается около 12,8 млн. человек, проживающих в областях, для энергоснабжения которых используются дизельные или бензиновые электростанции, привозной керосин или газ в баллонах, древесное топливо, а часть сезонных потребителей вообще не имеют современных средств энергоснабжения. Для жизнеобеспечения населения в эти районы ежегодно завозят около 7 млн. т нефтепродуктов и свыше 23 млн. т угля.

Сибирский регион является примером энергоснабжения удаленных потребителей. На формирование, развитие и функционирование энергетических объектов в децентрализованных районах области существенное влияние оказывают следующие особенности территории:

- малоосвоенность территории, преобладание малых и средних населенных пунктов;
- обширность территории, вызывающая повышенные затраты на транспортировку электроэнергии, что в сочетании с низкой плотностью электрических нагрузок определяет повышенные затраты на централизованное электроснабжение;
- базирование энергетики отдаленных районов на дальнепривозном жидком топливе; сложность, трудоемкость и сезонность доставки топлива (авиа, речным, и автомобильным видам транспорта), что приводит к росту удельного веса топливной составляющей в эксплуатационных затратах на производство электроэнергии.

Отмеченные региональные особенности определяют условия энергообеспечения децентрализованных районов области, которым присущи следующие черты:

- незначительный уровень электропотребления, что исключает «повсеместное» создание крупных систем электроснабжения;
- низкий технический уровень энергетического хозяйства, характеризующийся высокой степенью морального и физического износа оборудования;
- низкие экономические характеристики автономных энергоисточников (сверхнормативный удельный расход топлива на производство энергии, завышенная стоимость производимой электроэнергии);
- низкий уровень надежности обеспечения потребителей электроэнергией.

Таким образом, оптимизация систем энергообеспечения децентрализованных районов с повышенными требованиями к надежности работы источников энергии и транспорта, является весьма актуальной задачей. Очевидным путем повышения энергоэффективности систем

электроснабжения таких зон является максимальное использование альтернативных и местных энергоресурсов, реализация которого невозможна без комплексного анализа альтернативных вариантов развития энергетики с оценкой их технико-экономической эффективности.

По сообщению О.С.Попеля и В.С.Туманована вопросы о необходимости развития ВИЭ в России и наличии ресурсов ответ был дан еще в 1994 году. [1] В тот период большая группа ученых и специалистов по заданию Министра топлива и энергетики Ю.К. Шафраника разработала «Концепцию развития и использования возможностей малой и нетрадиционной энергетики в энергетическом балансе России», утвержденную Коллегией Министерства 3 ноября 1994 г.

Формулировки «Концепции» к 2002 году были уточнены. Жизнь подтвердила правильность многих положений «Концепции», в частности, еще более актуальными стали проблемы энергоснабжения России, в решении которых ВИЭ могут сыграть важную роль.

Старение основных фондов децентрализованных систем электроснабжения – основная проблема надежности и эффективности их эксплуатации. Ухудшение технического состояния электрических сетей – один из основных факторов нарастания числа случаев нарушения их работы (количество отказов с 1996 по 2003 год увеличилось в 2 раза). [2]

Реконструкция и техническое перевооружение физически изношенного и морально устаревшего оборудования рассматриваются как приоритетные направления инвестиционной политики в электроснабжении потребителей этих районов.

С целью повышения экономичности и эксплуатационной надежности при сооружении и реконструкции воздушных линий электропередач необходимо:

- совершенствование нормативно-правовой базы, организация систем мониторинга баланса и потерь;

- совершенствование проектных решений путем использования прогрессивных технических решений и современных технологий и материалов, повышающих безотказность, долговечность и ремонтпригодность линий электропередачи;

- экономическое обоснование надежности воздушной линии электропередачи с учетом ее назначения.[2]

Особо остро для децентрализованных зон электроснабжения стоит вопрос повышения эффективности работы ДЭС

Основная проблема это коммерческие потери как дизельного топлива так и электрической энергии при эксплуатации ДЭС.

Вторая проблема при эксплуатации ДЭС неиспользование энергии выхлопных газов и систем охлаждения двигателя. При стоимости дизельного топлива 30 рублей за литр, в зависимости от мощности и местностисоставляет 12-16 р/кВт*ч.

Существуют следующие пути повышения эффективности систем электроснабжения:

- Замена дизель-генераторных агрегатов (ДГА)повышенной мощности на ДГА с мощностью, соответствующе графику суточной нагрузки в зимний и летний периоды работы;

- Строительство мини-ТЭЦ на возобновляемых первичных энергоресурсах, а при наличии первичной переработки древесины в этих населенных пунктах, на отходах деревопереработки.

В настоящее время ДГА выбираются из условия обеспечения максимальной мощности нагрузки электростанции не учитывая, что графики нагрузки ДЭС имеют существенную сезонную и суточную неравномерность.[3]

Для поселка с численностью населения 1300 человек нагрузка в зимний период работы 600 кВт, а в летний 300 кВт.

В данном случае подойдут 3 ДГА на 300 кВт, 2 основных и резервный. Наибольшее снижение расхода топлива происходит при переходе на двухгенераторную ДЭС.[3]

В населенных пунктах, где организована первичная переработка древесины (производство бруса, плахи, заготовок полуфабриката). Особенно важным моментом является сушка древесины до транспортной влажности 20-22%.

Экономически выгодно переводить ДЭС в режим работы мини-ТЭЦ, тепло, которых используется для сушки древесины. Отходы производства деревоперерабатывающей промышленности можно использовать для производства электроэнергии.

В населенных пунктах с числом жителей более двух тысяч и имеющие деревообрабатывающие цеха целесообразно использовать мини-ТЭЦ, работающих на древесных отходах. Тепло этих ТЭЦ можно использовать в технологических целях деревообрабатывающих производств. Потребляемая максимальная тепловая мощность ТЭС с учетом потерь в сетях (15%)

и собственных нужд ТЭЦ (6%) $Q_{\text{ТЭС}} = 7,80$ МВт. Средняя в летнем и зимнем периоде тепловая мощность ТЭС с учетом потерь в сетях и собственных нужд ТЭС: $Q_{\text{ТЭС}}^{\text{ЗИМ}} = 1,34$ МВт и $Q_{\text{ТЭС}}^{\text{ЛЕТ}} = 4,58$ МВт.

Годовой расход топлива на выработку теплоты = 20043 т, а годовой объемный расход топлива на выработку теплоты составил 21762 м³.

Средняя электрическая мощность ТЭС в зимний период с учетом потребления на собственные нужды $N_{\text{ТЭС}}^{\text{ЗИМ}} = 703,3$ кВт, а в летний период $N_{\text{ТЭС}}^{\text{ЛЕТ}} = 472$ кВт.

При электрической мощности ТЭС не менее 1200 кВт при напряжении 400 В. Был выбран турбогенератор П 1,5-40/8 КР.

Расход топлива за зимний период 24195 т, а для летнего периода 5416 т. Годовой расход топлива на выработку электроэнергии. Доля затрат теплоты топлива на выработку электроэнергии составляет 0,31, а на выработку тепла - 0,69.

Для выработки пара высокого давления выбран котлоагрегат типа ДКВр-10-39-440-ПМ, в количестве 3х штук с учетом расхода пара на турбины в зависимости спроса потребителей на тепловую и электрическую энергию. Два котла производительностью 10 т/ч обеспечивают необходимый расход пара с запасом не менее 20%.

Технико-экономические расчеты показали, что ТЭЦ, вырабатывающая в год 26788 Гкал теплоты и 5060 тыс. кВтч электроэнергии требует капиталовложений объемом 73499,2 тыс. рублей. При этом себестоимость 1 Гкал теплоты составляет 474 рубля, себестоимость электроэнергии 1.03 рубля. Срок окупаемости такой ТЭЦ порядка 1,5-2 года

Список литературы:

1. Попель О.С., Туманов В.Л. Альтернативная энергетика и экология. – 2007. – № 2(46) – С.135–148.
2. Лебедева Ю.В., Шевченко Н.Ю., Бахтияров К.Н. Техническое состояние электрических сетей России и перспективы их развития. – 2013. – №4. – С. 1–6
3. Гринкруг Я.С, Татарченко О.П. Электроэнергия: от получения до распределения о эффективного использования: Материалы Всероссийской научно-технической конференции. – Томск. 2006. С. 78–80.

Разработка цифрового измерительного трансформатора тока

Волович Г.И., Топольский Д.В., Топольская И.Г.

Национальный исследовательский Южно-Уральский государственный университет, Россия, г. Челябинск

irina_topol71@mail.ru

Одной из важнейших составляющих реализации государственной энергетической политики является инновационная и научно-техническая политика в энергетике. Стратегической целью данной составляющей государственной энергетической политики является создание устойчивой национальной инновационной системы в сфере энергетики для обеспечения российского топливно-энергетического комплекса высокоэффективными отечественными технологиями и оборудованием, научно-техническими и инновационными решениями в объемах, необходимых для поддержания энергетической безопасности страны.

В соответствии с направлениями модернизации энергетики России поставлена задача перехода на цифровые подстанции, т.е. такие подстанции, которые не имеют на своей территории постоянного обслуживающего персонала, а информация о режимных параметрах оборудования подстанций передается на предприятия электрических сетей и/или в энергосистемы по цифровым кабелям связи [1 ... 5]. Группой важнейших параметров электрических сетей являются токи в линиях электропередач (ЛЭП), которые подходят к подстанциям. Измерение этих токов в настоящее время осуществляется в основном с помощью высоковольтных электромагнитных измерительных трансформаторов тока с масляной или элегазовой изоляцией, которые преобразуют большие токи высоких напряжений в меньшие токи низких напряжений, которые затем могут быть преобразованы в цифровые коды с помощью аналого-цифровых преобразователей (АЦП) [10].

В последние годы в области измерения токов высоких напряжений появилось новое направление – оптические трансформаторы и преобразователи тока [6 ... 11]. Принцип действия оптических трансформаторов основан на эффекте Фарадея – повороте плоскости поляризации

(плоскости колебания электрического вектора E) линейно поляризованного света, распространяющегося в веществе вдоль силовых линий магнитного поля, в частности созданного измеряемым током. Такие преобразователи выпускаются рядом зарубежных (NxtPhase T&D Inc., ABB и др.) и отечественных (НПП Оптилинк, Профотек и др.) фирм. Эти преобразователи имеют заметно меньшую массу, позволяют измерять наряду с переменным также и постоянный ток и передавать оптический сигнал о токе на значительное расстояние. Главным недостатком оптических преобразователей является чрезмерно высокая цена [8].

В последней трети прошлого века сформировалось новое направление преобразования тока высокого напряжения в сигнал низкого напряжения, функционально связанный с измеряемым током [12], так называемые электронные трансформаторы тока (ЭТТ). В преобразователях этого типа ток большой силы в ЛЭП высокого напряжения (ВН) преобразуется в ток меньшей силы или в напряжение, пропорциональные первичному току, на стороне высокого напряжения. Затем этот ток преобразуется в последовательность импульсов, которая передается на сторону низкого напряжения (НН) по волоконно-оптической линии связи (ВОЛС). На стороне низкого напряжения эта последовательность импульсов преобразуется либо снова в аналоговый сигнал, пропорциональный измеряемому току, либо в цифровой сигнал надлежащего формата. Блок-схема электронного трансформатора тока, позаимствованная из ГОСТ Р МЭК 60044-8-2010 [13], представлена на рисунке 1.

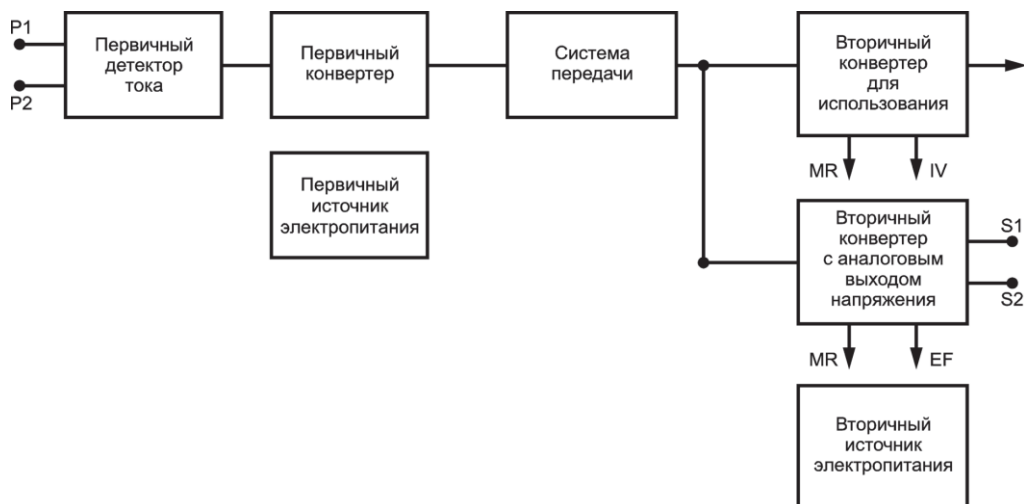


Рис. 1. Блок-схема электронного трансформатора

Устройство состоит из двух частей: высоковольтной части (ВЧ), которая имеет потенциал, близкий к потенциалу ЛЭП, и низковольтной части (НЧ), имеющей потенциал, близкий к потенциалу земли. ВЧ и НЧ разделены высоковольтной изолирующей опорой. Первичный детектор тока, в качестве которого может быть использован трансформатор тока, пояс Роговского, шунт или оптико-электронный преобразователь, преобразует первичный (измеряемый) ток в электрический сигнал в виде тока или напряжения или в параметры светового потока. Первичный конвертер преобразует эти сигналы в импульсы с широтной, частотной или кодовой модуляцией. Система передачи, как правило, оптико-волоконная, преобразует эти импульсы в оптические сигналы и передает их по ВОЛС вторичному конвертеру, который снова преобразует их в аналоговые или цифровые электрические сигналы и передает конечному приемнику.

В последние годы основное направление исследований, связанное с измерением токов высоких напряжений – оптические преобразователи тока на основе эффекта Фарадея. В то же время традиционное построение преобразователей тока в цифровой код на основе системы электромагнитный трансформатор тока – АЦП – ВОЛС еще не исчерпало своих возможностей. Применение компенсационных обратных связей позволяет существенно повысить точность прибора. Отличие предлагаемого решения от известных трансформаторов тока состоит в размещении электронной схемы обработки сигнала на стороне высокого напряжения. По нашим данным таких датчиков не существует. При этом возникает вопрос об источнике энергии для питания электронной схемы.

Разрабатываемый цифровой измерительный трансформатор тока для ЛЭП переменного тока высокого напряжения, блок-схема которого представлена на рис. 2, является объектом исследования в НИР, целью которых является разработка технических и технологических основ высокоточного цифрового измерения токов в высоковольтных линиях электрических сетей на основе базовых физических законов с преобразованием результата измерения в цифровую форму непосредственно на высоковольтных шинах и высокоскоростной передачей информации на низковольтную сторону по волоконно-оптическим линиям для повышения уровня автоматизации технологических процессов и решения задач диспетчеризации. К этому относится разработка технологии высокоточных измерений тока с преобразованием результата измерения в цифровую форму непосредственно на высоковольтных шинах и с передачей цифровой информации об измерениях для классов напряжений 110 – 220 кВ на низковольтную сторону по ВОЛС в цифровой форме в АСУ подстанции, а также создание научно-технического задела для разработки цифровых трансформаторов тока на классы напряжений 110 – 220 кВ. Конкретной целью проекта является разработка и создание экспериментального образца цифрового трансформатора тока для ЛЭП переменного тока класса напряжения 220 кВ с диапазоном измерений 60 – 600 А, класса точности 0,2S на основе электромагнитного трансформатора тока со встроенным электронным блоком преобразования аналогового сигнала в цифровой код и передачей этого сигнала по оптоволоконному кабелю.

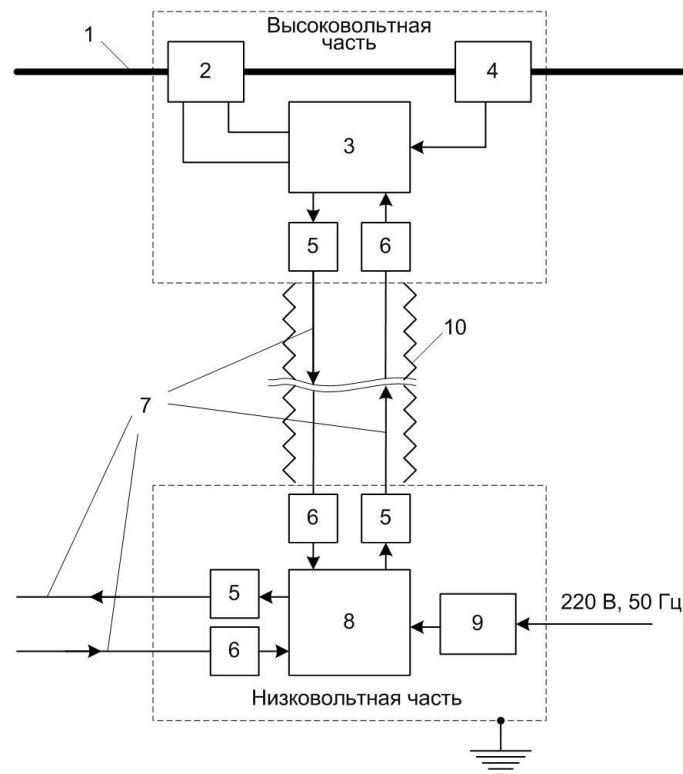


Рис. 2. Блок-схема разрабатываемого цифрового трансформатора тока: 1 — токоведущий высоковольтный проводник, 2 — первичный измерительный преобразователь тока, 3 — первичный конвертор, 4 — первичный источник электропитания, 5 — оптический передатчик, 6 — оптический приемник, 7 — волоконно-оптические линии связи, 8 — вторичный конвертор, 9 — вторичный источник электропитания, 10 — изолирующая опора.

В ходе выполнения НИР разработан экспериментальный образец прибора, проведены предварительные лабораторные и стендовые испытания, получены теоретические данные для цифровых измерительных трансформаторов тока для ЛЭП переменного тока, представленные в таблице 1. НИР проводились в соответствии с ГК №14.516.12.0007

Таблица 1. Теоретические данные для цифровых измерительных трансформаторов тока для ЛЭП

Наименование параметра	Ед. измерения	Значения
Класс напряжений по ГОСТ 1516.1	кВ	220
Частота переменного тока в измеряемой сети	Гц	50, 60
Номинальный первичный ток	А	600
Предел допускаемой основной погрешности	%	0,2
Кратность тракта защит (ток)	А	30I _н
Погрешность тракта защит (ток)	%	Не более 5
Температурный диапазон	°С	-40...+60

Список литературы:

1. ГОСТ Р МЭК 61850-3-2005. Сети и системы связи в подстанциях. Архитектура цифровой подстанции. — М.: Стандартинформ, 2006. — 15 с.
2. Калинин С.Ю. Технические решения в области АСУТП для цифровых подстанций 110/35 кВ. Энергия под ключ / Калинин С.Ю. — 2010 г. — <http://forca.ru/stati/rzia/resheniya-v-oblasti-asutp-dlya-cifrovyh-podstanciy.html>
3. Маслов, А.М. Вопросы стандартизации при реализации концепции Цифровой подстанции / А.М. Маслов, П.Л. Лобанов // Материалы 2-й Международной выставки и конференции по инновационным проектам в электросетевом комплексе IPNES 2011, 6 — 8 сентября 2011 г.
4. Моржин, Ю. И. Цифровая подстанция ЕНЭС / Ю.И. Моржин, С.Г. Попов, П.А. Горожанкин, В.Г. Наровлянский, М.А. Власов, А.А. Сердцев // ЭнергоЭксперт — 2011. — № 4 (27). — С. 27 — 32.
5. Чичёв, С.И. Система контроля и управления электротехническим оборудованием подстанций / С.И. Чичёв, В.Ф. Калинин, Е.И. Глинкин. — М.: Издательский дом «Спектр», 2011. — 140 с.
6. Волович, Г.И. Схемотехника аналоговых и аналого-цифровых электронных устройств 3-е издание/ Г.И. Волович. — М.: Издательский дом «Додэка-XXI», 2011. — 526 с.
7. Enokihara A., Izutsu M., Sueta T. Optical fiber sensors using the method of polarization-rotated reflection // J. Lightw. Technol. — 1987. — № 5, pp. 1584-1590.
8. Чичёв, С.И. Оптические высоковольтные измерительные трансформаторы тока и напряжения / С.И. Чичёв, Е.И. Глинкин // Электрика. — 2011. — № 4. — С. 28-31.
9. Blake J. N., Rose A. H. Fiber-Optic Current Transducer Optimized for Power Metering Applications // Proceedings of the IEEE T&D meeting, Dallas, TX, Sept. 2003, pp. 1-4.
10. Zhang H., Qiu Y., Li H., Huang A., Chen H., Li G. High-current-sensitivity all-fiber current sensor based on fiber loop architecture // OPTICS EXPRESS. — Vol. 20, No. 17. — 2012.
11. Афанасьев, В.В. Трансформаторы тока / В.В. Афанасьев, Н.М. Адоньев, В.М. Кибель и др. — 2 изд., перераб. и доп. — Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1989. — 416 с.
12. Гречухин, В.Н. Электронные трансформаторы тока и напряжения. Состояние, перспективы развития и внедрения на ОРУ 110—750 кВ станций и подстанций энергосистем / В.Н. Гречухин // Вестник ИГЭУ. — 2006. — Вып. 4. - С. 1 — 9.
13. ГОСТ Р МЭК 60044-8-2010. Трансформаторы измерительные. Часть 8. Электронные трансформаторы тока. - М.: Стандартинформ, 2012. - 98 с.

