

Секция 3. ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

Председатель секции

зав. кафедрой «Промышленная теплоэнергетика»

д.т.н., проф. В.П. Созинов

Секретарь секции к.т.н., проф. В.М. Захаров

*Д.А. Абакин, студ.; рук. Б.А. Соколов, к.т.н., доц.
(НИУ “МЭИ”, г. Москва)*

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ РАДИАЦИОННОГО ЩЕЛЕВОГО РЕКУПЕРАТОРА

Высокотемпературные теплотехнологические установки зачастую характеризуются высокой температурой отходящих из реактора газов. Для повышения энергетической эффективности установки теплоту отходящих газов можно регенерировать с топливом или окислителем, использовать для подогрева исходного материала или в установках внешнего теплоиспользования. Одним из распространенных вариантов является использование радиационных стальных рекуператоров для регенерации теплоты отходящих газов воздухом, идущим на горение топлива.

Они обладают следующими преимуществами: возможностью утилизации теплоты газов с высокой температурой; нециклическим режимом работы; газоплотностью; низким аэродинамическим сопротивлением; низкой загрязняемостью технологическим уносом.

При этом они обладают рядом серьезных недостатков: низкой эффективностью при температурах отходящих газов $< 700\text{C}$; громоздкостью конструкции; большой металлоемкостью; относительно низкими температурами подогрева воздуха (до 6000C); низким коэффициентом теплоотдачи со стороны воздуха, и как следствие высокой температура стальной стенки, что вызывает необходимость использования дорогих легированных сталей.

Для устранения указанных недостатков предлагается использовать обрешение внутренней поверхности обечайки щелевого рекуператора продольными прямоугольными рёбрами (см. рис. 1). Это позволит интенсифицировать теплоотдачу с внутренней поверхности обечайки как

за счёт увеличения поверхности теплообмена, так и за счёт явления срыва пограничного слоя [1].

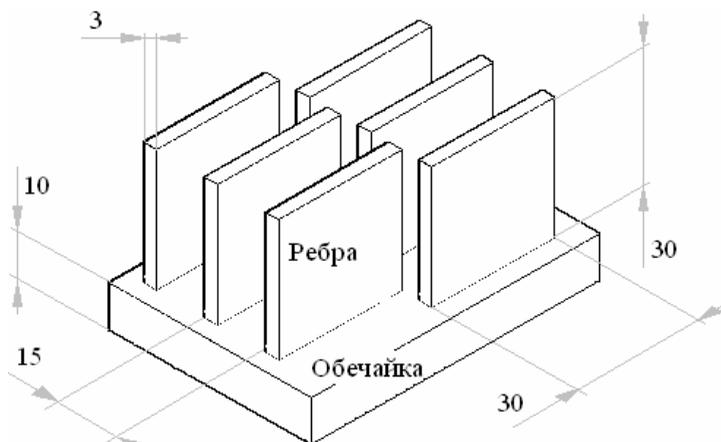


Рис. 1. Оребрение рекуператора.

Чтобы показать эффективность такого решения, составим математическую модель рекуператора и проведем на ней ряд расчётных исследований.

Рекуператор (рис. 2) представляет собой два стальных концентрических цилиндра 1 и 2, установленных вертикально. Внутри внутреннего цилиндра 1 снизу вверх движутся горячие газы из печи. В кольцевом зазоре между цилиндрами 3 снизу вверх движется воздух. Для подачи воздуха в кольцевой зазор используются распределительные коробки 4. Для улучшения теплоотдачи со стороны воздуха на внутренний цилиндр наварены прямоугольные рёбра 5. Для защиты рекуператора от излучения подводящего газохода или печного пространства служит водоохлаждаемая горловина, выполненная из стальных труб 6 и коллекторов 7. Снаружи установка покрыта слоем теплоизоляции 8. Вся конструкция опирается на стальной каркас 9.