Опыт применения датчиков абсолютной вибрации на гидроагрегатах.**Демшин К.А.**

Филиал ОАО «РусГидро» - «Саяно-Шушенская ГЭС имени П.С. Непорожнего», Россия, республика Хакасия, п. Черемушки.

d.const@mail.ru

В наше время импульсом в развитии систем вибрационного контроля гидроагрегатов (далее ВК), стала авария в 2009 году на Саяно-Шушенской ГЭС. ВК - измерения вибрации в целях мониторинга состояния на подшипниковых опорах или корпусе машины (гидроагрегата), а также на ее вращающихся частях [8]. Обладая системой ВК предприятия получили инструмент не только предотвращающий нештатные ситуации, но и способный своевременно диагностировать состояние оборудования, контролировать результат ремонтных работ.

К основным средствам измерения вибрации можно отнести: датчики, системы сбора и анализа данных. Но существующее разнообразие представленных на рынке систем ВК в большей степени касается сбора и анализа данных. То есть, системы крейтов или шасси, пришедших в гидроэнергетику из смежных отраслей - нефтяной и газовой. К сожалению, специализированные стационарные системы ВК гидроагрегатов, а так же системы мониторинга и диагностики чаще всего не обеспечивают должный уровень надежности, точности и мобильности. Основной причиной этого являются датчики абсолютной вибрации как основное средство измерения.

Датчик вибрации.

Рассмотрим наиболее распространенный тип датчиков абсолютной вибрации – пьезодатчики, основанные на пьезоэффекте, т.е. эффекте генерации электрического сигнала пропорционального ускорению при растяжении, сжатии или сдвиге. Положительными качествами этих датчиков являются: широкий частотный диапазон 0-150 кГц, высокая стабильность параметров, компактность, небольшой вес и отсутствие движущихся элементов конструкции, что исключает возможность износа и преждевременного выхода из строя [1]. Основной частью датчика является чувствительный элемент из пьезоэлектрического материала и сейсмическая масса, пример компоновки датчика представлен на рисунке 1. Легкие (высокочастотные) акселерометры (весом от нескольких граммов) работают в широком частотном и динамическом диапазоне. Верхний предел динамического диапазона чаще всего ограничен механической прочностью пьезоэлемента или встроенного усилителя (если он присутствует).

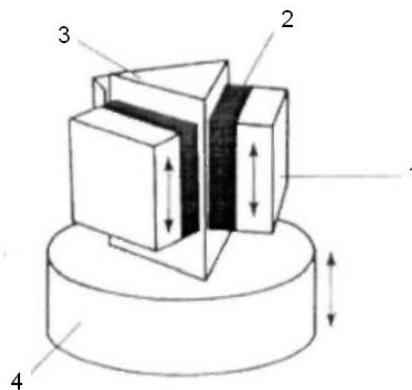


Рис.1 - Вид пьезодатчика вибрации
сейсмомасса, 2- пьезоэлемент, 3- опора, 4-основание)

Высокочувствительные акселерометры, масса которых выше (40-500 граммов) чем у высокочастотных, работают в ограниченном частотном диапазоне (до нескольких кГц.) и значительно меньшем динамическом диапазоне. Но подобные датчики обладают лучшими характеристиками по отношению сигнал/шум, особенно на низких частотах.

Измерение низкочастотных виброперемещений малого уровня с помощью акселерометров затруднено в связи с резким уменьшением его выходного сигнала при уменьшении частоты возмущающей силы. Так на частоте 1 Гц и уровне 200 мкм размаха в виброперемещениях, амплитуда виброускорения составляет лишь $4 \cdot 10^{-4}$ g. При этом повышение чувствительности акселерометров с использованием электроники (усилителя или АЦП), приводит к увеличению шумов. Причиной этого является использование датчиков на пределе их чувствительности. Поэтому, измерение вибрации гидроагрегатов проводится с применением высокочувствительных акселерометров, собственная резонансная частота которых чаще всего находится в пределах 10-20кГц, выходной сигнал находится в диапазоне 5-20g. Например, датчики вибрации марки Wilcoxon Research типа 797L [8] применяемые для гидроагрегатов, изначально обладают ограниченным динамическим диапазоном равный 10g пик.

В источниках [2,4] описано, что в районе турбины гидроагрегата наблюдается широкий спектр действующих сил: жгутовые явления, оборотные частоты гидроагрегата и их гармоники, лопастные частоты гидроагрегата, собственные частоты опорных конструкций и другие явления. Источниками высоких частот на гидроагрегате являются гидравлические эффекты, такие как возникновение и распад вихрей высокотурбулентного потока, кавитация. Амплитуды виброускорений на более высоких частотах, могут на несколько порядков превышать измеряемый

низкочастотный сигнал. На пример, воздействия на частотах 1-3 кГц в виде пульсации потока в проточной части гидроагрегата могут достигать до 10 g пик [4]. Воздействия от кавитационных каверн и от коллапсирования отдельных кавитационных пузырьков могут достигать 1-7g пик. Подобные воздействия меняются в зависимости от режима работы гидроагрегата, а также от таких параметров как напор и уровень нижнего бьефа. При этом форма сигнала в виброускорения может выглядеть как на рисунке 2, – периодический низкочастотный сигнал, искаженный периодическими высокочастотными выбросами. В оценке и анализе сигнала использовалось программное обеспечение WinПОС версии expert (производства НПП МЕРА) [7].

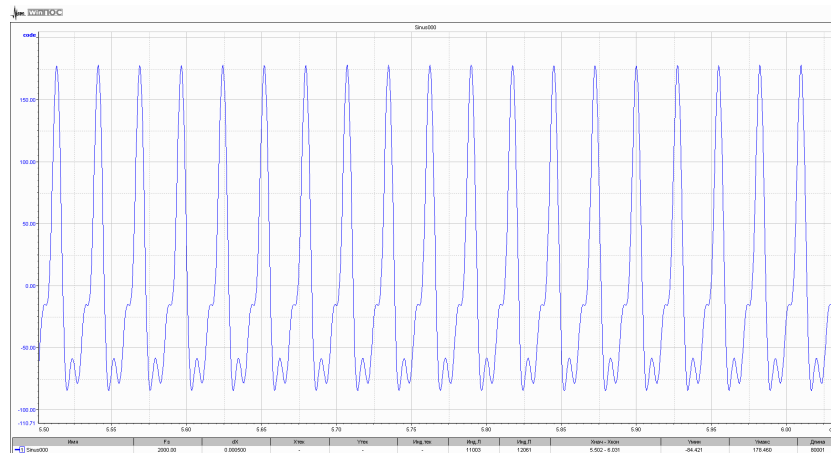


Рис. 2- Форма сигнала без учета динамического диапазона датчика вибрации.

Большинство встроенных усилителей не имеют входного фильтра низких частот и передают весь сигнал до предела, заложенного в него производителем. Не учитывается и тот факт, что частоты действующих сил могут совпадать с установочным резонансом датчика вибрации. Вследствие этого выходной сигнал с датчика может вырасти непропорционально действующей на датчик силы. А значит, что выходной сигнал с пьезоэлемента может быть больше динамического диапазона передающего или интегрирующего усилителя. В результате чего форма сигнала может измениться, как это показано на рисунке 3. В форме будут преобладать частоты ниже, чем частота действующей силы или высокочастотные воздействия, так называемые паразитные шумы.

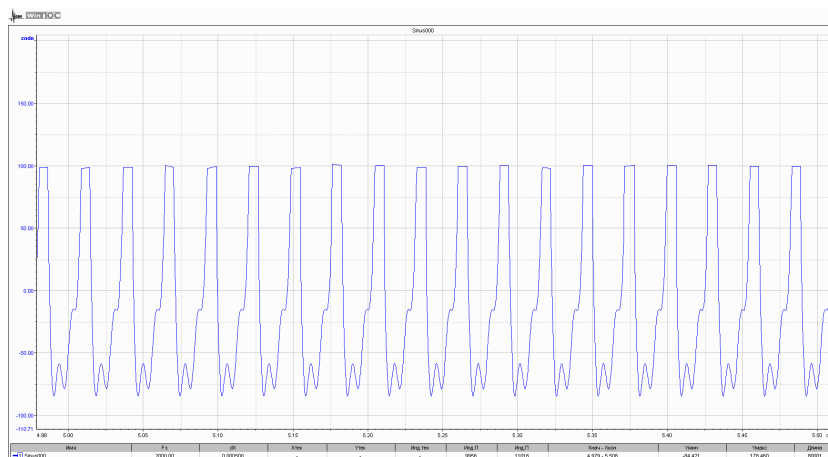


Рис. 3 - Форма сигнала с учетом динамического диапазона датчика вибрации.

Согласно требованиям [3], оценка вибрационного состояния гидроагрегата производится в виброперемещениях. Для этого требуется произвести двойное интегрирование полученного сигнала. В процессе интегрирования сигнала, высокочастотная составляющая сигнала уменьшается пропорционально квадрату частоты, а уровень низкочастотных шумов вырастает по

7. ГОСТ Р ИСО 13373-1-2009. Контроль состояния и диагностики машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 1. Общие методы.
8. <http://www.advancesiam.com/pdf/29.pdf> Wilcoxon Research Vibration Product Training

**Оптимизация режимов работы системы электроснабжения
собственных нужд Бийской ТЭЦ-1**

Козырев А.Д., Краснятов Ю.А.

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск
kozirev@tpu.ru*

Собственные нужды (СН) электрических станций являются одним из ответственных объектов, обеспечивающих необходимые условия работы теплового и электрического оборудования. Повышение надёжности и энергоэффективности СН - одна из задач, связанных с энергосбережением. Одним из мероприятий энергосбережения является оптимизация режимов СН.

При функционировании ТЭЦ, как правило, имеют место значительные изменения ее тепловой и электрической нагрузок в суточном, недельном, сезонном и годовом временных уровнях потребления. В первую очередь, это обусловлено изменением нагрузок потребителей тепла и электроэнергии. Поэтому типичной эксплуатационной задачей для ТЭЦ является определение состава работающего оборудования станции, то есть числа работающих котлов и турбин, а также его тепловых и электрических нагрузок, расходов пара из регулируемых отборов турбин, электрических мощностей турбоагрегатов, распределения сетевой воды между разными турбинами, при которых экстремального значения достигает критерий эффективности (расход или стоимость топлива, отпуск тепла от станции, ее электрическая мощность, стоимость 1 кВт·ч. электроэнергии и т. д.). При этом должны выполняться все физико-технические ограничения на режимы работы оборудования и техническими требованиями нахождения параметров в допустимых интервалах, определяемых минимально и максимально возможными значениями (расходы острого пара на турбины и пара в конденсаторы, на электрическую мощность турбоагрегатов и т. д.).

При указанных обстоятельствах во многих режимах работы ТЭЦ один и тот же производственный эффект (отпуск внешним потребителям одного и того же количества тепловой и электрической энергии) может достигаться различным распределением тепловых и электрических нагрузок между находящимися в работе элементами оборудования ТЭЦ и при различной энергетической и экономической эффективности. В связи с этим и возникает задача определения наиболее энергетически и экономически эффективного распределения нагрузок. Весьма характерными для ТЭЦ являются предельно допустимые режимы работы, когда требуется обеспечить максимально возможный отпуск тепловой энергии при фиксированном отпуске электрической энергии или максимальный (минимальный) отпуск электрической энергии при фиксированном отпуске тепловой энергии и т. д.

В силу сложности технологических схем ТЭЦ, разнообразия сочетания внешних условий функционирования и нелинейного характера многих зависимостей задачи оптимизации режимов ТЭЦ и ее СН требуют разработки математических моделей функционирования основного и вспомогательного оборудования ТЭЦ, а также специальных методов решения оптимизационных задач.

Решение проблемы оптимального распределения нагрузок между агрегатами Бийской ТЭЦ-1 (БиТЭЦ-1), в первую очередь, связано с задачей выдачи максимальной электрической мощности при фиксированной тепловой нагрузке. Система электроснабжения СН представляет собой сложное хозяйство, предназначенное для бесперебойного электроснабжения электроприемников с большой суммарной мощностью. Для ТЭЦ, на которых сжигается уголь, примерный расход электроэнергии на СН при номинальной нагрузке составляет в процентах от вырабатываемой электроэнергии (7÷8,5)% при начальном давлении пара 3,5÷9 МПа и (9÷11)% - при 13÷24 МПа. Расход электроэнергии на СН зависит также от условий водоснабжения, режима работы станции, удаленности внешних потребителей тепловой и электрической энергий и т.д. Наибольший расход (до 12%) имеют ТЭЦ высокого давления, работающие на каменном угле с высоким содержанием золы и влаги, к которым относится БиТЭЦ-1. При уменьшении электрической нагрузки ТЭЦ доля расхода электроэнергии на СН увеличивается (при 50%-ой

загрузке - в 1,5 раза, а при 30 %-ой - в 2 раза)[1]. На сегодняшний день для БиТЭЦ-1 актуален вопрос об оптимальной загрузке по активной мощности.

Примерное распределение расхода электроэнергии на СН ТЭЦ в % от общего расхода на СН показано во втором столбце таблицы 1 [1]. Реальное распределение составляющих общего расхода электроэнергии на различные группы механизмов СН может отличаться от средних значений. В третьем столбце таблицы 1 представлены доли общего расхода электроэнергии на СН, полученные на БиТЭЦ-1 (по данным ПТО БиТЭЦ-1).

Таблица 1. Распределение расхода электроэнергии на СН. ТЭЦ.

Группа потребителей	Доля общего расхода электроэнергии на СН., % [1]	Доля общего расхода электроэнергии на СН БиТЭЦ-1, %
Тяга и дутье	17,4	20,75
Питательные насосы	36,4	23,55
Циркуляционные насосы	7,7	6,38
Теплофикационные насосы	22,2	12,39
Пылеприготовление	8,6	15,8
Гидрозолоудаление	1,8	3,33
Прочие (освещение, отопление, бытовые приборы и др.).	5,9	17,8

Для проведения анализа расхода электроэнергии на СН ТЭЦ в качестве одного из условий экономичности (оптимальности) расхода электроэнергии на СН предлагается использовать зависимость:

$$f(P_{\text{выр}}) = 100 \cdot P_{\text{сн}} / P_{\text{выр}}, \quad (1)$$

где $P_{\text{сн}}$ – потребляемая активная мощность электроприемниками СН, МВт; $P_{\text{выр}}$ – активная мощность, вырабатываемая каждым турбогенератором и ТЭЦ в целом, МВт.

На основе проведенных контрольных замеров и расчетов в часы суток: 3.00, 9.00, 18.00, 21.00 – для всех турбогенераторов, работающих как совместно на сборные шины ГРУ-6 кВ, ЗРУ-35 кВ и ЗРУ-110 кВ, так и по блочной схеме с ЗРУ-110 кВ и энергосистемой, были получены зависимости (1), внесенные в **таблицу 2**.

Если принять, что все турбогенераторы ТЭЦ будут загружены на 100% от их номинальной мощности, то оптимальный расход электроэнергии на СН не будет превышать 12% [1]. Из-за недогрузки активной мощностью турбогенераторов все полученные и приведенные в таблице значения $f(P_{\text{выр}})$ больше 12%, поэтому работа всех турбогенераторов и ТЭЦ в целом не экономична и не оптимальна.

Исследования и опыт работы передовых ТЭЦ показывают, как можно существенно снизить расход электроэнергии на СН [2]. К такому снижению могут привести: работа с оптимальной оперативной схемой СН и всей ТЭЦ, оптимизация работы механизмов СН на примере блока 300 МВт позволяет сэкономить 5% электроэнергии, расходуемой на СН, т.е. 233 млн. кВт·ч или 75,7 тысяч тонн условного топлива в год; использование экономичного регулируемого электропривода дает 4,8 % экономии (209 млн. кВт·ч или 67,9 тысяч тонн условного топлива в год); оптимизация напряжения на шинах СН (0,65 %, 59,2 млн. кВт·ч или 19 тысяч тут в год); оптимальный выбор мощности электродвигателей для приводов механизмов (0,2%, 12,6 млн. кВт·ч или 4,1 тысяч тут в год); оптимизация режимов пуска и останова блоков (0,03%, 1,6 млн. кВт·ч или 0,52 тысяч тут в год); повышение надежности схемы питания СН (1 %, 100 млн. кВт·ч или 32,5 тысяч тут в год), оптимизация сечений кабельных линий СН (0,16 %, 12 млн. кВт·ч или 3,5 тысяч тут в год).

Таблица 2.

Часы замеров Параметры	3.00	9.00	18.00	21.00	-	Название источника питания
$P_{\text{выр}}, \text{ МВт}$	240	258	204	198	530	ТЭЦ
$100 \cdot P_{\text{сн}} / P_{\text{выр}}, \%$	16,54	15,9	18,66	19,0	12	
$P_{\text{выр}}, \text{ МВт}$	70	82	60	53	-	ТГ-8
$100 \cdot P_{\text{сн}} / P_{\text{выр}}, \%$	13,1	11,2	15,3	17,3	-	
$P_{\text{выр}}, \text{ МВт}$	63	69	53	49	-	ТГ-7
$100 \cdot P_{\text{сн}} / P_{\text{выр}}, \%$	13	11,9	15,47	18	-	
$P_{\text{выр}}, \text{ МВт}$	66	61	50	55	-	ТГ-5,6
$100 \cdot P_{\text{сн}} / P_{\text{выр}}, \%$	5,6	6,4	12	11,27	-	
$P_{\text{выр}}, \text{ МВт}$	26	30	30	28	-	ТГ-3,4
$100 \cdot P_{\text{сн}} / P_{\text{выр}}, \%$	50	40	30,9	33,2	-	
$P_{\text{выр}}, \text{ МВт}$	15	16	11	13	-	ТГ-1,2
$100 \cdot P_{\text{сн}} / P_{\text{выр}}, \%$	33,33	31,25	36,36	34,62	-	

По анализу результатов контрольных замеров и расчета баланса мощности можно сделать следующие выводы:

- необходимо предусмотреть оптимальную загрузку ТЭЦ по электрической и тепловой энергии, обусловленную заданием со стороны энергосистемы;

- самый низкий $\cos \varphi$ наблюдается в 18.00 часов по всем потребителям, генераторам и СН (низкий $\cos \varphi$ соответствует малой нагрузке электродвигателей, практическим отсутствием устройств компенсации реактивной мощности, а также из-за того, что основным потребителем электростанции после 18.00 является коммунально-бытовая нагрузка, имеющая низкий $\cos \varphi \approx (0,7 \div 0,8)$ (городские потребители подключены к СН электростанции: к ГРУ-6 кВ);

- предусмотреть изменение технологии выработки электрической и тепловой энергии, например, для возможности отключения низкозагруженных электродвигателей и трансформаторов СН требуется выбрать оптимальную оперативную схему СН;

- режим работы синхронных двигателей должен быть изменен следующим образом: установить оптимальный закон регулирования возбуждения и не отключать их, а переводить в режим синхронного компенсатора, что значительно уменьшит реактивную мощность, потребляемую в системе СН и вырабатываемую турбогенераторами;

- контролировать загрузку силовых трансформаторов СН (из 67 трансформаторов СН только десять имеют коэффициент загрузки в пределах 0,35-0,76, а все остальные трансформаторы работают в режиме, близком к холостому ходу).

В отношении первого мероприятия можно констатировать: из приведенной таблицы следует, что в час максимума $P_{\text{выр}} = 258 \text{ МВт}$, при этом 15,9% от вырабатываемой электроэнергии потребляется в системе СН, а для часа минимума ТЭЦ (198 МВт) - 19%. В свою очередь, на основании проведенных замеров и расчетов мощность, отдаваемая в систему СН, изменяется

незначительно в течение суток, и если увеличить вырабатываемую электроэнергию на 16,3 % ($P_{\max} = 300 \text{ МВт}$), то потребление электроэнергии на СН составит 15,3 % , а при увеличении выработки электроэнергии на 30% ($P_{\max} = 335,4 \text{ МВт}$) потребление электроэнергии на СН - 15,0 %. Расчеты показали, что в случае $P_{\max} = 335,4 \text{ МВт}$ экономия электроэнергии на СН в год будет 61,8 млн. кВт·ч, а для $P_{\max} = 300 \text{ МВт}$ – 48,4 млн. кВт·ч, при этом удельный расход топлива на выработку выдаваемой электроэнергии с шин станции уменьшится на 14,6 гут/кВт·ч ($P_{\max} = 300 \text{ МВт}$).

Предложены также технические мероприятия по энергосбережению для основного и вспомогательного оборудования ТЭЦ:

Компенсация реактивной мощности со стороны 6 кВ при помощи регулирования возбуждения синхронных двигателей и перевода одного из малозагруженных генераторов в режим синхронного компенсатора. Это приведет к уменьшению потоков реактивной мощности и уменьшению потерь активной мощности в элементах системы электроснабжения собственных нужд.

Оптимизация оперативной схемы собственных нужд и оптимизация режима работы турбогенераторов и электродвигателей СН.

Организация контроля качества электроэнергии и электропотребления.

Эта группа мероприятий даёт экономию электроэнергии 18,1 млн. кВт ч и уменьшение расхода топлива на выработку 1 кВт ч отпускаемой электроэнергии на 6,5 г.у.т. /кВт ч

Список литературы:

1. Аббасова Э.М., Голоднов Ю.М. и др. Собственные нужды тепловых электростанций / Под редакцией Ю.М.Голоднова. - М.: Энергоатомиздат, 1991. – 272 с.
2. Агапов В.Г., Некрестов О.В., Трубицын В.И. Анализ эффективности способов снижения расхода электроэнергии на собственные нужды ТЭС // Сборник научных трудов МЭИ.-1989.-№ 197.- С.57-62.

Преимущества использования линий электропередач с резервной фазой.

Во Х.К., Косточкин А.А.

Новосибирский государственный технический университет, Россия, г. Новосибирск.

bigsanichik@mail.ru

В настоящее время около 94% электроэнергии, вырабатываемой всеми электростанциями нашей страны, передаётся и распределяется электрическими сетями напряжением 110 кВ и выше, и лишь около 6% по линиям 35 кВ.

Анализ структуры электрических сетей высокого и сверхвысокого напряжений показывает, что наибольшее распространение получили сети напряжением 110 и 220 кВ (88%). Они, как правило, выполняют функции распределительных и предназначены для электроснабжения промышленных узлов, крупных предприятий, городов, сельских районов. Сети 35 кВ также получили развитие во всех энергосистемах страны. Они служат в основном для внешнего электроснабжения объектов малой и средней мощности, например, сельскохозяйственных. В последние годы наблюдается постоянное сокращение строительства сетей 35 кВ для питания промышленных предприятий. С ростом плотности электрических нагрузок в ряде сельскохозяйственных районов также намечается тенденция к ограничению развития сетей напряжением 35 кВ и замене их сетями 110 кВ.

В связи с важной ролью сетей напряжением 110-220 кВ в обеспечении надежности электроснабжения народного хозяйства целесообразно провести подробный анализ определяющих её факторов – надежности формирующих сетей.

Исходным для решения задачи обеспечения надежности функционирования электрических сетей является анализ технического состояния и условий эксплуатации сети в целом и её элементов.

Надежность электрических сетей определяется безотказностью и ремонтпригодностью. Под отказом СЭС будем понимать событие, приводящее к недоотпуску электроэнергии всем потребителям или их части вследствие прекращения или ограничения электроснабжения. Ремонтпригодность определяет продолжительность перерыва электроснабжения в аварийных ситуациях и при плановых ремонтах, она зависит от времени ликвидации аварии или восстановления отказавшего элемента. Поэтому надежность электрической сети можно

характеризовать частотой и длительностью аварийных и плановых перерывов электроснабжения на каждой из её приемных подстанций.

Надежность ВЛ является не только технической, но и экономической категорией. Выбор оптимальной надежности распределительных сетей обосновывается технико-экономическим анализом. Повышение надежности функционирования распределительных сетей 110 и 220 кВ путем изменения конструкции линии электропередачи требует материальных затрат. В то же время более высокая надежность рассматриваемых сетей обеспечивает снижение народнохозяйственного ущерба от перерывов электроснабжения потребителей.

Технические показатели надежности основных элементов электрической сети приведены в табл. 1.

Таблица 1. Надежность элементов электрической сети

Наименование элемента	Аварийное отключение		Плановое отключение	
	Частота отказов ω , I/год на 100 км	Время восстановления, T_B , ч	Частота плановых ремонтов μ , I/год	Продолжительнос ть планового ремонта, $T_{П}$, ч
Одноцепные ВЛ с АПВ напряжением, кВ: 220 110	0,7 1,0	16 14	6 5	8 6
Трансформаторы с высшим напряжением, кВ: 220 110	0,02 0,015	250 500	1,0 1,0	40 30
Масляные выключатели напряжением, кВ: 220 110	0,025 0,022	70 70	0,3 0,3	100 100

Как следует из таблицы 1, ВЛ является наиболее слабым элементом электрической сети, обуславливающими 30-40 % общего числа отказов и поэтому их роль в обеспечении надежности СЭС можно считать определяющей. Это становится особенно ощутимым в тех случаях, когда электроснабжение осуществляется по одноцепной линии электропередачи значительной протяженности. Так, при линии 200-400 км и напряжении сети 110-220 кВ только из-за повреждения ВЛ следует ожидать отключения потребителей 2-3 раза в год в среднем на 20-30 ч. Таким образом целесообразно обеспечить надежность электроснабжения в первую очередь за счет уменьшения отказов ВЛ и длительности их отключенного состояния.

Как отмечалось выше, провода и изоляторы ВЛ являются наименее надежными элементами линии электропередачи и основные работы при плановом ремонте связаны с их техническим обслуживанием. В связи с этим для повышения безотказной работы ВЛ прежде всего нужно изготавливать изоляторы из высокопрочных и долговечных материалов, и резервировать провода линии.

Известно, что наиболее частным видом повреждения является однофазное короткое замыкание. Это обуславливает целесообразность применения четырехпроводных линий электропередач, в которых для резервирования любого из поврежденных проводов ВЛ один и тот же резервный провод.

В качестве резервной фазы могут быть использованы четвертый (дополнительный) провод, а в отдельных случаях – изолированный грозозащитный трос, выполненный проводом марки АС соответствующего сечения.

Существенным преимуществом при применении четырехпроводных линий электропередачи является возможность поэтапных затрат материалов и оборудования в процессе развития СЭС во времени по мере роста нагрузки потребителей.

Область применения четырехпроводных ВЛ определяется технико-экономическим расчетом с учетом фактора надежности и перспектив развития СЭС. Надежность четырехпроводных линий такая же, как у двухцепной на одних опорах. Если перспективный рост нагрузок требует подвески второй цепи, то четвертый провод можно рассматривать как первый этап её монтажа.

ВЛ с резервной фазой имеет следующие преимущества по сравнению с одноцепной линией электропередач традиционного исполнения:

существенное повышение пропускной способности электропередачи в послеаварийных режимах;

возможность пофазного ремонта линии без уменьшения её пропускной способности с поочередным переключением ремонтируемой фазы в резервный провод;

возможность пофазного режима плавки гололеда с последовательным переключением каждой фазы на резервный провод.

Четвертый провод может быть использован либо в качестве резервного, когда он в нормальном режиме отключен и включается автоматически взамен поврежденного только в послеаварийных и ремонтных режимах.

Учитывая, что распределение сети напряжением 110 и 220 кВ являются наиболее массовыми (удельный вес их по протяженности составляет около 88%) при решении вопроса надежности и улучшения условий их эксплуатации нельзя допускать существенного усложнения схем распределительных устройств и увеличения их стоимости. В связи с этим при разработке схемы электропередачи класса напряжений 110 и 220 кВ с резервной фазой предусмотрено в первую очередь применение коммутационных аппаратов и опор, применяемых для ВЛ традиционного исполнения.

Известно, что в нашей стране ВЛ с тросами по всей длине эксплуатируются начиная с напряжений 110 кВ и выше. Поэтому электропередачу такого исполнения (рис.3.1) рассмотрим на примере ВЛ 110 кВ с проводами АС-120 и тросом АС-70. Этот вариант исполнения ВЛ с резервной фазой является наиболее простым и экономичным.

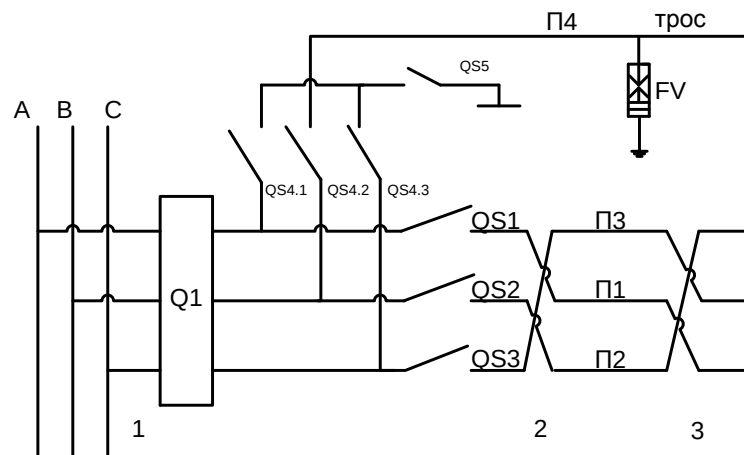


Рисунок 1. ВЛ с тросом

Схема рассматриваемой электропередачи содержит три токоведущих провода П1-П3, грозозащитный трос П4, изолированный на фазное напряжение на всем протяжении линии, высоковольтный выключатель Q1, линейные разъединители (отделители) QS1-QS3 и разъединители (отделители) QS4.1-QS4.3, включенные между грозозащитным тросом и токоведущими проводами линии. Все разъединители имеют пофазное управление, а выключатель – трехфазное. Изоляция тросов зашунтирована в нескольких точках линии электропередачи съемными перемычками QS5 и искровыми промежутками FV. Затраты на изоляцию троса и установку разъединителей по концам линии не превышают 6...8 % от капитальных затрат на сооружение ВЛ со стальными грозозащитным тросом. В нормальном режиме работы линии разъединители QS1-QS3 включены, а разъединители QS4.1-QS4.3 отключены. Съемные перемычки QS5 устанавливаются только в грозозащитный период.

При устойчивом повреждении одного из токоведущих проводов, например, провода П1, от действия релейной защиты отключается выключатель Q1. Затем автоматически или дежурным

персоналом в соответствии с аварийной сигнализацией отключается разъединитель QS1, а разъединитель QS4.1 включается. Съемные перемычки QS5 (если они были установлены) также отключаются и трос П4 оказывается включенным взамен поврежденного провода. Если для потребителей, получающих питание от ВЛ, перерыв электроснабжения в течение 20-30 минут допустим, автоматизация переключений не требуется.

Результаты исследований послеаварийных режимов при поочередном переключении троса вместо каждого из фазных проводов линии показывают, что уровни напряжения в линии практически не отличаются от режима обычной одноцепной ВЛ со стальным тросом, а несимметрия несколько выше, чем у трехпроводной линии, но значительно ниже допустимых значений по ГОСТу 13109-97

Таблица 2 – Напряжения и токи по фазам

Варианты исполнения ВЛ 110 кВ	Режимы эксплуатации ВЛ	Фазы	Напряжения и токи по фазам в узлах сети, кВ и А					
			1		2		3	
			U	I	U	I	U	I
ВЛ традиционного исполнения	Нормальный режим	A	66,39	56,53	65,56	59,01	64,69	61,47
		B	66,39	56,58	65,56	58,73	64,75	61,53
		C	66,39	56,46	65,56	58,66	64,71	61,27
ВЛ с резервной фазой - тросом	Послеав. режим: трос включен вместо откл. провода П1	A	66,39	55,95	65,55	57,93	64,53	63,05
		B	66,39	55,47	65,55	59,95	64,64	60,69
		C	66,39	57,67	65,35	57,80	64,32	59,76

На основании изложенного следует, что если к трехпроводной (одноцепной) электропередаче добавить еще один провод, который в нормальном эксплуатационном режиме находится в отключенном состоянии, то при устойчивых однофазных коротких замыканиях необходимо отключать только поврежденный провод, а вместо него включать резервный, и тогда линия будет продолжать работать как трехпроводная. Кроме того, резервный провод может также включаться вместо любого рабочего провода в режиме пофазного ремонта или пофазной плавки гололеда. Таким образом, одноцепная электропередача с резервным проводом при устойчивых однофазных повреждениях надежна, как двухцепная, но капитальные затраты на ее сооружение значительно меньше.

Систематическая погрешность расчета потерь мощности при планировании режимов систем электроснабжения с учетом неопределенности исходной информации

Крубцова А.А., Малафеев А.В.

Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, Россия, г.

Магнитогорск

anastasiya_289@mail.ru

При планировании эксплуатационных режимов систем электроснабжения в зависимости от технологического процесса потребителей возникает проблема выбора данных, различных по временным интервалам (1, 3, 5, 30 минут, 1 час, 1 сутки, 1 месяц). В связи с совершенствованием автоматизированных систем учета в настоящее время могут быть получены графики электрических нагрузок с различным интервалом осреднения, что приводит к большим погрешностям при расчетах минимума потерь активной мощности. Для графиков нагрузки потребителей металлургического предприятия на уровне напряжения 6-10 кВ характерно несоответствие нормальному закону распределения, что делает не целесообразным применение вероятностных характеристик графиков для планирования эксплуатационных режимов систем электроснабжения. Ввиду этого предлагается использовать теорию нечетких множеств.

Рассмотрим графики электрических нагрузок с разными интервалами осреднения на примере системы электроснабжения ОАО «Магнитогорский металлургический комбинат» (таблицы 1-3, рис. 1).

Таблица 1. Графики нагрузки на примере фидера 2-02 подстанции № 2 ОАО «ММК» с временным интервалом 1 час

Интервалы осреднения	ф2-02 ЦВС	Интервалы осреднения	ф2-02 ЦВС	Интервалы осреднения	ф2-02 ЦВС
0:00	0,49	8:00	0,48	16:00	0
1:00	0,49	9:00	0,47	17:00	0
2:00	0,48	10:00	0,33	18:00	0
3:00	0,48	11:00	0,32	19:00	0
4:00	0,48	12:00	7	20:00	0
5:00	0,48	13:00	1	21:00	0
6:00	0,48	14:00	0	22:00	0
7:00	0,48	15:00	0	23:00	0

Таблица 2. Графики нагрузки на примере фидера 2-02 подстанции № 2 ОАО «ММК» с временным интервалом 30 минут

Интервалы осреднения	ф2-02 ЦВС	Интервалы осреднения	ф2-02 ЦВС	Интервалы осреднения	ф2-02 ЦВС	Интервалы осреднения	ф2-02 ЦВС
00:00	0,49	06:00	0,48	12:00	0,07	18:00	0
00:30	0,49	06:30	0,48	12:30	0,03	18:30	0
01:00	0,49	07:00	0,48	13:00	0,01	19:00	0
01:30	0,49	07:30	0,48	13:30	0	19:30	0
02:00	0,48	08:00	0,48	14:00	0	20:00	0
02:30	0,48	08:30	0,48	14:30	0	20:30	0
03:00	0,48	09:00	0,47	15:00	0	21:00	0
03:30	0,48	09:30	0,4	15:30	0	21:30	0
04:00	0,48	10:00	0,33	16:00	0	22:00	0
04:30	0,48	10:30	0,325	16:30	0	22:30	0
05:00	0,48	11:00	0,32	17:00	0	23:00	0
05:30	0,48	11:30	0,125	17:30	0	23:30	0

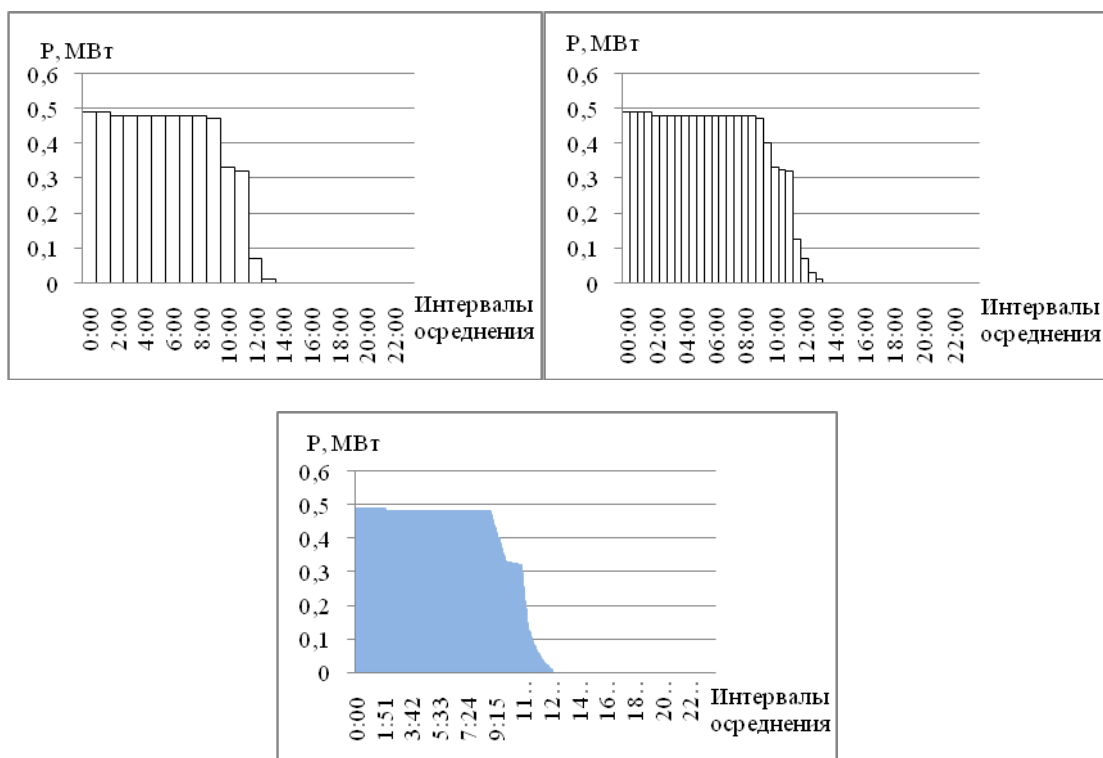


Рис. 1. Упорядоченные графики электрических нагрузок ф 2-02 подстанции № 2 ОАО «ММК» а) с временным интервалом 1 час; б) с временным интервалом 30 минут; в) с временным интервалом 3 минуты

Таблица 3. Графики нагрузки на примере фидера 2-02 подстанции № 2 ОАО «ММК» с временным интервалом 3 минуты

Интервалы осреднения	ф2-02 ЦВС	Интервалы осреднения	ф2-02 ЦВС	Интервалы осреднения	ф2-02 ЦВС	Интервалы осреднения	ф2-02 ЦВС
0:00	0,49	0:24	0,49	0:48	0,49	1:12	0,49

Продолжение таблицы 3

Интервалы осреднения	ф2-02 ЦВС	Интервалы осреднения	ф2-02 ЦВС	Интервалы осреднения	ф2-02 ЦВС	Интервалы осреднения	ф2-02 ЦВС
0:03	0,49	0:27	0,49	0:51	0,49	1:15	0,49
0:06	0,49	0:30	0,49	0:54	0,49	1:18	0,49
0:09	0,49	0:33	0,49	0:57	0,49	1:21	0,49
0:12	0,49	0:36	0,49	1:00	0,49	1:24	0,49
0:15	0,49	0:39	0,49	1:03	0,49	1:27	0,49
0:18	0,49	0:42	0,49	1:06	0,49	1:30	0,49
0:21	0,49	0:45	0,49	1:09	0,49	...	...

Упорядоченные графики электрических нагрузок схожи с Z-образной функцией принадлежности[1].

Расчеты установившихся режимов и потерь активной мощности выполнялись при помощи программного комплекса КАТРАН[2], разработанного на кафедре ЭПП МГТУ им. Г.И. Носова. Определение потерь по результатам расчёта установившегося режима позволяет выделить участки сети с повышенным значением потерь и разработать мероприятия по их снижению[3].