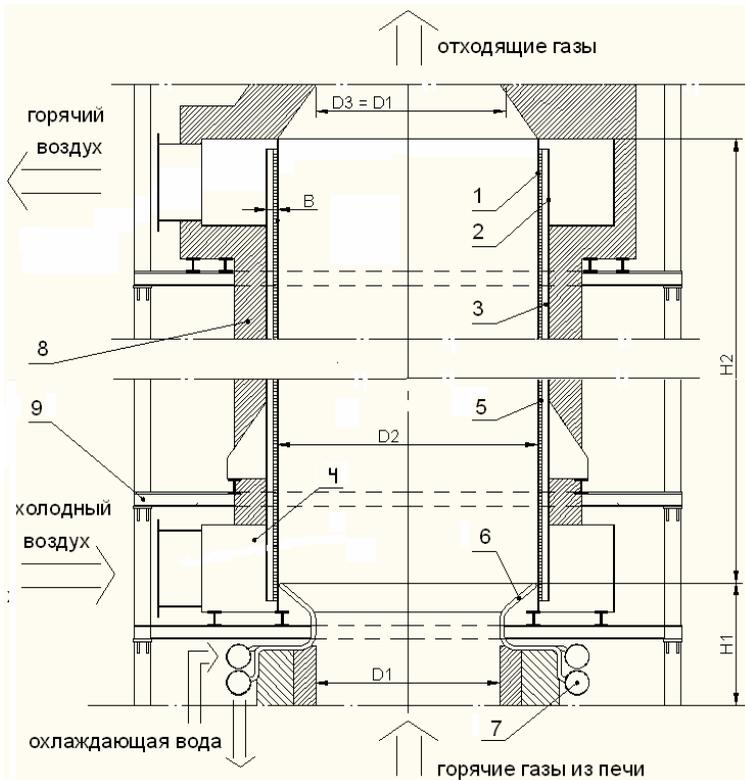


Рис. 2. Схема радиационного рекуператора.

Для описания работы рекуператора составлена математическая модель, рассчитывающая следующие процессы:

1. Теплообмен излучением. Проведем позонный расчет с помощью разрешающих угловых коэффициентов излучения по методике, описанной в [2]. Все тела будем считать серыми. Степень черноты газов вычислим по формулам [3] в зависимости от температуры газов и доли трёхатомных. При расчёте разрешающих угловых коэффициентов используем метод однократного отражения. Геометрические угловые коэффициенты рассчитаем аналитическим методом [4].

5. Передача тепла от оребренной поверхности внутреннего цилиндра к воздуху. Расчёт проведём по формулам [1].

6. Потери в окружающую среду через изоляцию. Рассмотрим одномерную задачу. Изоляция однослойная, постоянной толщины.

7. Потери тепла через охлаждаемую горловину. Зададимся температурой охлаждаемой поверхности.

Математическая модель реализована в виде программы на языке VisualBasic на основе метода контрольного объёма и метода последовательных приближений. При заданных пользователем геометрических параметрах и входных температурах программа рассчитывает поля температур, скоростей и др.

С использованием математической модели был разработан рекуператор для печи, потребляющей 0,5 /с природного газа. Температура отходящих из печи газов – 1700 °С. Технологические газы отсутствуют. В результате расчетов были получены результаты, представленные в табл. 1, табл. 2.

Таблица 1. Параметры работы рекуператора.

Температура газов на входе	°С	1700
Температура газов на выходе	°С	1106
Температура подогрева воздуха	°С	835
Начальная температура воздуха	°С	15
Максимальная температура стальной стенки	°С	947
Скорость воздуха	м/с	14,7 - 41,7
Скорость газов	м/с	10,7 – 18,9
Коэффициент теплоотдачи с поверхности ребер к воздуху	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	107 - 153
Коэффициент теплоотдачи от плоской стенки к воздуху	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	34,4 – 43,9
Коэффициент теплопередачи от внутренней поверхности обечайки воздуху (с учетом оребрения)	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	314 - 394
Высота обечайки Н2	м	10
Высота горловины Н1	м	0,5
Диаметр горловины D2	м	1,7
Диаметр обечайки D1	м	1,9
Ширина кольцевого зазора для прохода воздуха В	м	0,09

Таблица 2. Тепловой баланс рекуператора.