Расчет функции принадлежности выполнен следующим образом:

$$\mu_Z(P_i; P_{\min}, P_{\max}) = \begin{cases} 1, & P_i \leq P_{\min} \\ 1 - 2 \left(\frac{P_i - P_{\min}}{P_{\max} - P_{\min}} \right)^2, & P_{\min} < P_i \leq \frac{P_{\min} + P_{\max}}{2} \\ 2 \left(\frac{P_{\max} - P_i}{P_{\max} - P_{\min}} \right)^2, & \frac{P_{\min} + P_{\max}}{2} < P_i < P_{\max} \\ 0, & P_{\max} \leq P_i \end{cases}.$$

Для расчета графиков нагрузки как нечетких интервалов была принята формула, позволяющая определить нагрузку для определенного уровня значимости (1-μ):

$$P^* = P_{\min} + (P_{\max} - P_{\min}) \cdot \mu(P_i).$$

Таблица 4 – Результаты расчета потерь активной мощности и его погрешность

Интервал осреднения	ΔP, МВт	ΔP*, МВт	δ(ΔP), %	ΔP, МВт	ΔP*, МВт	δ(ΔP), %	ΔP, МВт	ΔP*, МВт	δ(ΔP), %
0:00	0,3068	0,3068	0	0,3068	0,3068	0	0,3068	0,3068	0
2:00	0,2927	0,2948	-0,721	0,3052	0,3009	-0,281	0,3004	0,3009	-0,175
4:00	0,2898	0,2917	-0,663	0,3036	0,2951	-0,268	0,2941	0,2951	-0,359
6:00	0,2854	0,2867	-0,459	0,3020	0,2893	-0,256	0,2877	0,2893	-0,561
8:00	0,2805	0,2805	0	0,3012	0,2846	0	0,2876	0,2892	0
10:00	0,2781	0,2777	0,122	0,3003	0,2808	0,235	0,2875	0,2891	0,04
12:00	0,2753	0,2747	0,225	0,2995	0,2769	0,225	0,2770	0,2770	0,024
14:00	0,2734	0,2724	0,333	0,2987	0,2731	0,225	0,2737	0,2731	0,233
16:00	0,2664	0,2654	0,357	0,2978	0,2703	0,380	0,2712	0,2703	0,322
18:00	0,2635	0,2622	0,480	0,2968	0,2668	0,362	0,2675	0,2668	0,251
20:00	0,2609	0,2611	-0,088	0,2959	0,2633	0,294	0,2638	0,2633	0,175
22:00	0,2591	0,2584	0,255	0,2950	0,2598	0,186	0,2601	0,2598	0,118

Примечание: ΔP- потери, рассчитанные по реальным графикам электрических нагрузок;

ΔP^* - потери, рассчитанные на основе Z-образной функции принадлежности.

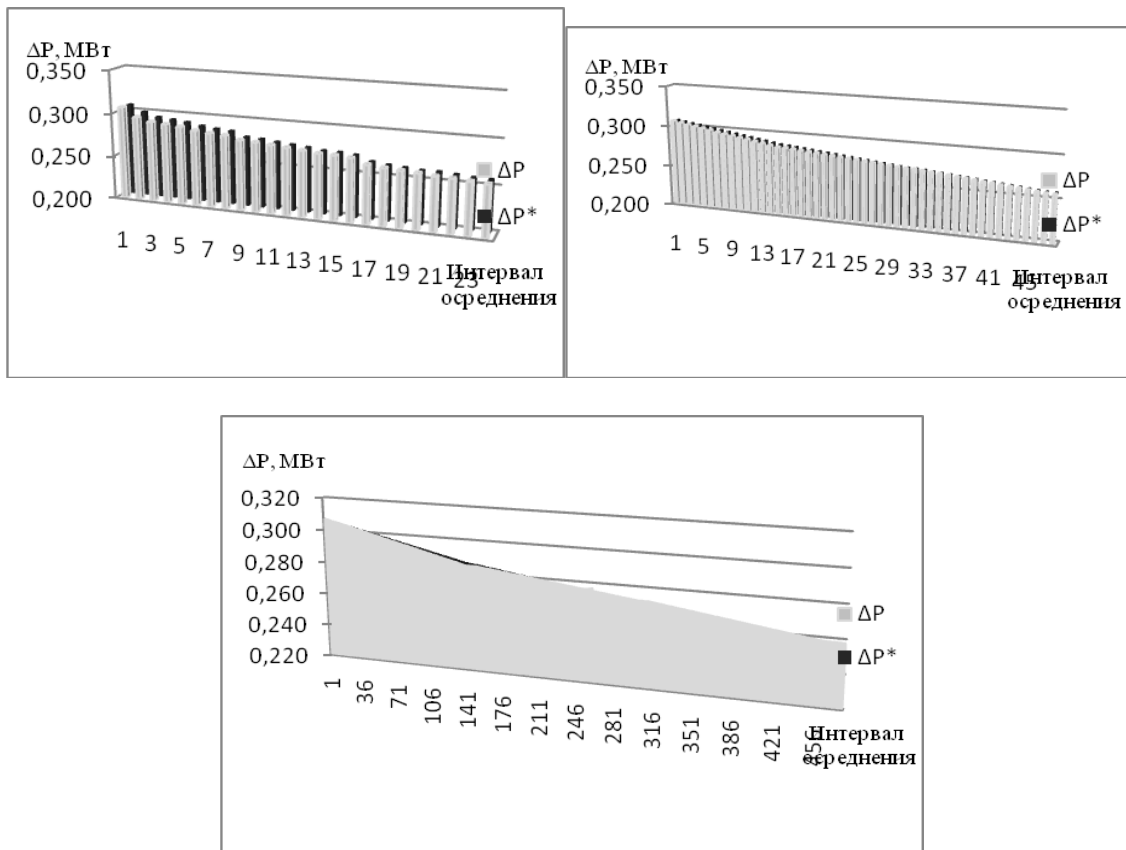


Рис. 2. Результаты расчета потерь активной мощности на примере доменного цеха ОАО «ММК» с различным интервалом осреднения графиков электрических нагрузок

Вывод: Результаты расчета потерь активной мощности, приведенные на примере системы электроснабжения доменного цеха ОАО «ММК» с различным интервалом осреднения, показывают, что систематическая погрешности расчета снижается с уменьшением интервала осреднения. Во всех случаях расчет погрешности не превышает допустимых значений.

Список литературы:

1. Конышева Л.К., Назаров Д.М. Основы теории нечетких множеств: Учебное пособие. – СПб.: Питер, 2011. – 192 с.
2. А.с. 2012612069 РФ. Программа «Комплекс автоматизированного режимного анализа КАТРАН 6.0»/ В.А. Игуменцев, А.В. Малафеев, О.В. Буланова, Ю.Н. Ротанова, Е.А. Панова, А.В. Хламова, В.М. Тарасов, Е.Б. Ягольников, Н.А. Николаев, В.В. Зиновьев. – Оpubл. в бюл. «Программы для ЭВМ, БД, ТИМС», 2012, №2. – С. 500-501.
3. Игуменцев В.А., Заславец Б.И., Малафеев А.В., Буланова О.В., Ротанова Ю.Н. Модифицированный метод последовательного эквивалентирования для расчета режимов сложных систем электроснабжения// Промышленная энергетика. – 2008. – №6. – С. 16-22.

УДК 620.97

Система автономного освещения для регионов Сибири

Майкова О.В., Юрченко А.В.

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г.Томск

olga.majkova.77@mail.ru

Альтернативные и возобновляемые источники энергии, такие как энергия ветра и солнечного света, гидро - и геотермальная энергия, во всем мире привлекают все больше внимания. Растущий интерес к ним вызван экологическими соображениями, с одной стороны, и

ограниченностью традиционных земных ресурсов - с другой. Особое место среди альтернативных и возобновляемых источников энергии занимают фотоэлектрические преобразователи солнечной энергии, изучение которых превратилось в отдельное научное направление – фотовольтаику [1].

Источником энергии солнечного излучения служит термоядерная реакция. При использовании высокоэффективных методов преобразования энергии Солнце может обеспечивать бурно растущие потребности в ней практически вечно.

В докладе представлены результаты расчётов работы автономной системы освещения (АСО) с электропитанием от ветро-солнечной установки (ВСУ) основанных на проведённых в России в период с 2008г. по 2012гг климатических испытаниях в реальных условиях (г.Томск).

В большинстве регионов приход солнечной радиации и наличие ветра находятся в противофазе (когда светит яркое солнце, обычно нет ветра, а если дует сильный ветер, то нет солнца) [2]. Поэтому, для обеспечения бесперебойного электроснабжения автономного объекта, уменьшения необходимой мощности ветро-генератора (ВГ) и солнечной батареи и ёмкости аккумуляторной батареи, улучшения режимов работы станции во многих случаях целесообразно использование гибридной ветро-солнечной электростанции (ВСЭ).

Особенно ощущаются преимущества гибридных станций при круглогодичном использовании [3]. При этом в зимнее время основная выработка электроэнергии приходится на ветроэлектрическую установку, а летом - на солнечные фотоэлектрические модули [4].

В нашем случае, такая система (Рис.1.) состоит из:

Фотоэлектрической батареи и ВГ.

Аккумуляторной батареи – гелевой, напряжением 12 В.

Контроллеров заряда-разряда СБ и ВГ.

Нагрузки. В качестве нагрузки используем светодиодный светильник мощностью 80 Вт работающий в температурном диапазоне от -50°C до $+50^{\circ}\text{C}$.

Электротехническое оборудование – предохранители, кабели, система заземления и т. д.



Рис. 1. Ветро-солнечный светодиодный столб уличного освещения

В автономной системе электроснабжения необходимо использовать только энергоэффективные приборы. Например, использование ламп накаливания очень не рекомендуется, т. к. они потребляют ток в 10 раз больший, чем светодиодные лампы [5]. Несмотря на то, что обычно энергоэффективные приборы дороже, их использование дает значительную экономию за счёт снижения мощности источника энергии и ёмкости АБ.

Светодиодный светильник освещения улиц и дорог SLED-Street-1 потребляемой мощностью 80 (± 3) Вт, имеет световую отдачу 90 лм/Вт, световой поток не менее 7600 лм, драйвер дающий выходное напряжение 24 В, тип кривой силы света: широкая (Ш), класс защиты от поражения электрическим током I по ГОСТ Р МЭК 60598-1-2003, степень защиты оболочки светильника IP66 по ГОСТ 14254-6. Эквивалент мощности светодиодных ламп, по сравнению с обычными лампами, составляет: 1:10. Светильник работает от 6 часов (летом) и до 12 часов (зимой). Соответственно, получаем от 480 до 960 Вт потребляемой мощности (питание светильника) в сутки. Для двух облачных и безветренных дней (среднестатистические данные по Томской области) необходим запас мощности 1 920 Вт. При питающем напряжении 24 В светильник потребляет ток 3,3А.

Теперь определим ёмкость АБ. Системы, получающие энергию от возобновляемых источников, обычно накапливают её в аккумуляторах, а затем отдают в нагрузку [6]. Часто, оба эти процесса происходят независимо. За процессом заряда – разряда аккумулятора и потреблением тока нагрузкой следит контроллер.

Заряд аккумулятора происходит, если к нему приложен потенциал, превышающий его напряжение. Ток заряда аккумулятора пропорционален разности приложенного напряжения и напряжения холостого хода. Если ёмкость аккумулятора C заряжается за время t , то скорость заряда определяется соотношением C/t . Аккумулятор ёмкостью 200 А/ч при разряде со скоростью $C/10$, полностью разрядится за 20 часов. При этом, ток разряда составит 200/10, или 20 А. Скорость заряда можно оценить и в длительностях цикла. Так, если аккумулятор заряжается за 20 часов, то говорят, что он имеет цикл 20 часов. Соответственно, током в 3,3А аккумуляторную батарею ёмкостью 200 А/ч мы разрядим полностью за $(200/3,3)$ 60 часов.

Допустимая глубина разряда АБ (Sonnenschein) 50 %. Данный аккумулятор имеет напряжение 12 В, является гелевым необслуживаемым в течение всего срока службы. Срок работы при температуре окружающей среды 200С и остаточной ёмкости 80 % 20 лет (при 50 % разрядах 12 лет). При изменении температуры окружающей среды и, соответственно, аккумулятора, напряжение, характеризующее разряд, изменится на 0,03 В/0С.

В нашем случае $200/3,3=60$ часов. При разряде АКБ на 50 % система будет работать 30 часов (без подзарядки извне).

При зарядке АКБ от ВГ и СБ, при хорошей солнечной активности и стабильном ветре, происходит быстрый заряд аккумулятора (до 90 % ёмкости) с последующим автоматическим переключением [7] на меньшую скорость заряда (до полной ёмкости), что регулируется контроллером заряда.

Ветер является одним из самых доступных источников энергии. В отличие от Солнца, он может «работать» и днём и ночью, на севере и на юге, летом и зимой.

Неравномерность поступления энергии от ВГ (нестабильность частоты вращения ВГ из-за скорости ветра) делает необходимым использование регулятора напряжения, который настраивается так, что на выходе поддерживается неизменное напряжение (отклонение – до 5 % при изменении частоты вращения ротора). Вращающий момент передаётся от вала ВГ (минимальная частота вращения без потери стабильности выходного напряжения 200-300 об/мин) к валу электрогенератора (номинальная частота вращения 5000 об/мин).

Вертикально-осевые ВГ имеют право на жизнь, но наукой и экспериментально доказана их низкая эффективность, по сравнению с горизонтально-осевыми. Высота мачты выше 8 м позволяет избежать «мёртвого угла», при котором даже средней силы ветер для «ветряка» бывает не эффективен [3].

Ветрогенератор VAWT -500 Вт, вертикально-осевой, предназначен для регионов с низкой среднегодовой скоростью ветра. Стартовая скорость ветра от 0,9 м/с. Номинальную мощность выдаёт при скорости ветра 8 м/с, что делает возможным применять его в регионах со слабыми ветрами. Температура эксплуатации от -500С до +500С (Рис.2.).

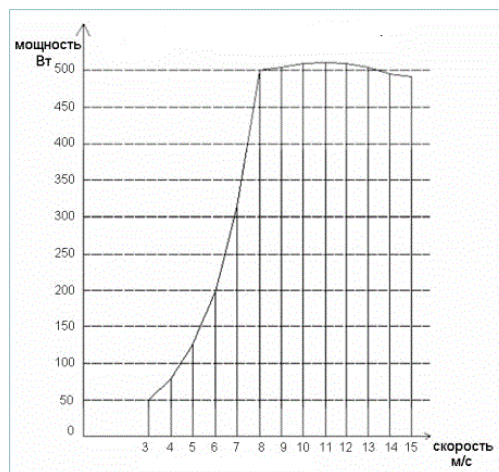


Рис. 2. Зависимость вырабатываемой мощности от скорости ветра.

Как видим, при среднегодовой скорости ветра 5 м/с (среднестатистическая скорость по Томской области), ВГ вырабатывает мощность 125 Вт/ч.

Оценить возможности энергетики на возобновляемых источниках энергии, в условиях Томска и окрестностей, позволили: демонстрационная солнечно-ветровая электрическая станция

(СВЭС) и малогабаритная автоматическая метеостанция оборудованные на плоской крыше НИИ ПП (Рис.3.).



Рис. 3. Солнечно-ветровая электростанция

Исследования показали, что инсоляция солнечного излучения на 1 м² для Томска и окрестностей составляет 670 Вт/м². В среднем на 1 м² земной поверхности приходится 1000 Вт/м². Сезонный коэффициент зимой составляет 0,7 (за счёт рассеяния), а летом 0,5. Необходимая мощность массива солнечных модулей (СМ) будет составлять: $1000 \cdot 80 / (0,55 \cdot 670) = 217$ Вт. Исследования также показали, что 50 % мощности даёт СМ, а 50 % ВГ. Тогда, нам потребуется СМ генерирующий 110 Вт и его площадь составляет 1 м². СМ напряжением не ниже 15В, КПД 16 % и размерами 1,47*0,73 м генерирует 125 Вт. СМ набираются из фотоэлементов 12,5*12,5 см на любую мощность, напряжение, площадь и ток. В условиях средней продолжительности ясного дня и средней продолжительности ветра ВГ и СБ будут заряжать АБ полностью за 8 часов.

За зарядом-разрядом АБ следит контроллер. В гибридных системах лучше использовать два контроллера (отдельно для ВГ и отдельно для СБ) [8]. Эта схема использует параллельный способ подключения.

Сечение соединительных кабелей, обычно, подбирается из расчёта потерь не превышающих 2-3 % [7]. Электропроводка должна быть выполнена медным проводом и рассчитана на температуру 750С или выше [9].

Собрав все расчёты в общую цепочку, получим следующий алгоритм:

Мощность нагрузки 80 Вт на 24 В.

Потребляемый ток нагрузки: $80/24=3,3$ А.

Средняя продолжительность работы светильника 12 ч в день. Система рассчитана на автономный режим (штиль, пасмурно) – 2 дня. Значит, светильник надо рассчитать на $12 \cdot 2 = 24$ часа работы. $80 \cdot 24 = 1920$ Вт.

Ёмкость аккумуляторной батареи составляет: $2 \cdot 12 \cdot 3,3 = 80$ А/ч.

где: 2 – количество дней

12 – напряжение АКБ

3,3 – ток нагрузки

Так как аккумулятор может разряжаться до 50 %, то берём ёмкость с запасом на 150 А/ч

Требуемая мощность СМ определяется:

$1000 \cdot 80 / (0,55 \cdot 670) = 217$ Вт.

где: 1000 – инсоляция солнечного излучения на 1 м² в среднем земной поверхности.

80 – потребляемая мощность нагрузки

0,55 – поправочный коэффициент расчёта рабочей поверхности СМ летом (зимой 0,7)

670 - инсоляция солнечного излучения на 1 м² в Томской области

Т.к. мы используем гибридную систему СМ и ВГ, то мощность поступающую от СМ и ВГ делим поровну (исходя из экспериментальных данных местной метеостанции).

СМ размерами 1,47*0,73,5 м = 1,1 м генерирует 125 Вт, соответственно СМ с рабочей поверхностью 1,5 м² будет генерировать 170 Вт.

ВГ даёт мощность 125 Вт/ч

При средней продолжительной освещённости нашего региона 6 ч (зимой) и наличию ветра 8 ч (наименьший месяц) наша система даёт $6 \cdot 170 = 1020$ Вт + $8 \cdot 125 = 1000$ Вт = 2020 Вт.

Данная система полностью обеспечивает потребности требуемой мощности с небольшим запасом на потери в проводах:

$1920 \cdot 100 \% / 2020 (-100\%) = 5 \%$ (запас), что и требует система.

Для экономии потребления энергоресурсов в системе освещения используется, совместно с дистанционной, автоматическая система управления (АСУ).

Дистанционное управление может использоваться для проведения регламентных работ в дневное время суток и при выходе АСУ из строя.

АСУ уличным освещением работает под управлением контроллера, который формирует сигнал включения (выключения) светильника (группы светильников) с помощью фотореле по радиоканалу из диспетчерской.

Выводы:

По результатам мониторинга работы солнечно-ветровой электрической станции удалось разработать теоретически и реализовать практически работающую без выхода из строя в данных климатических факторах ветро-солнечную установку.

Отсутствие необходимости трудоемкого обслуживания, низкое потребление энергии, плюс экология, безопасность и использование современных технологий, делают выбор в пользу автономных систем освещения правильным и современным, отвечающий реалиям не только сегодняшнего дня, но и будущего. Максимальное использование возобновляемых источников энергии позволяет уменьшить негативное воздействие энергетики на окружающую среду и сохранить нашу планету для наших детей.

Список литературы:

1. Лукутин Б.В., Суржикова О.А., Шандарова Е.Б. Возобновляемая энергетика в децентрализованном энергоснабжении. – М.: Энергоиздат, 2008. – 231 с.
2. Безруких П.П. Ветроэнергетика (Справочное и методическое пособие). – М.: Энергия, 2010. – 320 с.
3. Кашкаров А.П., Ветрогенераторы, солнечные батареи и другие полезные конструкции. – М.: ДМК Пресс, 2011. – 144 с.
4. Афанасьев В.П., Теруков Е.И., Шерченков А.А. Тонкоплёночные солнечные элементы на основе кремния. - Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет «ЛЭТИ» им. В. И. Ульянова (Ленина). Минобрнауки России 2-е издание, 2011г. – 167с.
5. Юнович А.Э., Современное состояние и тенденции развития светодиодов и светодиодного освещения, МГУ им. М.В. Ломоносова.
6. Аккумуляторные батареи. Эксплуатация, техническое обслуживание и ремонт. / НИИАТ, - М., Транспорт, 2009
7. Байерс Т., 20 конструкций с солнечными элементами, перевод с английского Сидорова С.В. под редакцией д-ра тех. Наук Колтуна М.М.
8. Э. Парр. Программируемые контроллеры: руководство для инженера. — М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2007.
9. СНиП 23-05-95 (Естественное и искусственное освещение).

Повышение чувствительности дистанционных защит к коротким замыканиям за трансформаторами ответвлений для линий, защищаемых продольными дифференциальными токовыми защитами

Колесов Л.М., Можжухина В.В.

ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,

Россия, г. Иваново

mvv277@gmail.com

При осуществлении дистанционной защиты (ДЗ) линий с ответвлениями возникают значительные трудности в обеспечении требуемой чувствительности к коротким замыканиям (КЗ) за трансформаторами ответвлений. Это определяется в первую очередь тем, что на замер сопротивления влияет подпитка с противоположной стороны линии, при которой замер может быть значительно больше действительного сопротивления до места КЗ. Во вторых, реле сопротивления должно быть отстроено от нагрузочного режима линии. Причем переток мощности по линии может быть таким, что ток нагрузки соизмерим с током КЗ за трансформатором ответвления, а сопротивление нагрузочного режима близко к замеру сопротивления при КЗ за трансформатором. Еще большие трудности возникают при двухфазных КЗ за трансформатором со схемой соединения обмоток «звезда - треугольник».

В данной работе предлагается специальное выполнение дистанционной защиты (ДЗ) линий с ответвлениями напряжением 110 – 220 кВ [1], на которых в качестве основной защиты используется продольная дифференциальная токовая защита (ДЗЛ). Предполагается, что в микропроцессорных терминалах ДЗЛ также имеются функции резервных ступенчатых защит (КСЗ), в том числе и ДЗ.

В каждом из терминалов ДЗЛ (рис. 1) имеется информация о токе через защиту, токе противоположного конца линии, их сумма, а также напряжение на шинах в месте установки защиты ($\dot{I}_1$, $\dot{I}_2$, $(\dot{I}_1 + \dot{I}_2)$ и $\dot{U}_{ш1}$).

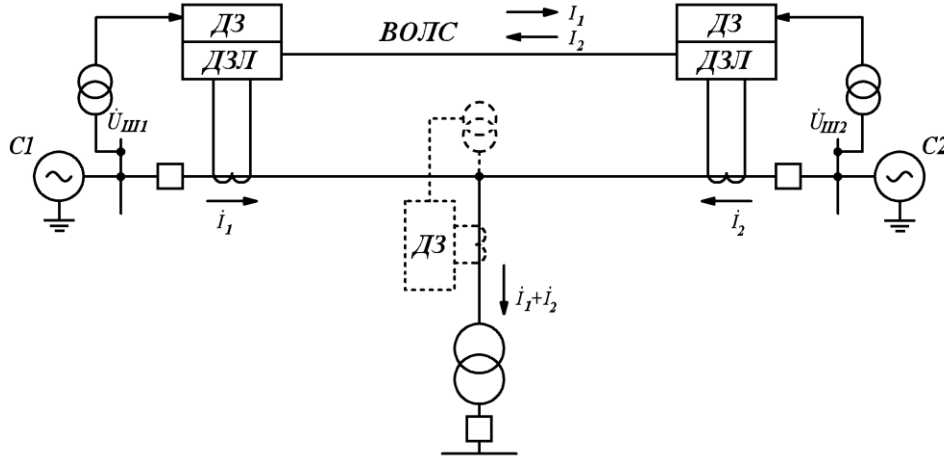


Рис.1. Схема виртуального ИО сопротивления, включаемого на междуфазное напряжение в месте ответвления и ток в ответвлении

Имея такие параметры, предлагается выполнить дополнительное виртуальное реле сопротивления, включаемое на междуфазное напряжение в месте ответвления и ток в ответвлении и предназначенное для действия только при КЗ за трансформатором ответвления.

Для получения напряжения в месте ответвления используется напряжение на шинах, компенсированное падением напряжения от тока на сопротивлении участка линии до ответвления. Для защиты 1 напряжение $\dot{U}_{отв1}$ определяется по выражению:

$$\dot{U}_{отв1} = \dot{U}_{ш1} - \dot{I}_1 \cdot \underline{Z}_{л1},$$

где $\dot{U}_{ш1}$ – напряжение на шинах подстанции в месте установки защиты, $\underline{Z}_{л1}$ – сопротивление участка линии до ответвления; $\dot{I}_1$ – ток через защиту.

Ток в ответвлении $\dot{I}_{отв}$ определяется как сумма токов по концам линии:

$$\dot{I}_{отв} = \dot{I}_1 + \dot{I}_2,$$

где $\dot{I}_2$ – ток противоположного конца линии.

При этом замер сопротивления измерительного органа определяется выражением:

$$\underline{Z}_{зам} = \frac{\dot{U}_{ш1} - \dot{I}_1 \cdot \underline{Z}_{л1}}{\dot{I}_1 + \dot{I}_2}.$$

В качестве подведенных величин, как и в традиционных измерительных органах сопротивления, используются междуфазные напряжения и соответствующие разности фазных токов. Например, для реле, включенного на междуфазное напряжение фаз *A* и *B*, замер сопротивления производится по выражению:

$$\underline{Z}_{замAB} = \frac{\dot{U}_{AB1} - \underline{Z}_{л1}(\dot{I}_{A1} - \dot{I}_{B1})}{(\dot{I}_{A1} - \dot{I}_{B1}) + (\dot{I}_{A2} - \dot{I}_{B2})}.$$

Для проверки предлагаемого алгоритма работы виртуального реле сопротивления проведены расчеты замеров сопротивления в различных режимах. На рис.2 представлена расчетная схема сети с указанием характерных точек КЗ.

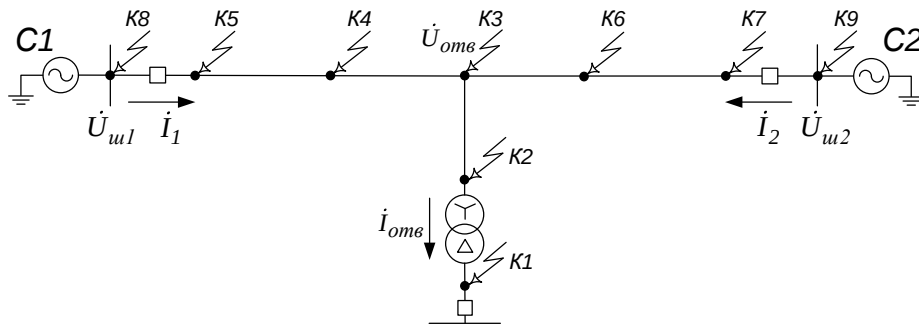


Рис. 2. Расчетная схема для определения замера сопротивления предлагаемого реле
При трехфазном КЗ за трансформатором ответвления (K1) сопротивление на зажимах защиты $\underline{Z}_{зам}^{(3)}$ будет равно:

$$\underline{Z}_{зам}^{(3)} = \underline{Z}_{омв} + \underline{Z}_{тр} + r_n,$$

где $\underline{Z}_{омв}$ – сопротивление ответвления; $\underline{Z}_{тр}$ – сопротивление трансформатора ответвления; r_n – переходное сопротивление электрической дуги.

При двухфазном КЗ за трансформатором ответвления (Y/D) замер осуществляется для двух реле $\underline{Z}_{зам1}^{(2)}$ и $\underline{Z}_{зам2}^{(2)}$ и определяется по выражениям [2]:

$$\begin{aligned} \underline{Z}_{зам1}^{(2)} &= \frac{2}{\sqrt{3}} \underline{Z}_{зам}^{(3)} \cdot e^{-j30^\circ} + \frac{1}{\sqrt{3}} \underline{Z}_{с.экв} \cdot e^{-j90^\circ}, \\ \underline{Z}_{зам2}^{(2)} &= \frac{2}{\sqrt{3}} \underline{Z}_{зам}^{(3)} \cdot e^{+j30^\circ} + \frac{1}{\sqrt{3}} \underline{Z}_{с.экв} \cdot e^{+j90^\circ}, \end{aligned}$$

где $\underline{Z}_{с.экв}$ – эквивалентное сопротивление систем, определяемое по выражению:

$$\underline{Z}_{с.экв} = (\underline{Z}_{с1} + \underline{Z}_{л1}) // (\underline{Z}_{с2} + \underline{Z}_{л2}),$$

где $\underline{Z}_{с1}$, $\underline{Z}_{с2}$ – сопротивления систем C1 и C2.

При КЗ на стороне высшего напряжения трансформатора ответвления (K2) сопротивление на зажимах защиты будет равно:

$$\underline{Z}_{зам} = \underline{Z}_{омв} + r_n.$$

При металлическом КЗ в месте ответвления (K3) замер сопротивления равен нулю.

При металлическом КЗ на линии до ответвления (K4) замер сопротивления располагается в третьем квадранте плоскости Z и равен:

$$\underline{Z}_{зам} = (\underline{Z}_{л1_кз} - \underline{Z}_{л1}) \frac{\dot{I}_1}{\dot{I}_1 + \dot{I}_2},$$

где $\underline{Z}_{л1_кз}$ – сопротивление от места установки защиты до места КЗ.

При КЗ в начале линии (K5) замер сопротивления располагается в третьем квадранте плоскости Z и равен:

$$\underline{Z}_{зам} = -\underline{Z}_{л1} \cdot \frac{\dot{I}_1}{\dot{I}_1 + \dot{I}_2}.$$

При КЗ на линии после ответвления (K6) замер сопротивления располагается в первом квадранте плоскости Z и равен:

$$\underline{Z}_{зам} = \underline{Z}_{л2_кз} \cdot \frac{\dot{I}_1}{\dot{I}_1 + \dot{I}_2},$$

где $\underline{Z}_{л2_кз}$ – сопротивление от места ответвления до места КЗ.

При КЗ в конце линии (K7) замер сопротивления располагается в первом квадранте плоскости Z и равен:

$$\underline{Z}_{зам} = \underline{Z}_{л2} \cdot \frac{\dot{I}_1}{\dot{I}_1 + \dot{I}_2}.$$

При внешнем КЗ «за спиной» (К8) замер сопротивления равен:

$$\underline{Z}_{зам} = (\underline{Z}_{с1_кз} - \underline{Z}_{л1}) \cdot \frac{\dot{I}_1}{\dot{I}_1 + \dot{I}_2} = (\underline{Z}_{с1_кз} - \underline{Z}_{л1}) \cdot \frac{\dot{I}_1}{\dot{I}_{нагр_отв}},$$

где $\underline{Z}_{с1_кз}$ – сопротивление от места установки защиты до места КЗ в системе С1; $\dot{I}_{нагр_отв}$ – ток нагрузки ответвления.

При внешнем КЗ за защищаемой линией (К9) замер сопротивления равен:

$$\underline{Z}_{зам} = (\underline{Z}_{л2} + \underline{Z}_{с2_кз}) \cdot \frac{\dot{I}_1}{\dot{I}_1 + \dot{I}_2} = (\underline{Z}_{л2} + \underline{Z}_{с2_кз}) \cdot \frac{\dot{I}_1}{\dot{I}_{нагр_отв}},$$

где $\underline{Z}_{с2_кз}$ – сопротивление от конца линии до места КЗ в системе С2.

В нагрузочном режиме сумма токов по концам защищаемой линии равна току нагрузки ответвления. Поэтому замер сопротивления оказывается равным сопротивлению нагрузки ответвления.

На рис. 3 приведены результаты расчета сопротивлений на зажимах виртуальной защиты в различных режимах.

Анализ полученных результатов показал следующее. При КЗ на ответвлении замер сопротивления виртуального реле оказывается таким же, как у реального реле, включаемого на междуфазное напряжение в месте ответвления и ток в ответвлении. Для любого вида междуфазного КЗ до трансформатора и за трансформатором с соединением обмоток «звезда - звезда», а также при трехфазном КЗ за трансформатором с соединением обмоток «звезда – треугольник» замер сопротивления оказывается равным действительному сопротивлению до места КЗ. При двухфазном КЗ за трансформатором замер искажается, но влияние подпитки все равно устраняется.

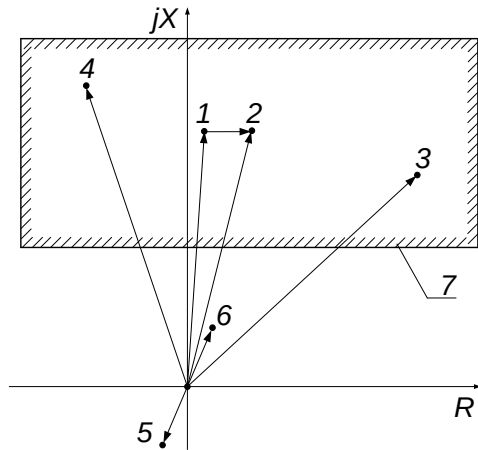


Рис.3. Замер сопротивления виртуального реле при КЗ в различных точках расчетной схемы и характеристика срабатывания реле: 1 – при металлическом трехфазном КЗ в т.К1; 2 – при трехфазном КЗ через переходное сопротивление в т.К1; 3 – при двухфазном КЗ через переходное сопротивление в т.К1; 4 – при двухфазном КЗ через переходное сопротивление в т.К1; 5 – при металлическом КЗ в т.К5; 6 – при металлическом КЗ в т.К7; 7 – характеристика срабатывания реле.

При внешних КЗ и в нагрузочном режиме замер сопротивления значительно больше замера сопротивления при КЗ в зоне

действия виртуального реле.

При КЗ на линии до ответвления замер у виртуального реле оказывается фиктивным, располагается в третьем квадранте и не превышает значения сопротивления линии до ответвления. При КЗ на линии после ответвления замер у виртуального реле оказывается фиктивным, располагается в первом квадранте и не превышает значения сопротивления линии после ответвления.

Замер сопротивления при КЗ за трансформатором ответвления, как при металлическом, так и через переходное сопротивление, существенно отличается от замеров сопротивления при КЗ в других расчетных точках, что свидетельствует о возможности выполнить дополнительную ступень ДЗ, основанную на данном принципе.

Для выполнения защиты, чувствительной к КЗ за трансформатором ответвления и отстроенной от всех других КЗ, предлагается использовать характеристику срабатывания

измерительного органа сопротивления в виде прямоугольника, охватывающего область замеров сопротивлений при КЗ за трансформатором (рис.3).

При неисправности цепей напряжения предлагается использовать реле тока, включаемое на сумму токов по концам защищаемой линии. Это реле должно отстраиваться только от тока нагрузки ответвления, а не от значительно большего тока нагрузки линии. Поэтому суммарная токовая защита обеспечивает значительно большую чувствительность, чем существующие токовые защиты.

Заключение.

Для действия при КЗ за трансформатором ответвления предлагается выполнить дополнительное виртуальное реле сопротивления, включаемое на междуфазное напряжение на шинах, компенсированное падением напряжения от тока на сопротивлении участка линии до ответвления, и сумму токов по концам линии. При КЗ на ответвлении виртуальное реле оказывается как бы включенным в сеть с односторонним питанием, где отсутствует заглубляющее защиту влияние подпитки от противоположной системы и перетока мощности по линии. Поэтому чувствительность предлагаемой защиты оказывается значительно выше существующей. Для обеспечения несрабатывания в режимах без КЗ достаточно обеспечить отстройку от тока нагрузки только трансформатора ответвления, а не от перетока мощности по линии, что значительно улучшает отстроенность от нагрузочных режимов.

При неисправности цепей напряжения предлагается использовать реле тока, включаемое на сумму токов по концам защищаемой линии, обеспечивающее большую чувствительность, чем существующие токовые защиты.

Список литературы:

1. Федосеев А.М. Релейная защита электрических систем. – М.: Энергия, 1976. – 520 с.
2. Руководящие указания по релейной защите. Вып. 7: Дистанционная защита линий 35-330 кВ. М. – Л.: Энергия, 1966. – 172 с.

Показатели экономической эффективности ветропарков

Отрощенко А.А., Чернов С.С.

Новосибирский государственный технический университет, Россия, г. Новосибирск

alena.otroshchenko@gmail.com

По оценке Европейской ассоциации ветроэнергетики EWEАв ближайшие годы благодаря совершенствованию технологий удельная стоимость энергии ВЭС будет снижаться [1]. В настоящее время такой тенденцией традиционная энергетика не обладает: ввиду роста цен на топливно-энергетические ресурсы, а так же ужесточения экологических требований к угольным и газовым установкам тарифы на электроэнергию постоянно растут.

При проектировании ветроэнергетических установок для прогнозирования выработки электроэнергии используется показатель, оценивающий эффективность работы станции – коэффициент использования установленной мощности. Он зависит как от графика нагрузки и частоты ремонтов, так и от наличия ветра и его характеристик. Согласно исследованиям [3], к районам с высокими значениями КИУМ относятся побережья полярных и дальневосточных морей. Здесь расчетные значения КИУМ современных ВЭУ мощности 2-3 МВт с высотами башен достигают 35-38% в зимний и 27-30% в летний период. Расчетные значения коэффициентов использования установленной мощности некоторых территорий России представлены в таблице.

Таблица 1. Расчетные значения годовых КИУМ

Регион	Высота мачты		
	15	50	100
Север ЕТР	11,9	24,3	30,5
Центр ЕТР	8	17,2	23,6
Южный Урал	11,2	20,8	27,3
Север Дальнего Востока	18,3	24,9	29,6
Юг Дальнего Востока	9,6	21,7	27,7

КИУМ ветростанций зависит от многих конструктивных особенностей, но, в конечном счете, от профиля лопасти и от степени ее шероховатости, а так же соотношению между

скоростью вращения лопастей и скоростью ветра, называемом коэффициентом быстроходности. Независимо друг от друга АБетц и Н.Е. Жуковский в начале 20 века определили максимальное значение КИУМ ВЭС равное 0,593, то есть даже идеальная ветроустановка должна пропускать мимо себя порядка 40% энергии набегающего потока.

В настоящее время суммарная установленная мощность ВЭС России составляет около 15 МВт, существует порядка 11 ВЭС средней мощности, опыт которых может быть использован при планировании новых объектов. В таблице представлены КИУМ четырех ВЭС России за три года эксплуатации.

Таблица 2. КИУМВЭС России [2]

ВЭС	Показатели	2000	2001	2002
Зеленоградская (Калининградская обл.)	<i>уст.мощность, МВт</i>	1,5	1,5	2,625
	<i>отпуск э/э, млн.кВт*ч</i>	0,979	2,157	4,186
	КИУМ, %	7	16	18
Никольское (о. Беринга, Камчатка)	<i>уст.мощность, МВт</i>	0,5	0,5	0,5
	<i>отпуск э/э, млн.кВт*ч</i>	0,826	0,728	0,523
	КИУМ, %	19	17	12
Заполярная (респ. Коми)	<i>уст.мощность, МВт</i>	1,5	1,5	1,2
	<i>отпуск э/э, млн.кВт*ч</i>	0,107	0,173	0,392
	КИУМ, %	1	1	4
Тюпкельды (Башкортостан)	<i>уст.мощность, МВт</i>	2,2	2,2	2,2
	<i>отпуск э/э, млн.кВт*ч</i>	0,819	0,785	1,206
	КИУМ, %	4	4	4

Наибольший КИУМ удалось достичь в с. Никольское. Несмотря на малую установленную мощность, отпуск в сеть станции превышает показатели более крупных ВЭС. Эксплуатация данной ВЭС показала КИУМ близкий к расчетному, но это единичный случай. Как видно из таблицы, реальные показатели эффективности не всегда совпадают с теоретическими расчетными данными. Наихудшие параметры – у Заполярной ВЭС, здесь КИУМ не превысил 5%.

Заполярная ВЭС – станция, установленная в условиях Крайнего Севера. Годовая температура воздуха в регионе колеблется от -52°C до +35°C, при среднегодовой температуре -6,3°C. Специально для данного проекта была усовершенствована типовая установка АВЭ-250 производства «Южмаш» - использована сталь 09Г2С, низкотемпературные смазочные масла и применены специальные типы силовых и контрольных кабелей. Низкие показатели эффективности станции следует связывать в первую очередь с малой среднегодовой скорости ветра – 5,6 м/с (летом 4,5 м/с). Кроме того в период 10-летней эксплуатации работали не 6, а 5 ВЭУ [4]. В настоящий момент станция не функционирует и заброшена. Ожидаемые показатели экономической эффективности в результате функционирования ВЭС достигнуты не были. Этот и многие другие примеры строительства ветропарков доказывают, что при проектировании других аналогичных ВЭС следует учитывать:

Географическое положение объекта. В первую очередь при проектировании ВЭС следует учесть наличие валового потенциала ветроресурсов. В районах со среднегодовыми скоростями ветра от 6 м/с и выше использование энергии ветра становится выгодным для ВЭС любого назначения в широком диапазоне мощностей.

Топология местности. Поскольку рассматриваемый регион представляется как совокупность участков, или зон, в каждой из которых удельная мощность ветровой энергии одинакова, а географические, климатические и погодные условия являются однородными по всей площади зоны. Как правило, зоны должны соответствовать расположению метеорологических станций и занимать площадь радиусом не более 250 км. Наиболее благоприятными местами считаются возвышенные и равнинные участки, места, близкие к морским побережьям долинам больших рек и водоемов. Следует избегать мест с вогнутой формой рельефа, а также мест вблизи лесов, жилых домов и производственных объектов, которые могут помешать беспрепятственному подходу воздушных масс к ветроустановке.