	Приход		Расход		
	МВт	%	МВт	%	
Теплота горячих газов	15,29	89,2	Теплота отходящих газов	10,01	58,4
Переизлучение из печи	1,86	10,8	Теплота подогретого воздуха	6,24	36,4
			Потери через охлаждаемые стенки	0,84	4,9
			Потери в окружающую среду	0,05	0,3

Как видно из результатов расчета, оребрение стенки рекуператора позволяет на порядок увеличить коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, и, следовательно, использовать теплоту газов с более высокой температурой, подогреть воздух до более высоких температур, снизить температуру стенки рекуператора и уменьшить его размеры.

Проведенное исследование подтверждает высокую эффективность оребрения стального радиационного щелевого рекуператора со стороны воздуха. Разработанная программа расчета может быть использована при проектировании рекуператоров для различных промышленных печей.

Библиографический список

1. А.Л. Ефимов. Расчёт и интенсификация теплообмена в в промышленных теплообменниках. М.: МЭИ, 2005.
2. А. Д. Ключников. Высокотемпературные теплотехнологические процессы и установки. М.: Энергоатомиздат. 1989.
3. Н. В. Кузнецов. Тепловой расчёт котельных агрегатов (Нормативный метод). М., «Энергия», 1973.
4. В. П. Исаченко. Теплопередача: Учебник для вузов. М.: Энергоиздат. 1981.

*Е.В. Измайлова, асп.; рук. Ю.В. Ваньков д.т.н., проф.
(КГЭУ, г. Казань)*

АКУСТИКО-ЭМИССИОННЫЙ ДИАГНОСТИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС

Потери тепла в системах теплоснабжения в настоящее время достигают до 60 %. В связи с этим актуальным является необходимость оценки технического состояния труб.

Акустико-эмиссионный диагностический комплекс был реализован авторами в виде установки для мониторинга состояния трубопроводов. Данная разработка предназначена для диагностики трубопроводов и может применяться для акустической диагностики различных линейно протяженных изделий.

Технический результат достигается тем, что в установку для мониторинга состояния трубопроводов введены тележка, планка и прорезиненные стержни, причем тележка снабжена отверстиями с возможностью хода через них пьезоэлектрических датчиков. На тележке расположен компактный персональный компьютер с программным обеспечением для записи сигналов, поступающих с датчиков, и аналого-цифровой преобразователь. Центр планки закреплен с центром тележки, а на концах планки установлены прорезиненные стержни с возможностью вращения вокруг собственных осей симметрии.

Сущность заявленной полезной модели поясняется чертежами.

Пример конкретного выполнения.

Установка для мониторинга состояния трубопроводов содержит блок аналого-цифрового преобразователя 1, к которому подключены персональный компьютер 2 и пьезоэлектрические датчики 3.

Отличием предлагаемой установки является то, что в нее введены тележка 4, планка 5 и прорезиненные стержни 6.

Тележка снабжена отверстиями 7 с возможностью хода через них пьезоэлектрических датчиков 3, которые устанавливаются на исследуемый трубопровод 8.

На тележке 4 расположен персональный компьютер 2 и аналого-цифровой преобразователь 1.

Центр планки 5 закреплен с центром тележки 6.

На концах планки 5 установлены прорезиненные стержни 6 с возможностью вращения вокруг собственных осей симметрии.

Пьезоэлектрические датчики 3 могут быть выполнены с возможностью регистрации частоты до 120000 Гц.

На рис. 1 и рис. 2 изображена предлагаемая установка для мониторинга состояния трубопроводов. На рис. 1 представлен вид спереди, на рис. 2 – вид сверху.