Высота мачты. При установившемся ветровом потоке скорость ветра возрастает с увеличением высоты над поверхностью земли. Соответственно, вероятность повышения КИУМ возрастает.

Таблица 3. Коэффициент возрастания средней скорости ветра с высотой

Высота, м	10	20	40	60	80	100
Коэффициент	1	1,15	1,32	1,44	1,53	1,6

Следует однако отметить, что повышения уровня ротора над землей влечет за собой увеличение капитальных затрат на возведение мачты. Зачастую строительство крупных ВЭС требует привлечения специальной техники – от судов для доставки крупных частей станции, до специализированных кранов для сборки ВЭС. Поэтому еще одним критерием оценки эффективности проекта ВИЭ являются *удельные капитальные затраты* на строительство установки. Ввиду того, что эксплуатационные затраты ВЭС минимальны, по сравнению с традиционной энергетикой, наибольший интерес при рассмотрении проектов ВИЭ представляют именно капитальные затраты.

Таблица 3. Удельные капитальные затраты на строительство ВЭУ 1,5 МВт, €/кВт

Модель ВЭУ	Высота мачты		
	65	85	97
ENERCON	886	950	1033
NORDEX SUDWIND	971	1028	1091
Repower Systems	914	975	-
Fuhrlander FL MD	963	1021	-
<i>Среднее по 4 ВЭУ</i>	936	996	1062

На результирующие показатели проекта установки ветропарка влечет не только валовый потенциал ветроресурсов, но и технический и, в итоге экономический. Технический потенциал определяется развитием технологий и показывает, насколько валовый потенциал может быть освоен с помощью существующих технологий. В настоящее время развитие машиностроения энергетики идет большими темпами. Крупнейший в мире ветропарк был запущен в эксплуатацию в июле 2013 года – LondonAtray, принадлежащий DONG Energy (Дания), Madsar (ОАЭ) и E.ON (Германия). Мощность ветропарка составляет 630 МВт. Компания Siemens установила 175 ветровых турбин, диаметр ротора каждой из которых составляет 120 метров, а мощность — 3,6 МВт[5]. Современные технологии позволяют установку ветропарков в прибрежных зонах или же в суровых климатических условиях. Экономический потенциал определяется потребностью региона в дополнительных энергоресурсах, с учетом сложившихся тарифов на электроэнергию, цен на оборудование, материалы, транспортные услуги.

В случае, если регион обладает недостаточным валовым потенциалом ресурсов, или же нет необходимости в покрытии спроса на энергетические ресурсы, то окупаемость проекта будет затруднительна. Согласно исследованиям агентства прогнозирования балансов в энергетике, можно выделить 18 регионов России, в которых планируется увеличение электропотребления в ближайшие несколько лет. Три мыса в стране являются идеальными для строительства ветропарков: Лопатка в Камчатской области, Крильон в Сахалинской области, Марресале в Тюменской области. Скорость ветра на этих территориях в течение года составляет в среднем 9,7 м/с, максимум достигается летом и составляет 18 м/с, минимум – летом – 4 м/с. При таких условиях существует большая вероятность, что строительство ветропарка будет экономически целесообразно.

Лишь после проведения первичного анализа соответствия показателей проекта перечисленным требованиям, можно проводить оценку эффективности известными методиками и делать выводы согласно стандартным показателям, единым для любых инвестиционных проектов.

Список литературы:

1. Безруких П.П. Ветроэнергетика: справочное и методическое пособие. – М.: ИД «ЭНЕРГИЯ», 2010. – 320 с.
2. Безруких П.П. Концепция использования ветровой энергии в России. – М.: 2005. – 127 с.
3. Денк С.О. Энергетические источники и ресурсы близкого будущего. – М.: 2007. – 324 с.
4. Харитонов В.П. Основы вероэнергетики. – М.: ГНУ ВИЭСХ, 2010. – 340 с.
5. <http://news.siteua.org>

Энергоэффективное управление асинхронным электроприводом по критерию постоянства перегрузочной способности

Смолин В.И., Топольская И.Г.

*«Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет), Россия, г. Челябинск
irina_topol71@mail.ru*

В широком диапазоне нагрузок, не требующих высокого быстродействия, на первый план выдвигается задача энергоэффективного управления электроприводом (ЭП). Вопросам оптимального управления ЭП посвящено большое число публикаций, рассмотренных более подробно в [1]. Отсутствие или сложность алгоритмов программирования и формирования переменных управления ЭП по предложенным законам управления затрудняет их техническую реализацию.

В настоящей работе рассматривается метод энергоэффективного управления трехфазным асинхронным двигателем (АД), работающем в составе ЭП с преобладающей механической инерционностью $T_m \gg T_\Sigma$, где T_Σ – электрическая постоянная АД. В основу решения поставленной задачи положен метод обобщенного энергопотока трехфазных электрических машин [2], согласно которому процесс сквозного электромеханического преобразования АД во временной области представлен системой уравнений баланса мощности:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} U_1(t) \cdot I_1(t) \cdot \cos \varphi_1(t) - I_1^2(t) \cdot R_1 - \sum P_{Li}(t) \\ U_1(t) \cdot I_1(t) \cdot \sin \varphi_1(t) - I_1^2(t) \cdot X_1 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} R_0 & R_2/s(t) \\ X_0 & X_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} I_0^2(t) \\ I_2^2(t) \end{bmatrix}, \\ \sum P_{Li}(t) &= L_0 \cdot I_0(t) \cdot I_0'(t) + L_1 \cdot I_1(t) \cdot I_1'(t) + L_2 \cdot I_2(t) \cdot I_2'(t), \\ I_2^2(t) \cdot R_2 &= (\omega_0(t) - \omega(t)) \cdot \left(M_c(t) + J \frac{d\omega(t)}{dt} \right). \end{aligned} \quad (1)$$

Параметры Т-образной схемы замещения АД имеют следующую зависимость от текущего значения синхронной частоты $\omega_0(t)$:

$$\begin{aligned} X_1 &= X_{1н} \cdot (\omega_0(t)/\omega_{0н}), \quad X_0 = X_{0н} \cdot (\omega_0(t)/\omega_{0н}), \quad X_2 = X_{2н} \cdot (\omega_0(t)/\omega_{0н}), \\ s(t) &= (\omega_0(t) - \omega(t))/\omega_0(t), \quad R_0 = R_{0н} \cdot (\omega_0(t)/\omega_{0н})^2 \cdot (I_0(t)/I_{0н})^2. \end{aligned} \quad (2)$$

Алгоритмы вычисления обобщенных переменных $U_1(t)$, $I_1(t)$, $P_{Li}(t)$, $\cos \varphi_1(t)$ указаны в вычислителе монитора нагрузки (рис. 1). Расчет этих величин выполняется по мгновенным значениям фазных токов и напряжений, полученных с помощью блока S измерительных преобразователей.

Уравнение динамического момента [2] имеет следующую структурную зависимость от тока и напряжения АД:

$$M_c(t) + J(d\omega/dt) = k \cdot (a \cdot I_1^2(t) + b \cdot U_1(t) \cdot I_1(t) - c(t)), \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \text{где } k &= \frac{R_2}{\omega_0 \cdot (R_2 \cdot X_0 - R_0 \cdot X_2 \cdot s(t))}, & a &= -(X_0 \cdot R_1 - X_1 \cdot R_0), \\ b &= X_0 \cdot \cos \varphi_1(t) - R_0 \cdot \sin \varphi_1(t), & c(t) &= X_0 \cdot (\sum P_{Li}(t)). \end{aligned}$$

Из (3) определяем общее решение задачи амплитудного управления динамическим моментом:

$$U_1(\omega_{0i}, s_i, I_1, t) = \frac{M_c(t) + J \frac{d\omega}{dt} - k \cdot a \cdot I_1^2(t) + k \cdot c(t)}{k \cdot b \cdot I_1(t)}. \quad (4)$$

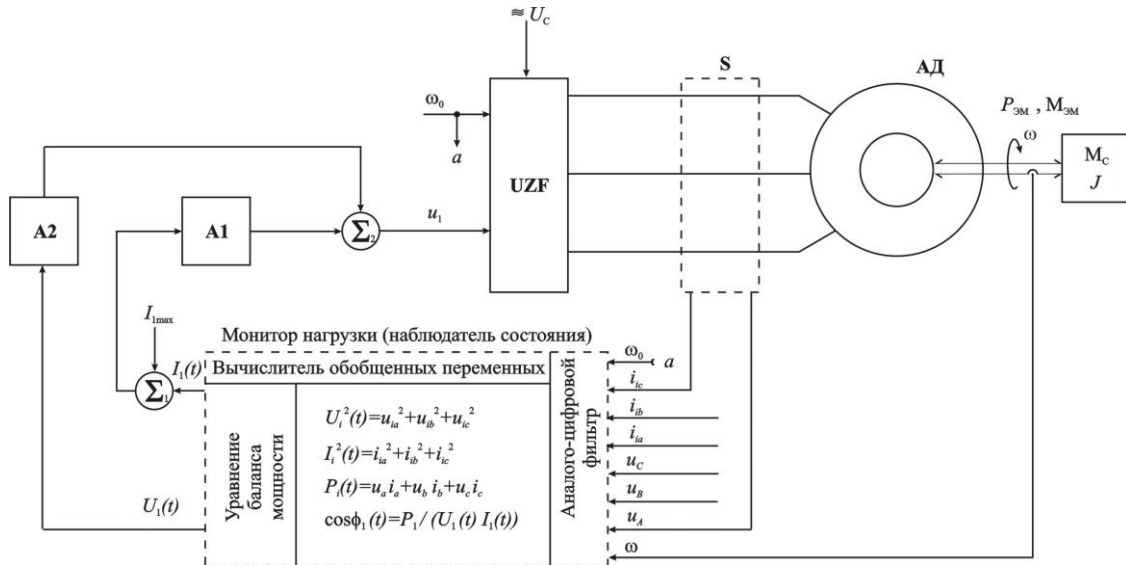


Рис. 1. Функциональная схема контура управления амплитудой напряжения АД: UZF — преобразователь частоты; S — блок измерительных преобразователей; A1 и A2 — регуляторы

Наличие в уравнениях (1), (3), (4) производных от неконтролируемых напрямую токов ветви намагничивания $I_0(t)$ и ротора $I_2(t)$ не позволяет получить универсальные алгоритмы вычисления переменных энергоэффективного управления. Отмеченное ранее упрощение сводится к обнулению в (3) и (4) мощности индуктивных элементов $\sum P_{Li}(t) = 0$.

Рассмотрим решение поставленной задачи применительно к реализации желаемой механической характеристики АД в первой зоне регулирования (рис. 2).

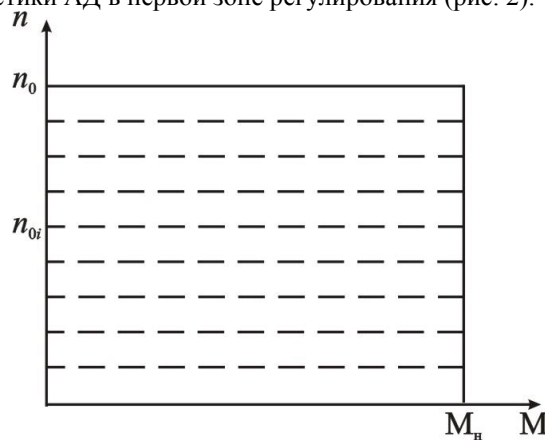


Рис. 2. Желаемая механическая характеристика АД в первой зоне регулирования

Стабилизацию угловой скорости на горизонтальном участке механической характеристики будем выполнять чисто амплитудным управлением моментом. Полученный ранее закон управления (3) нуждается в уточнении с учетом выбранных режима работы и критерия энергоэффективности АД. Исследуем уравнение момента (3) на экстремум в установившихся режимах АД, выбрав в качестве аргумента ток I_1 :

$$\frac{dM_c}{dI_1} = k \cdot (2a \cdot I_1 + b \cdot U_1) = 0, \quad I_{\mathfrak{G}} = -\frac{b \cdot U_1}{2a}, \quad M_{\mathfrak{G}} = -\frac{k \cdot b^2 \cdot U_1^2}{4a}. \quad (5)$$

Понятие экстремальной точки механической характеристики АД введено Ю.П. Петровым [3]. Экстремальный момент M_3 обозначен им как критический $M_{кр}$, а паспортный момент M_{max} как опрокидывающий $M_{опр}$. Момент M_3 превышает M_{max} в 2 ... 3 раза, а ток I_3 во столько же раз превышает пусковой. То есть экстремальная точка находится за пределами естественной механической характеристики АД. Несмотря на виртуальный характер экстремального режима,

момент M_ε оказался полезным для решения поставленной задачи. Будем управлять текущим моментом M_c таким образом, чтобы во всем диапазоне регулирования сохранялась одинаковая перегрузочная способность: $M_c/M_\varepsilon = C_M = \text{const}$. Этому условию соответствуют уравнения

$$U_1^2 + U_1 \cdot \frac{4a \cdot I_1}{C_M \cdot b} + \frac{4a^2 \cdot I_1^2}{C_M \cdot b^2} = 0, \quad U_{1,2} = -\frac{2a \cdot I_1}{C_M \cdot b} \left(1 \pm \sqrt{1 - C_M}\right).$$

Исключив промежуточные коэффициенты, получим

$$U_{1,2}(t) = I_1(t) \cdot \frac{2(R_1 \cdot X_0 - R_0 \cdot X_1)}{C_M \cdot (X_0 \cdot \cos \varphi_1(t) - R_0 \cdot \sin \varphi_1(t))} \left(1 \pm \sqrt{1 - C_M}\right). \quad (6)$$

Назовем формулу (6) законом Ома для энергоэффективного управления моментом АД по критерию постоянства перегрузочной способности. Уравнение содержит минимальное число физических параметров, три из которых X_0 , R_0 и φ_1 изменяются в процессе управления в зависимости от принятой методики учета насыщения магнитной цепи АД. Динамические процессы в механической части привода учитываются в (6) переменными $I_1(t)$, $\cos \varphi_1(t)$ и $\sin \varphi_1(t)$ вследствие сквозной электромеханической связи в обобщенном энергопотоке (1).

Эффективность полученного закона управления рассмотрим на конкретном примере. Из многочисленных предложений учета нелинейности параметров ветви намагничивания выберем квадратичную аппроксимацию магнитных потерь [4] и арктангенсную зависимость основного магнитного потока, применяемую в [5]. Тогда

$$R_0 \cong R_{0н} \cdot \left(\frac{\omega_0}{\omega_{0н}}\right)^2 \cdot \left(\frac{I_1}{I_{1н}}\right)^2, \quad L_0 \cong L_{0н} \cdot \frac{\alpha}{1 + (I_1/I_{1н})^2}. \quad (7)$$

Расчеты выполнены при $\alpha = 2$. Замена относительного тока $I_0/I_{0н}$ на $I_1/I_{1н}$ в формулах (7) является вынужденной мерой, позволяющей избежать цикличности выполнения расчетов в мониторе нагрузки. На рис. 3 приведены результаты моделирования коэффициента полезного действия АД при амплитудном управлении моментом по критерию $C_M = \text{const}$ на горизонтальных участках механической характеристики в первой зоне регулирования (рис. 2).

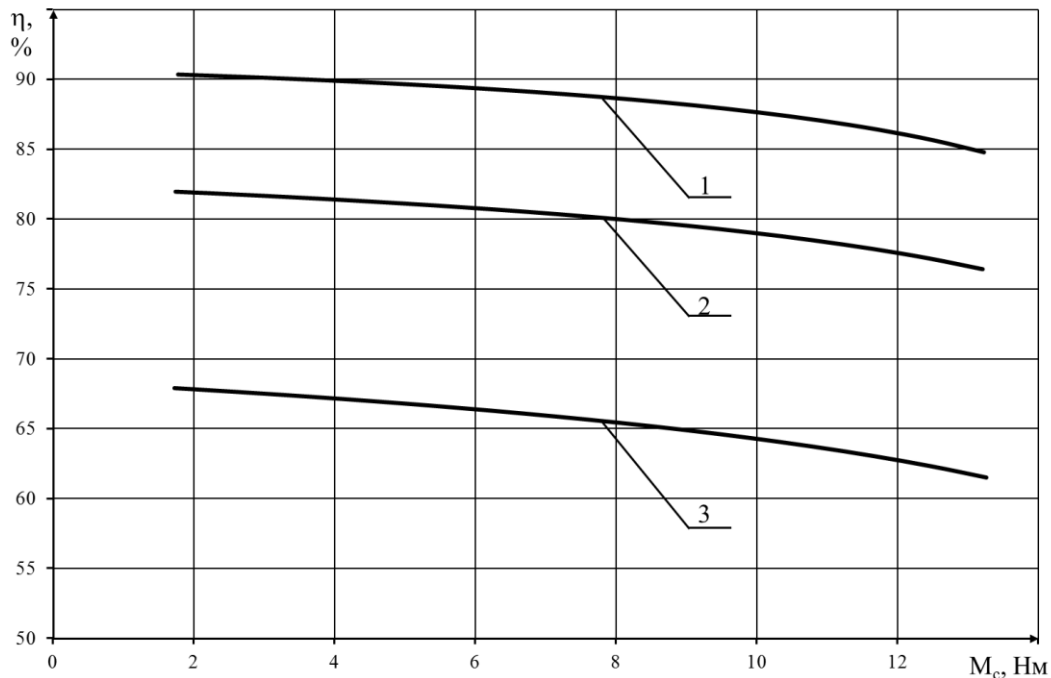


Рис. 3. — Зависимость коэффициента полезного действия АД 4А100S2У3 от момента при амплитудном управлении по критерию $C_M = 0,33 = \text{const}$:

- 1 — $\omega_{0н} = 314$ рад/с = const, $n = 2900$ об/мин = const;
- 2 — $\omega_0 = 0,5 \omega_{0н} = \text{const}$, $n = 1450$ об/мин = const;
- 3 — $\omega_0 = 0,25 \omega_{0н} = \text{const}$, $n = 725$ об/мин = const.

Данное исследование подтверждает высокую энергоэффективность амплитудного управления моментом АД по критерию постоянства перегрузочной способности. Алгоритмы управления (6) и (7) можно достаточно просто запрограммировать в вычислителе монитора нагрузки (рис. 1). Здесь же показан пример построения контура управления амплитудой напряжения АД, позволяющий сформировать переменную управления u_1 по результатам вычислений обобщенных тока $I_1(t)$ и напряжения $U_1(t)$ в соответствии с вышеизложенными алгоритмами.

Список литературы:

1. Макаров, В.Г. Оптимальное управление токами электрических машин / В.Г. Макаров, В.А. Матюшин // Вестник Казанского государственного университета. — 2010. — № 11. — С. 186 – 194.
2. Смолин, В.И. Основы теории обобщенного энергопотока трехфазных электромеханических преобразователей / В.И. Смолин, И.Г. Топольская // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». — 2013. — № 1(13). — С. 128 – 135.
3. Петров, Ю.П. Оптимальное управление электрическими приводами с учетом ограничений по нагреву / Ю.П. Петров. — Л.: Ленинградское отделение Энергия, 1971. — 143 с.
4. Смолин, В.И. Об одном методе определения вращающего момента электрических машин / В.И. Смолин, Д.В. Топольский, Н.Н. Гудаев // Электричество. — 1999. — № 7. — С.27 – 30.
5. Волков, А.В. Оптимальное по минимуму общих потерь мощности управление частотно-регулируемым асинхронным электроприводом с АИН-ШИМ / А.В. Волков, Ю.С. Скалько // Электротехника. — 2008. — №9. — С. 21 – 33.

Взаимосвязь качества электроэнергии и режима заземления нейтрали в сетях 6-35 кВ

Кочура Д.В., Цивилёв И.Ю.

ООО «БОЛИД», Россия, г. Новосибирск

tsiviliov_igor86@mail.ru

Согласно ГОСТ Р 54149-2010 [1] качество электроэнергии характеризуется целым рядом параметров. В сетях 6-35 кВ при заземлении нейтрали сети через дугогасящий реактор (ДГР) и его настройке, близкой к резонансной, в ряде случаев возникает напряжение смещение нейтрали такой величины, при котором качество электроэнергии не удовлетворяет нормам по коэффициенту несимметрии напряжений, в частности, по нулевой последовательности (K_{0U}).

Основными причинами несимметрии фазных напряжений являются [2]:

- неполнофазная работа линий, возникающая при отключении одной из фаз линии при коротких замыканиях или при более долговременном отключении при пофазных ремонтах и т.д.
- неодинаковая нагрузка фаз элементов сети, вызываемая работой электроприемников с нестабильной нагрузкой (например, дуговые сталеплавильные печи) и однофазных электроприемников (особенно в сетях 0,4 кВ);
- неравенство фазных параметров линий. Наибольшие отличия характерны для воздушных линий (ВЛ) в виду различной высоты подвеса проводов.