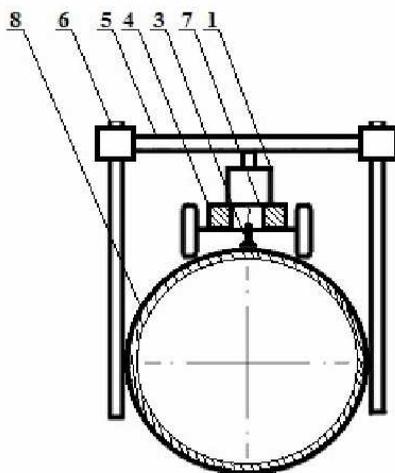


Рис. 1. Вид спереди на установку для мониторинга состояния трубопроводов:
1 - аналого-цифровой преобразователь; 3 - два пьезоэлектрических датчика; 4 - тележка; 5 - планка; 6 - прорезиненные стержни; 7 - отверстия; 8 - трубопровод.

Установка работает следующим образом.

Трубопровод находится в рабочем состоянии с постоянно циркулирующей в ней жидкостью.

Тележка устанавливается на трубопроводе и передвигается на первый диагностируемый участок.

При движении тележки прорезиненные стержни постоянно контактируют со стенками трубопровода, способствуя при этом сохранению равновесия тележки. Возможность вращения прорезиненных стержней вокруг своей оси обеспечивает плавность хода тележки.

После остановки тележки на трубопроводе через отверстия на заданном расстоянии друг от друга устанавливаются пьезоэлектрические датчики, которые регистрируют сигнал акустической эмиссии. Запись и обработка полученного сигнала производится при помощи аналого-цифрового преобразователя и персонального компьютера с программным обеспечением.

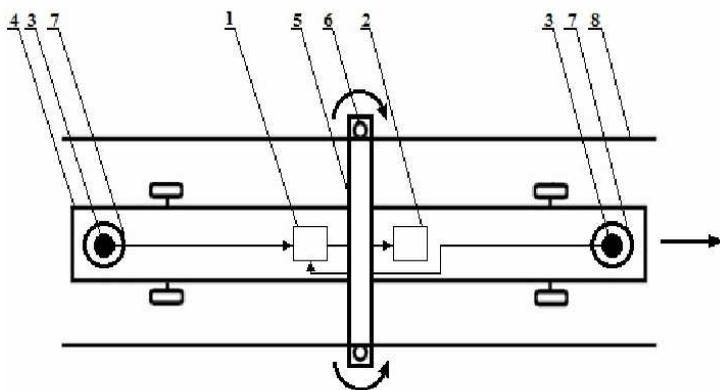


Рис. 2. Вид сверху на установку для мониторинга состояния трубопроводов:

1 - аналого-цифровой преобразователь; 2 - персональный компьютер; 3 - два пьезоэлектрических датчика; 4 - тележка; 5 - планка; 6 - прорезиненные стержни; 7 - отверстия; 8 - трубопровод.

В качестве программного обеспечения используется среда LabVIEW [1] и, разработанная в ней, специализированная программа FlawDefiner [2].

По разнице времени прихода сигнала с пьезоэлектрических датчиков определяют местоположение дефектов.

После диагностирования первого участка снимают пьезоэлектрические датчики и тележку перемещают на следующий участок трубопровода.

Размещение персонального компьютера и аналого-цифрового преобразователя на тележке позволяет существенно упростить процесс последовательного перемещения установки по трубопроводу. Кроме того, наличие отверстий в тележке обеспечивает соблюдение заданного расстояния между пьезоэлектрическими датчиками на разных диагностируемых участках.

Таким образом, использование разработанной установки позволит существенно снизить трудоемкость мониторинга состояния трубопроводов.

Библиографический список

1. **Измайлова Е.В., Ваньков Ю.В.** Материалы Региональной научно-технической конференции «Энергия-2012». «Регистрация параметров сигнала источника акустической эмиссии в LabVIEW». Т.1, Ч.1, С. 66-70. – Иваново: ГОУ ВПО «ИГЭУ им. В.И. Ленина», 2012.
2. **Измайлова Е.В.** Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012617704: FlawDefiner / Авторы: Измайлова Е.В., Ваньков Ю.В., Серов В.В., Горбунова Т.Г. Зарегистрировано в реестре программ для ЭВМ 27 августа 2012.

Р.А. Ильин, к.т.н., доц. (АГТУ, г. Астрахань)

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПГУ-110 НА РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

Парогазовые теплоэнергетические установки (ПГУ) получают все большее распространение как в зарубежных странах, так и в России. Эти установки уже в настоящее время обеспечивают энергетический КПД от 50 % и выше с хорошей перспективой повышения в ближайшее десятилетие до 60 %. Очевидно, что будущее «большой» и промышленной энергетики основано на строительстве ПГУ [1-3].

В Южном Федеральном округе одна из нескольких парогазовых установок введена в эксплуатацию в 2011. Это ПГУ-110, с установленной электрической мощностью 117 МВт и коэффициентом полезного действия 51%. В ее составе две газотурбинные установки, каждая мощностью 47 МВт и одна паровая турбина 23 МВт. Принципиальная тепловая схема бинарной ПГУ-110 с основными параметрами рабочих тел приведена на рисунке 1.

Таблица 1. Основные параметры работы ПГУ-110 в зависимости от температуры окружающего воздуха

Температура, °С	Загрузки станции, %	ГТУ-1, МВт·ч	ГТУ-2, МВт·ч	Суммарная паропроизводительность КУВД, т/ч	Суммарная паропроизводительность КУНД, т/ч	ПГУ, МВт·ч	КПД брутто, %
-30	101	48,02	48,99	88,38	27,16	20,94	0,50
-20	101	48,50	48,77	88,38	27,16	20,87	0,50
-15	97	45,85	47,01	88,38	27,16	20,40	0,50
-10	95	45,60	46,27	88,38	27,16	19,20	0,50
-5	93	44,51	45,24	88,38	27,16	19,55	0,50
0	92	43,33	44,37	88,38	27,16	19,76	0,50
5	95	45,87	45,07	88,38	27,16	19,89	0,50
10	96	46,60	45,39	88,38	27,16	20,61	0,52
15	94	45,16	44,33	88,38	27,16	20,22	0,50
20	92	44,00	43,74	75,60	24,00	20,24	0,50
25	89	42,37	42,10	74,40	23,00	20,07	0,49
30	87	41,36	40,66	74,00	22,20	19,83	0,49

Из данных таблицы 1 видно, что в пределах температур окружающего воздуха от $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$ параметры работы ПГУ-110 практически постоянны или незначительно меняются. И только после $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$ параметры начинают существенно изменяться, что влияет на выработку МВт·ч ПГУ, но КПД-брутто установки остается на прежнем уровне.

Все режимы соответствуют электрической мощности ПГУ равной или близкой к номинальной. На рисунке 2 приведен, в качестве примера, один из суточных зимних режимов. Особенности режима: поддержание постоянной мощности ПГУ в целом и по ее блокам – $N_{ГТУ-1}$, $N_{ГТУ-2}$, $N_{ПГУ}$.

На рисунке 3 приведены вычисленные автором энергетические КПД-брутто, как общепринятый показатель эффективности установки в случае неучета ее собственных нужд, для указанных выше суточных режимов при различных температурах окружающего воздуха $t_{окр}$. Можно констатировать, что эти КПД практически не зависят от температуры воздуха при постоянной мощности установки. Хотя для энергетического КПД $\eta_{эл}$ по расчетным данным для ПГУ-110 имеется оп-

ределенная зависимость $N_{ПГУ}$ от $t_{окр}$, а следовательно – и для $\eta_{эи}$ от $t_{окр}$, при переменной мощности ПГУ при разных температурах воздуха.