На рисунке 1 приведен пример осциллограммы натурных измерения фазных напряжений и расчетного напряжения нулевой последовательности в сети 10 кВ ПС «Майминская».

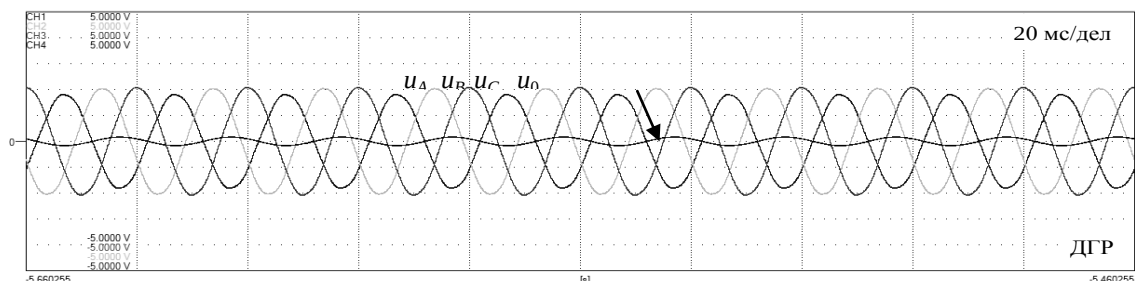


Рис. 1. — Осциллограмма фазных напряжений и напряжения нулевой последовательности в нормальном режиме работы сети 10 кВ ПС «Майминская». Нейтраль сети заземлена через ДГР.

Следует отметить, что с целью ограничения перенапряжений при однофазных замыканиях на землю (ОЗЗ) сети 10 кВ ПС «Майминская» параллельно ДГР был установлен резистор номиналом 1000 Ом (осциллограмма измерений приведена на рисунке 2).

Была выполнена обработка осциллограмм фазных напряжений в нормальном режиме сети 10 кВ ПС «Майминская», с использованием метода симметричных составляющих были получены напряжения прямой, обратной и нулевой последовательностей согласно ГОСТ Р 51317.4.30-2008 [3]:

$$\underline{U}_1 = \frac{\underline{U}_A + a \cdot \underline{U}_B + a^2 \cdot \underline{U}_C}{3}, \quad \underline{U}_2 = \frac{\underline{U}_A + a^2 \cdot \underline{U}_B + a \cdot \underline{U}_C}{3}, \quad \underline{U}_0 = \frac{\underline{U}_A + \underline{U}_B + \underline{U}_C}{3},$$

где a и a^2 – поворотные множители,

$\underline{U}_A, \underline{U}_B, \underline{U}_C$ – осциллографированные напряжения.

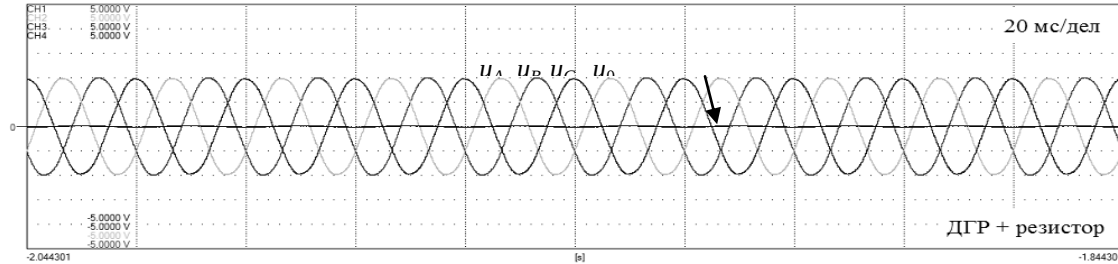


Рис. 2. – Осциллограмма фазных напряжений и напряжения нулевой последовательности в нормальном режиме работы сети 10 кВ ПС «Майминская». Нейтраль сети заземлена через ДГР и резистор.

Действующие значения напряжений прямой, обратной и нулевой последовательностей рассчитаны и приведены в таблице 1. Также в таблицу сведены значения коэффициентов несимметрии напряжений по обратной K_{2U} и нулевой K_{0U} последовательностям, рассчитанные в соответствии с ГОСТ Р 51317.4.30-2008:

$$K_{2U} = \frac{U_2}{U_1} \cdot 100, \quad K_{0U} = \frac{U_0}{U_1} \cdot 100, \quad (1)$$

где U_1, U_2, U_0 — действующие значения напряжений прямой, обратной и нулевой последовательностей соответственно.

Согласно ГОСТ Р 54149-2010 значения коэффициентов несимметрии напряжений по обратной последовательности K_{2U} и несимметрии напряжений по нулевой последовательности K_{0U} в точке передачи электрической энергии, усредненные в интервале времени 10 мин, не должны превышать 2% в течение 95% времени интервала в одну неделю; значения коэффициентов несимметрии напряжений по обратной последовательности K_{2U} и несимметрии напряжений по нулевой последовательности K_{0U} в точке передачи электрической энергии, усредненные в интервале времени 10 мин, не должны превышать 4% в течение 100% времени интервала в одну неделю.

В таблице 1 цветом выделены режимы сети 10 кВ ПС «Майминская», при которых коэффициент несимметрии напряжений по нулевой последовательности K_{0U} превышает значение 2%, длительно допустимое согласно ГОСТ Р 54149-2010 (ДГР настроен в режим в резонанс, при этом допускаются наибольшие значения K_{0U}).

Таблица 1. Действующие значения напряжений прямой, обратной и нулевой последовательностей в нормальном режиме и коэффициенты несимметрии напряжений по обратной и нулевой последовательностям в сети 10 кВ ПС «Майминская».

Конфигурация сети	U_1 , В	U_2 , В	U_0 , В	K_{2U} , %	K_{0U} , %	$K_{2U_{норм}}, K_{0U_{норм}}, \%$
ДГР	5970	28	494	0,5	8,3	2,0
ДГР + резистор	5971	28	74	0,5	1,2	
ДГР + УКРМ	6143	24	502	0,4	8,2	
ДГР + УКРМ + резистор	6146	26	77	0,4	1,2	

Из таблицы 1 следует, что при эксплуатации сети 10 кВ с заземлением нейтрали через ДГР коэффициент несимметрии напряжений по нулевой последовательности превышает значение 2%, длительно допустимое согласно ГОСТ Р 54149-2010 (следует отметить, что аналогичная ситуация наблюдается и при некоторой расстройке ДГР). При эксплуатации сети 10 кВ с заземлением нейтрали через ДГР и включенной УКРМ (устройство компенсации реактивной мощности) также сохраняется недопустимый уровень несимметрии напряжений. Таким образом, при включении ДГР в сети 10 кВ ПС «Майминская» длительно существует режим с недопустимым показателем качества электрической энергии, установленным ГОСТ Р 54149-2010.

При переходе к комбинированному режиму заземления нейтрали сети 10 кВ «Майминская» через параллельно включенные ДГР и высокоомный резистор типа РЗ-1000-34-10 производства ООО «Болид» коэффициент несимметрии напряжений по нулевой последовательности снижается до 1,2%. Таким образом, включение высокоомного резистора в нейтраль сети 10 кВ ПС «Майминская» позволяет эксплуатировать сеть с коэффициентом несимметрии напряжений по нулевой последовательности, удовлетворяющим требованиям ГОСТ Р 54149-2010.

Эти результаты были также подтверждены расчетным путем согласно представленным ниже формулам. Нагрузка рассматриваемой сети является достаточно равномерной, поэтому расчет коэффициента несимметрии напряжений по нулевой последовательности выполнялся при учете только несимметрии фазных емкостей ВЛ.

Напряжение несимметрии в сети с изолированной нейтралью [4]:

$$\underline{U}_{\text{нс}} = \frac{\underline{U}_A(C_A + a^2 \cdot C_B + a \cdot C_C)}{C_A + C_B + C_C},$$

где C_A, C_B, C_C — эквивалентные фазные емкости сети.

$$U_0 = \frac{U_{\text{нс}}}{\sqrt{9^2 + d^2}},$$

где $d = \frac{I_R}{I_C}$ — коэффициент успокоения сети, равный отношению активной составляющей тока замыкания на землю к полному емкостному току сети. Коэффициент d получен по результатам опытов прямого замыкания на землю одной из фаз сети: в токе замыкания на землю выделена активная составляющая частоты 50 Гц и отнесена к емкостному току ОЗЗ всей сети ($d = 0,044$).

$$\text{Степень расстройки компенсации } \vartheta = \frac{I_C - I_{\text{ДГР}}}{I_C} 100 \quad \text{в соответствии с опытами}$$

измерений принята равной нулю.

В соответствии с (1) далее определяется величина K_{0U} .

Согласно расчетам, коэффициент несимметрии напряжений по нулевой последовательности K_{0U} в сети 10 кВ ПС «Майминская» при заземлении нейтрали сети через ДГР составил 73,8 и 499,8 В для режимов заземления через ДГР и параллельно установленные ДГР и резистор соответственно, что хорошо согласуется с результатами измерений (таблица 1).

Дополнительный интерес представляет также определение величины K_{0U} в зависимости от отношения емкостных токов ОЗЗ ВЛ и кабельных линий ($K_L, I_{\text{СВЛ}}/I_{\text{СКЛ}}$) при фиксированной величине суммарного емкостного тока ОЗЗ сети.

В сети 10 кВ «Майминская» присутствуют как ВЛ, так и КЛ. Так как емкостные параметры КЛ симметричны, при фиксированной величине емкостного тока на землю сети чем больший вклад по величине емкостного тока будет вносить ВЛ, тем выше будет величина напряжения нулевой последовательности.

Ниже приведен график зависимости K_{0U} от отношения $I_{\text{СВЛ}}/I_{\text{СКЛ}}$ для режимов заземления нейтрали сети ПС «Майминская» через ДГР и параллельно установленные ДГР и резистор номиналами 500, 1000 и 2000 Ом.

Из рисунка 3 следует, что при относительно небольших величинах отношения определенном соотношении $I_{\text{СВЛ}}/I_{\text{СКЛ}}$ рост этого отношения приводит к практически линейному

росту K_{0U} . При достаточно больших величинах $I_{СВЛ}/I_{СКЛ}$ K_{0U} изменяется слабо и определяется степенью несимметрии, близкой к случаю, если бы с сети отсутствовали КЛ.

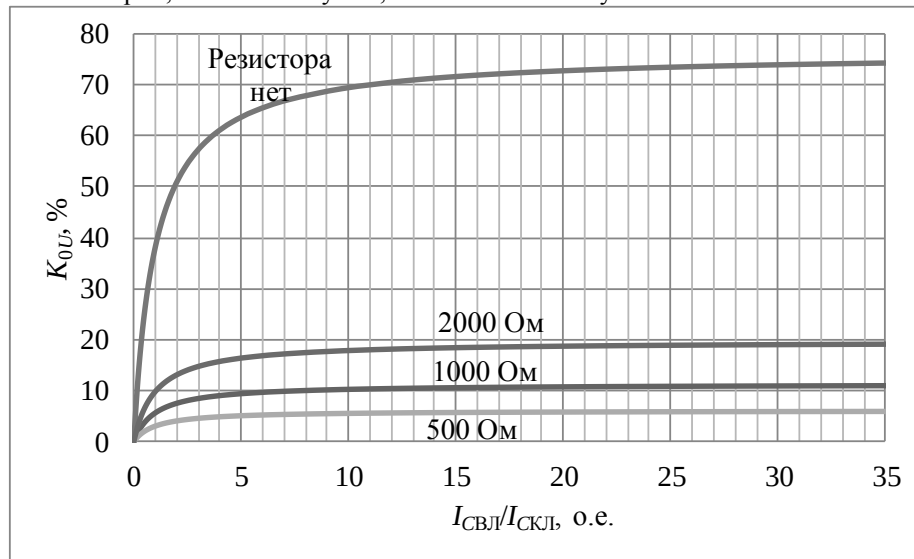


Рис. 3. График зависимости K_{0U} от отношения $I_{СВЛ}/I_{СКЛ}$.

Выводы:

На примере сети 10 кВ ПС «Майминская» показано, что комбинированное заземление нейтрали (параллельная установка ДГР и резистора) в сетях 6-35 кВ позволяет значительно снизить величину коэффициента несимметрии напряжений по нулевой последовательности K_{0U} . При определенном сочетании параметров сети и соотношения $I_{СВЛ}/I_{СКЛ}$ эта величина может быть снижена до значения, удовлетворяющего нормам ГОСТ по качеству электроэнергии.

Коэффициент K_{0U} находится в нелинейной зависимости от соотношения $I_{СВЛ}/I_{СКЛ}$. В целом, чем меньше вклад КЛ в общую величину емкостного тока ОЗЗ, тем больше величина K_{0U} .

Список литературы:

1. ГОСТ Р 54149-2010 – «Электрическая энергия. Совместимость технических средств электромагнитная. Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения».
2. Железко Ю.С. Потери электроэнергии. Реактивная мощность. Качество электроэнергии. – М.: ЭНАС, 2009. - 456 с
3. ГОСТ Р 51317.4.30-2008 – «Электрическая энергия. Совместимость технических средств электромагнитная. Методы измерений показателей качества электрической энергии».
4. РД 34.20.179 (ТИ 34-70-070-87) – «Типовая инструкция по компенсации емкостного тока замыкания на землю в электрических сетях 6-35 кВ».

Сопряжение генерирующих установок в гибридных системах электроснабжения

Сарсикеев Е.Ж., Шолохова И.И.

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск

sholii@tpu.ru

В настоящее время в структуре малой энергетики все чаще используются гибридные электрические станции с использованием возобновляемых источников энергии, в частности ветро-дизельные электрические станции (ВДЭС). Однако объединение разнотипных по энергетической природе источников питания, таких как ветроэнергетические установки (ВЭУ) и дизель-генераторы (ДГ), является весьма сложной научно-технической задачей. При выборе способов объединения необходимо учитывать ряд особенности гибридной системы электроснабжения: ветровые условия местности, надежность питания, технико-экономические характеристики генерирующего оборудования, графики электрических нагрузок и пр.

При сопряжении ДГ и ВЭУ для работы в составе единой системы может быть использован способ, показанный на рис. 1.

Здесь источники электроэнергии подключаются непосредственно к распределительной сети объекта без промежуточного преобразования электроэнергии. Система управления при этом должна обеспечивать не только стратегию управления по регулированию мощностей поступающих из ДГ и ВЭУ, но и обеспечивать синхронизацию запуска агрегатов и их дальнейшую синхронную работу.

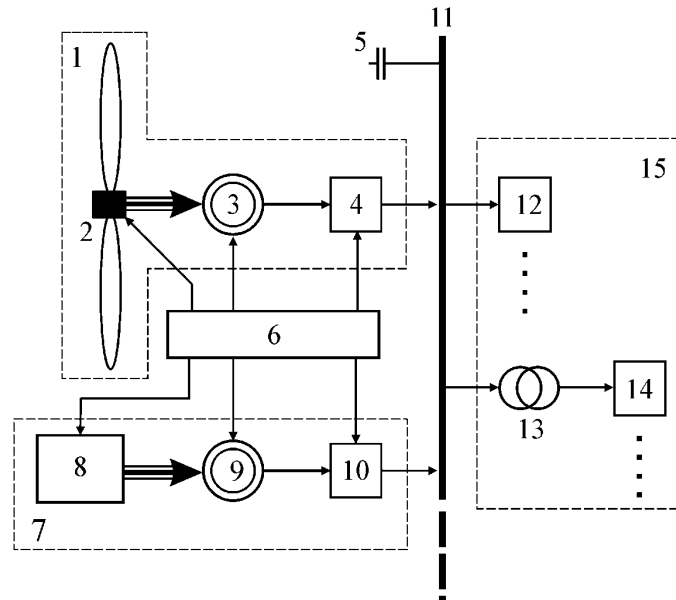


Рис. 1. ВДЭС при подключении ВЭУ и ДГ непосредственно к распределительной сети объекта электроснабжения: 1 - ВЭУ; 2 - ветротурбина; 3, 9 - электрический генератор; 4, 10 - устройство плавного пуска; 5 - компенсатор реактивной мощности; 6 - система управления; 7 - ДГ; 8 - дизельный двигатель; 11 - распределительная сеть 380В 50Гц (шина переменного тока); 12 - потребители электроэнергии; 13 - повышающий силовой трансформатор; 14 - потребители электроэнергии напряжением 6 или 10 кВ; 15 - объект децентрализованного электроснабжения

Приведенный способ прост для реализации, что позволяет легко масштабировать систему, устанавливая например, несколько ВЭУ. Отсутствие дополнительных преобразований электроэнергии повышает к.п.д. всей системы в целом. Однако, данный способ требует наличия на выходах электрических генераторов заданных, одинаковых и постоянных значений напряжений и частот сети, что можно обеспечить только двумя путями: либо использованием в качестве генераторов синхронных электрических машин с независимым возбуждением и обеспечения работы ветротурбины и дизельного двигателя на постоянной скорости, либо использованием в качестве генератора асинхронной машины с фазным ротором, при соответствующем ее управлении от сетевого инвертора. Первый путь снижает эффективность работы дизельного двигателя и ветротурбины. Второй - используется при построении энергетических комплексов большой мощности 1МВт и более.

Исключить указанные недостатки позволяет вариант сопряжения, показанный на рис. 2. Несмотря на более сложную структуру комплекса, учитывая, что стоимость силовой электроники с каждым годом снижается, а ее удельная мощность растет [1], приведенный способ имеет большие преимущества по сравнению с ранее рассмотренным. Здесь не требуется согласовывать режимы работы ВЭУ и ДГ между собой, что позволяет управлять этими агрегатами исходя из различных критериев оптимальности. Система легко масштабируется. В тоже время, потери мощности связанные с двойным преобразованием электроэнергии силовыми конверторами и инверторами, учитывая высокий к.п.д. последних, будут незначительны. Поэтому данный вариант построения гибридных энергетических комплексов нашел большое распространение при малых и средних мощностях 1 - 100 кВт.

Так же возможна схема сопряжения компонент комплекса с использованием, как шины постоянного тока, так и переменного тока. Пример приведен на рис. 3.

Здесь, ДГ подключен к шине переменного тока, непосредственно к распределительной сети объекта, а ВЭУ к промежуточной шине постоянного тока. Этот способ хорош тем, что позволяет объединять в единый комплекс агрегаты построенные по разному.