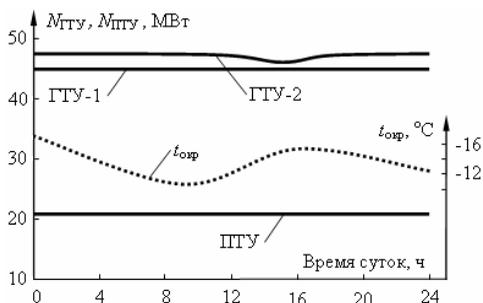


Рис.3. Пример соотношения мощностей ГТУ и ПТУ в парогазовой установке в течение суток в зимнее время при мощности ПГУ ≈ 113 МВт

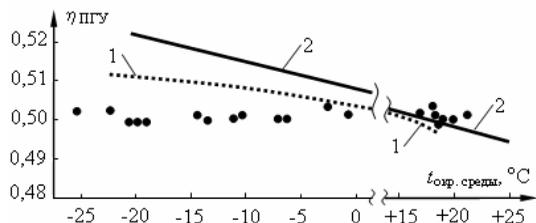


Рис.4. Энергетический КПД-брутто парогазовой установки ПГУ-110 при различных температурах воздуха (точки): 1, 2 – расчетные данные по источникам [2, 3]

Таким образом, эффективность ПГУ-110 (по показателям КПД и электрическая мощность ГТУ и ПТУ) соответствует современным требованиям парогазовых установок. Подробный анализ можно провести при накоплении эксплуатационных данных, в том числе – при работе установки на переменных режимах работы, а также в режимах максимальных нагрузок.

Библиографический список

1. Ильин Р.А., Ильин А.К., Иванов В.А. Эксергетические характеристики отечественных и зарубежных газотурбинных установок // Вестник АГТУ. Серия «Морская техника и технология». 2010. Вып.1. С. 105-109.
2. Ильин Р.А. Комплексная термодинамическая оценка эффективности теплоэнергетических установок. М.: МНИЭУ (МЭИ), УМО вузов РФ по образованию в области энергетики и электротехники. Тип. «Новая линия». Астрахань. 2011. 80 с.
3. Цанев С.В., Буров В.А., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. М.: Изд-во МЭИ. 2006. 584 с.

С. Ю. Купцов, студ.; рук. Г. М. Моргунов, д. т. н., проф.

(НИУ МЭИ, г. Москва)

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ПОДВОДЯЩИХ УСТРОЙСТВ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ. СВОЙСТВО ЭВОЛЬВЕНТЫ

В настоящее время в подавляющем большинстве промышленных насосных агрегатов в качестве подводящих устройств используются полуспиральные и кольцевые подводы. Как показывают расчетные исследования, распределение скорости и давления на выходе из таких подводов бывает достаточно неоднородным.

С помощью пакета программ ANSYS CFX 14.0 удалось получить эпюры распределения скорости и давления на выходе из подводов насосных агрегатов типа АНМ 3600-230 и АЦНА 60-185.

На рис.1 изображена эпюра распределения статического давления на выходе из полуспирального подвода насоса АНМ 3600-230, на которой отчетливо видно, что имеет место большой диапазон распределения давления (отмечено штриховой линией).

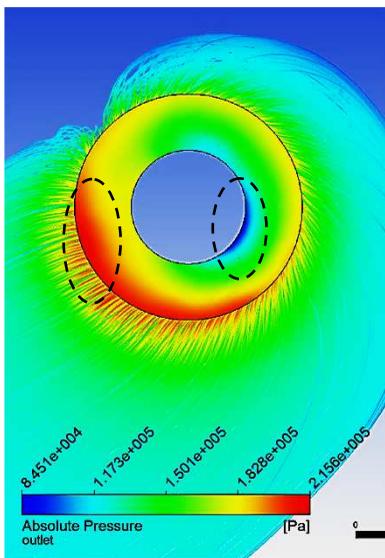


Рис. 1 Эпюра статического давления на выходе из полуспирального подвода

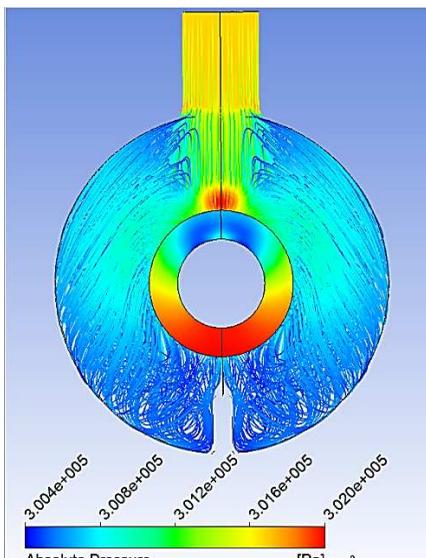


Рис. 2 Эпюра статического давления на выходе из кольцевого подвода

Как известно, местное понижение давления может вызвать появление кавитации на входных кромках лопасти рабочего колеса. Это особенно актуально на нерасчетных режимах работы насосного агрегата.

На рис.2 изображена аналогичная эпюра на выходе из кольцевого подвода насоса АЦНА 60-185, где разброс давлений незначительный. Однако имеет место сильная неравномерность потока, которая формирует неблагоприятную эпюру скорости на входе в рабочее колесо. Этот факт может привести к появлению нерасчетных углов атаки на входных кромках лопастей и также повысить риск возникновения локальных кавитационных процессов.

С целью качественного решения отмеченных выше проблем было решено исследовать подводящее устройство с проточным каналом в форме эвольвенты.

Как известно, эвольвента окружности (см. рис. 3) строится путем откладывания по касательным длин соответствующих дуг этой окружности, т. е. $l = h$. Следовательно, через соответствующие им проходные площади протекают одинаковые расходы рабочей жидкости [1], [2].

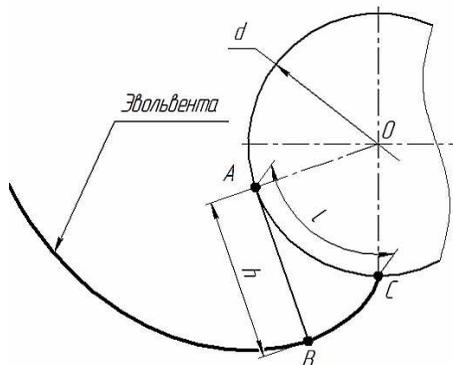


Рис. 3 Схема построения эвольвенты окружности

Основываясь на принципе построения эвольвенты окружности можно спрофилировать канал проточной части подвода с образующей в форме этой кривой.

На рис. 4 продемонстрирована расчетная твердая модель полученного подвода. Рабочий процесс подвода следующий: рабочее тело поступает в подвод нормально поверхности 1, обтекает поверхности в форме эвольвенты 4 и далее неподвижными статорными лопатками 2 направляется на выход 3.

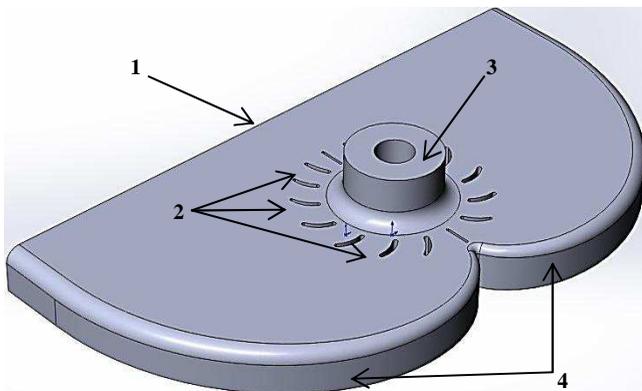


Рис. 4 Расчетная модель подвода с эвольвентой образующей

На рис. 5 показаны результаты численного моделирования течения рабочей жидкости в проточной части подвода с эвольвентной образующей с использованием пакета программ ANSYS CFX 14.0. Очевидно, что линии тока сохраняют свою плавность и упорядоченность, отсутствуют крупные циркуляционные течения. Кроме того, диапазон изменения статического давления на выходе из подвода лежит в достаточно узких пределах, а выходной поток осесимметричен.