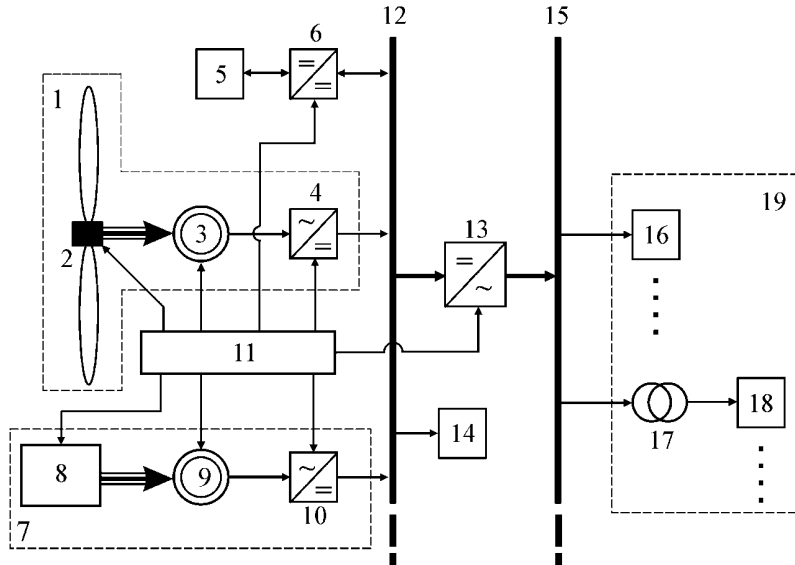


Рис. 2. ВДЭС при подключении ВЭУ и ДГ к промежуточной шине постоянного тока: 1 - ВЭУ; 2 - ветротурбина; 3, 9 - электрический генератор; 4, 10 - выпрямитель-конвертор напряжения; 5 - батарея аккумуляторов (суперконденсаторов); 6 - реверсивный конвертер напряжения; 7 - ДГ; 8 - дизельный двигатель; 11 - система управления; 12 - шина постоянного тока; 13 - трехфазный инвертор напряжения; 14 - потребители постоянного напряжения; 15 - распределительная сеть 380В 50Гц (шина переменного тока); 16 - потребители электроэнергии; 17 - повышающий силовой трансформатор; 18 - потребители электроэнергии напряжением 6 или 10 кВ; 19 - объект децентрализованного электроснабжения

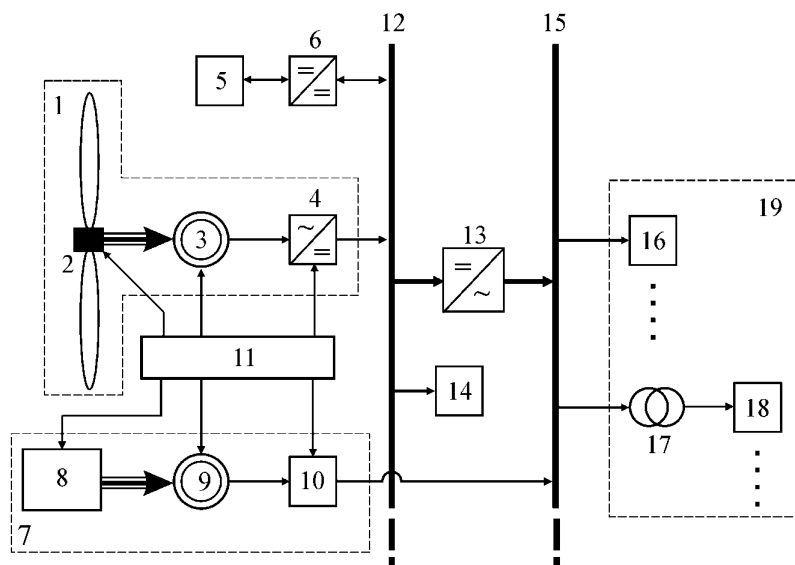


Рис. 3. ВДЭС при смешанном подключении ВЭУ и ДГ: 1 - ВЭУ; 2 - ветротурбина; 3, 9 - генератор; 4 - выпрямитель; 5 - батарея аккумуляторов; 6 - конвертер; 7 - ДГ; 8 - дизельный двигатель; 10 - устройство запуска; 11 - система управления; 12 - шина постоянного тока; 13 - инвертор; 14 - потребители постоянного напряжения; 15 - шина переменного тока; 16 - потребители электроэнергии; 17 - силовой трансформатор; 18 - потребители электроэнергии напряжением 6 или 10 кВ; 19 - объект электроснабжения

В последнее время появилось ряд работ, где указывается возможность построения энергетического комплекса посредством вспомогательной сети (шины), работающей на высокой частоте (единицы кГц) [2]. Следует отметить, что такой способ широко используется при создании сетей электроснабжения воздушных и космических летательных аппаратов. Он позволяет минимизировать количество реактивных элементов в системе и уменьшить их массогабаритные показатели и соответственно снизить стоимость. Вариант построения гибридной ВДЭС основанный на данном способе показан на рис. 4. Но, не смотря на достоинства, учитывая геометрическую разобщенность отдельных агрегатов (ВЭУ, ДГ и др.) применение такого подхода сталкивается с рядом проблем, связанных с потерями мощности во вспомогательной сети, с электромагнитной совместимостью и др.

Большую роль при создании гибридных энергетических комплексов в общем случае, и ВДЭС в частном случае, играет система управления комплексом. Система управления может быть построена по принципу:

центрального управления, когда одно устройство (обычно цифровой промышленный компьютер) управляет всеми узлами системы. К недостаткам данного способа следует отнести, большое количество элементов входящих в состав энергетического комплекса, что приводит к сверхбольшим требованиям к быстродействию компьютера при достаточно сложных алгоритмах управления. Несколько проблему можно смягчить применением компьютеров, построенных на основе DSP микропроцессоров;

децентрализованного управления, когда отдельными узлами энергетического комплекса управляют свои вычислительные системы - контроллеры, образуя при этом отдельные локальные контуры регулирования. При этом взаимосвязанная работа всего энергокомплекса достигается путем обмена информацией между всеми контроллерами системы. Здесь требования к вычислительной мощности контроллеров стоят менее остро;

смешанного управления, когда отдельные узлы энергетического комплекса обслуживаются своими контроллерами, а ими управляет центральный компьютер. При этом нагрузка последнего уменьшается, и он может быть использован для решения стратегических задач, связанных с прогнозированием, диагностикой и др.

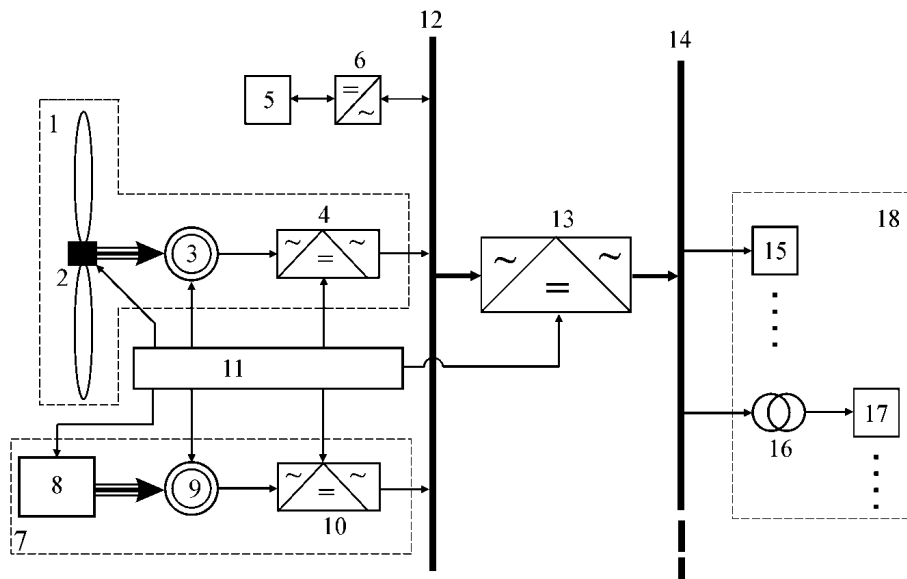


Рис. 4. ВДЭС при подключении ВЭУ и ДГ через высокочастотную шину переменного тока: 1 - ВЭУ; 2 - ветротурбина; 3, 9 - генератор; 4, 10, 13 - преобразователи; 5 - батарея аккумуляторов; 6 - инвертор; 7 - ДГ; 8 - дизельный двигатель; 11 - система управления; 12 - шина переменного тока; 14 - шина переменного тока; 15 - потребители электроэнергии; 16 - силовой трансформатор; 17 - потребители электроэнергии напряжением 6 или 10 кВ; 18 - объект электроснабжения

Таким образом, для обеспечения максимальной энергетической эффективности комплекса целесообразно обеспечить режим работы, как дизельного двигателя, так и ветротурбины на переменной скорости вращения. Существует достаточно большое количество способов сопряжения ВЭУ и ДГ в составе ВДЭС, из которых при мощностях 1-100 кВт наиболее

универсальным является способ с использованием промежуточной шины постоянного тока и с двойным преобразованием электроэнергии.

В целях улучшения энергетических и динамических характеристик ВДЭС, в их состав включаются буферные накопители энергии, реализованные на батареях аккумуляторов, суперконденсаторов и др.

Важным моментом при построении гибридных энергетических комплексов является состав и алгоритмы системы управления. Причем управление может реализовываться как отдельными агрегатами, так и всем комплексом в целом.

Список литературы:

1. Iov F., Blaabjerg F. Power Electronics for Renewable Energy Systems // POWERENG 2009, 2009, Portugal, Lisbon, March 18-20, pp.9-12.
2. Ruiz A.G., Molinas M. Electrical Conversion System for Offshore Wind Turbines Based on High Frequency AC Link // Ecologic Vehicles and Renewable Energies International Conference EVER, Monaco, 26-29 March, 2009.

Трехмерные солнечные батареи и их преимуществ при использовании в высокоширотных областях Сибири.

Юрченко А.В., Юрченко В.И. *

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск

**ОАО «НИИПП», Россия, г. Томск*

yur_med@mail.ru

Показано, что один из путей увеличения эффективности сбора солнечной энергии - это создание трехмерных солнечных батарей. Их реализация позволит обеспечить большее число часов в сутки и в течение года с приемлемым уровнем мощности и эффективности использования.

Ключевые слова: Солнечные батареи, эффективность, трехмерные,

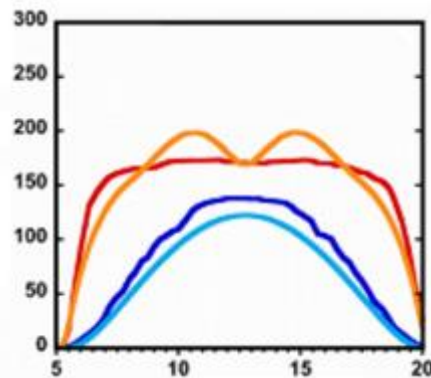
Введение

Энергетический бюджет мира на сегодняшний день "полиэнергетический", так как для получения энергии используются разные источники. Доля ископаемых энергоносителей составляет около 85 %. После 2020 г., по данным Мирового энергетического совета (МИРЭС), ожидается устойчивый рост использования НВИЭ, особенно солнечной энергии. Строительство СЭС экономически рентабельно в том случае, если число часов солнечного сияния не ниже 2000 в год, а интенсивность ее поступления составляет 600-800 Вт/м². КПД СЭС довольно низкий, однако и он имеет все шансы существенно вырасти за счет технологических усовершенствований. Значительная часть зоны Севера характеризуется крайне малыми объемами и низкой плотностью хозяйственной деятельности. Здесь получили развитие традиционные промыслы коренного населения, возникло большое количество природоохранных объектов. Низкая эффективность микроуровня энергетики способствует переходу на энергетические установки НВИЭ. Оценка ресурсов НВИЭ региона показывает, что в северных ресурсы энергии солнца в 10 раз меньше потенциальных. Поэтому важен поиск технологических усовершенствований приближающий использование СБ к уровню потенциально возможных. Это прежде всего работа при малых углах, преобладание слабой освещенности и ИК излучения.

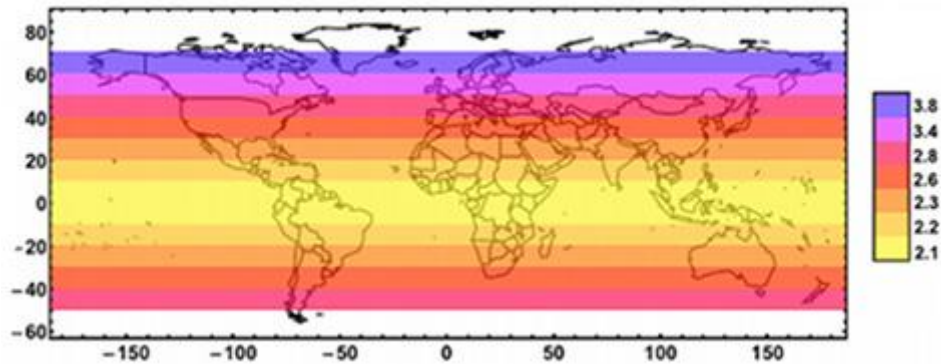
Исследование широтной зависимости

Как было показано в работах 1,2,3 один из путей это создание трехмерных солнечных батарей. Их реализация позволит обеспечить большее число часов в сутки и в течение года с приемлемым уровнем мощности и эффективности использования.

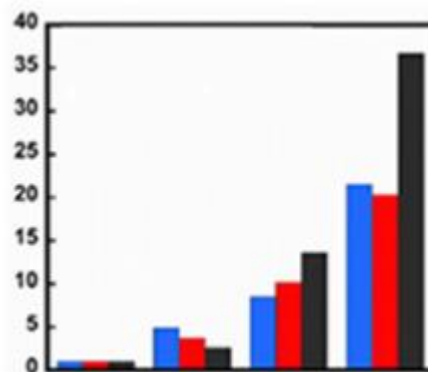
Специалисты из Массачусетского технологического института показали, что трёхмерные структуры из солнечных ячеек за день могут выработать в два, а то и в двадцать раз больше энергии, чем плоские батареи, занимающие на земле равную площадь. По горизонтали – время суток, по вертикали – выходная мощность в милливаттах. Показано сравнение плоской панели (тёмно-синяя кривая – уличный эксперимент, голубая — симуляция) и открытого куба (красная линия – эксперимент, оранжевая — симуляция). Общая выработка энергии за день у куба оказалась почти вдвое выше (иллюстрация Marco Bernardi et al.).



Для самого простого куба (из девяти панелек) прогнозируемый рост годовой производительности составляет от 2 до 3,8 раза (превосходство принципа 3D увеличивается ещё и по мере роста географической широты местности). Для сравнения, добавление к традиционной плоской панели двухосевой системы слежения за солнцем увеличивает её выработку всего в 1,3-1,8 раза.



Разница (число раз) в производительности куба по сравнению с плоской ячейкой с той же площадью основания в зависимости от географической широты (иллюстрация Marco Bernardi et al.). Важно отметить, что везде речь идёт именно о следе, то есть площади основания, которую занимает установка, а не о суммарной площади фотоэлектрических панелей. Во первых важно — многократное отражение света между элементами устройства. Свет этот, в конце концов, поглощается одной из панелей. Вторым фактор, повествует Technology Review, это улучшенное поглощение лучей солнца, находящегося низко над горизонтом.



Неподвижная плоская солнечная панель выдаёт максимум мощности, только когда смотрит прямо на светило. Утром и вечером она почти бесполезна. Трёхмерная фотовольтаика и в эти часы хорошо перерабатывает солнечный свет. Данные по опыту, проведённому в ноябре, в разных погодных условиях. По горизонтали (слева направо): плоская панель, куб, параллелепипед и башня. По вертикали отмерено превышение дневной выработки энергии трёхмерными структурами в сравнении с плоской панелью. Синим цветом отмечены параметры при чистом небе, красным — при частичной облачности, чёрным — при сильной облачности (иллюстрация Marco

Bernardi et al.). Аналогично преимущество новой схемы раскрывается в облачную погоду, особенно при сплошной пелене облаков. Конечно, последние задерживают много света, так что мощность любой батареи существенно падает. Но 3D-панели за счёт ориентации элементов под разными углами и эффекта лабиринта намного лучше обычной ячейки собирают рассеянный свет. Потому при сильной облачности в выработке электричества башней и одиночной плоской панелью наблюдается 35-кратная разница. Хотя в ясную погоду эта же башня выдаёт за день только в 21-22 раза больше электричества, нежели простая батарея.

Технологические варианты

Та же мысль насчёт продуктивного сбора энергии в утренние и вечерние часы (а также зимой и летом, без необходимости в повороте самих панелей по горизонтали или вертикали) приходила, к слову, создателям цилиндрических солнечных батарей и солнечного дерева.

Известно, что для захвата возможно большей доли света учёные создавали микротекстуры в толще панелей (микросферы, микроколонны и так далее). В Венском техническом университете новый способ, позволяющий располагать отдельные молекулы в строго определённом месте будущей пространственной структуры при помощи лазера (3D-photografting) «Фотографтинг». Лазерное излучение за счёт фотохимических процессов вызывает быструю фиксацию большинства молекул в облучённых участках гидрогеля.

Объединённая команда физиков из Института исследования полимеров Макса Планка в Майнце (Max Planck Institut für Polymerforschung, Mainz) и лаборатории материаловедения Sony в Штутгарте (Sony Materials Science Laboratory, Stuttgart) исследовала процесс преобразования всех фотонов падающего солнечного света в фотоны только одной частоты, той оптимальной, на которую рассчитан фотоэлектрический преобразователь. Тогда КПД батареи можно было бы поднять до высокого уровня. Молекула-антенна захватывает фотон с частотой, соответствующей зелёному свету, и переходит на более высокий энергетический уровень. Однако находится на нём не так уж долго, а отдаёт эту энергию молекуле-эмиттеру, как только та окажется поблизости. Отдав квант, антенна возвращается в невозбуждённое состояние, чтобы принять очередной фотон, а вот эмиттер перепрыгивает на высокий энергетический уровень и ждёт. А ждёт он, когда рядом окажется ещё одна такая же молекула-эмиттер, и тоже в возбуждённом состоянии. Тогда одна из них отдаёт энергию второй, после чего возвращается на исходный энергетический уровень. Второй же эмиттер, стало быть, получает уже энергию двух, так сказать, «зелёных фотонов», которую излучает одной порцией в виде единственного «фотона синего цвета». Подбирая подходящие вещества для антенн и эмиттеров и на эти роли подошли октаэтилпорфирины платины и дифинилантрацен. И это — только для зелёно-синего преобразования частоты. Однако авторы работы говорят, что в раствор можно ввести целый комплекс разных антенн и эмиттеров, подобрав их так, чтобы они реагировали на разные частоты падающего света, а излучали — причём все, — только одну частоту.

Исследователи из американской Национальной лаборатории возобновляемых источников энергии (NREL) построили выдающуюся солнечную батарею (СБ) на базе квантовых точек — полупроводниковых кристаллов размером в несколько нанометров. Опытное устройство было составлено из стекла с просветляющим покрытием, тонкого слоя прозрачного проводника, наноструктурированных слоёв оксида цинка и слоя квантовых точек из селенида свинца, дополненного толикой этандитиола и гидразина. Завершало бутерброд тонкое золотое покрытие в качестве верхнего электрода. Внешняя и внутренняя квантовая эффективность (QE) протестированной СБ составили 114% и 130% соответственно.

Наночастицы, работающие как концентраторы световой энергии в виде наноантенн (НА), позволяют улучшить качество фотопреобразователей (ФП), солнечных батарей. Резонансная частота антенны (частота, на которой система обладает самым низким импедансом и, следовательно, самой высокой эффективностью) растёт линейно с физическими размерами антенны в соответствии с простой теорией антенн СВЧ. Длины волн солнечного спектра лежат в диапазоне примерно от 0.3 до 2.0 мкм. Таким образом, для того, чтобы выпрямляющая антенна была эффективным электромагнитным накопителем солнечного света, она должна иметь элементы размером порядка сотен нанометров. Из-за упрощений, используемых в теории типичных выпрямляющих антенн, есть несколько сложных моментов, которые возникают при обсуждении наноантенн. На частотах выше инфракрасного участка спектра почти весь ток переносится вблизи поверхности проводника, что уменьшает эффективную площадь поперечного сечения проводника и приводит к увеличению сопротивления. Этот эффект известен как «скин-эффект». Исходя из

перспектив построения практических устройств, отметим, что вольт-амперная характеристика ректенн будет не больше омической, поскольку закон Ома остаётся в силе.

Другим осложнением уменьшения размеров является то, что диоды, используемые в больших ректеннах не могут работать на терагерцовых частотах без больших потерь мощности. Потери мощности обусловлены влиянием ёмкости перехода (известной как паразитная ёмкость), которой обладают р-п переходы обычных диодов и диодов Шоттки, из-за чего они могут эффективно работать только на частотах менее 5 ТГц. Идеальным длинам волн 0.4-1.6 мкм соответствуют частоты примерно 190-750 ТГц, что значительно больше, чем возможности традиционных диодов. Таким образом, для эффективного преобразования энергии нужно использовать альтернативные диоды. В современных устройствах наноантенн используются туннельные диоды на основе переходов металл-диэлектрик-металл (МДМ). В отличие от диодов Шоттки, МДМ-диоды не имеют паразитных ёмкостей, потому что они работают на основе электронного туннелирования. Благодаря этому МДМ-диоды эффективно работают на частотах около 150 ТГц, что значительно ближе к оптимальным частотам наноантенн.

Одним из важнейших объявленных преимуществ наноантенн является их высокая теоретическая эффективность (КПД). По сравнению с теоретической эффективностью одного соединения солнечных батарей (30%), наноантенны по всей видимости, будут иметь значительное преимущество с уровнем эффективности до 85%. Указанные факторы значительно расширяют области использования СБ в высоких широтах.

Заключение

1. Показаны эмпирически полученные зависимости влияния характеристик от положения СБ на поверхности Земли от широты.

2. На основании проведенных исследований могут быть сформированы рекомендации по проектированию и оптимизации характеристик солнечных энергоустановок при использовании в Сибири.

Список литературы:

1. Юрченко В.И., Юрченко А.В. Анализ возможности использования ЛИГА технологий на основе синхротронного излучения для изготовления солнечных элементов Материалы 13 международной конференции по использованию синхротронного излучения (СИ –2000) Новосибирск 17-21 июля 2000 г. Стр. 79-80.
2. В.И. Юрченко, А.В. Юрченко Использование синхротронного излучения для изготовления и испытания солнечных элементов. Материалы 14 Российской конференции по использованию синхротронного излучения СИ – 2002 Новосибирск, 15-19 июля 2002 г. стр.136.
3. Octavi E. Semonin, Matthew C. Beard et al./ Science.
4. Юрченко В.И., Юрченко А.В. Повышение эффективности преобразования спектра солнечного излучения при взаимодействии электромагнитного поля с трехмерной структурой композиционного материала. Сборник научных трудов 101 международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы и перспективы развития радиотехнических и инфокоммуникационных систем» часть1.Радиоинфоком -2013, 28-30 марта 2013 года Россия, Москва. Стр.334-337.