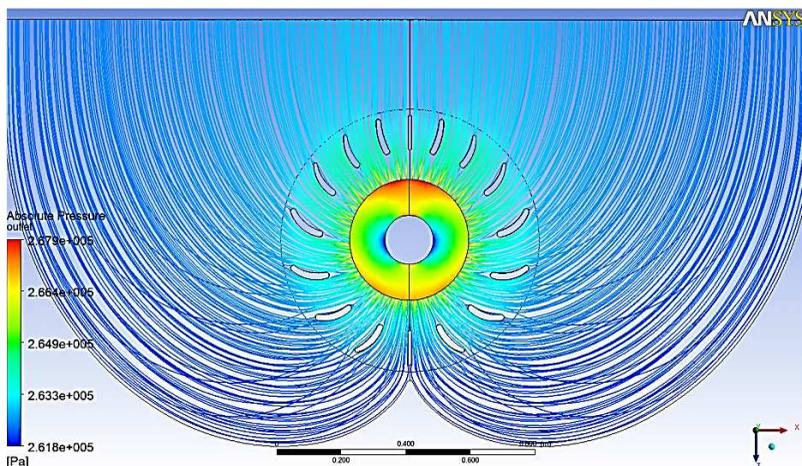


Рис. 5 Результаты расчетного исследования подвода с эвольвентными образующими

Проведенные расчетные исследования подтверждают предположение о том, что эвольвентные поверхности проточной части подвода благоприятно влияют на параметры потока.

Сравнительный анализ полученных результатов приведен в таблице 1.

Таблица 1. Сравнительный анализ полученных результатов

Тип подвода	Диаметр втулки рабочего колеса, $d_{вт}$, м	Диаметр горловины рабочего колеса, D_r , м	Энергия жидкости на входе в подвод, $H_{вх}$, Па	Расход рабочей жидкости, Q , м ³ /час(м ³ /с)	Диапазон изменения статического давления на выходе из подвода, $p_{min} \dots p_{max}$, Па
Полуспиральный	0,126	0,25	303000	1800(0,5)	84510ч215600
Кольцевой	0,108	0,178	303000	60(0,0167)	300400ч302000
Эвольвентный	0,150	0,368	303000	2700(0,75)	261800ч267900

В дальнейшем предполагается проводить численные эксперименты с масштабированной эвольвентной поверхностью с целью уменьшения радиального габарита подвода. Меняя профиль и угол установки направляющих статорных лопаток 2 (рис. 4) можно добиться требуемой закрутки потока на входе в рабочее колесо. Кроме того, практический интерес представляет поведение потока жидкости в диффузорных каналах подобной формы, поскольку предложенная идея может быть актуальна для каналов отсасывающих труб гидротурбин.

Библиографический список

1. **Моргунов Г. М.** Симметрические гидроэлектростанции и проточные части гидротурбин / Вестник МЭИ, 2003, №3, с 11 – 19.
2. **Моргунов Г. М.** Совершенствование основного насосного оборудования в мощных теплоэнергетических установках / Теплоэнергетика, 2010, №12, с. 45-53.

*Д.Л. Кушнер, асп.; рук. В.А. Седнин, д.т.н., проф.
(БНТУ, г. Минск)*

ПЕРСПЕКТИВЫ РЕАЛИЗАЦИИ ГАЗОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ МЕСТНЫХ ВИДОВ ТОПЛИВ

В настоящее время для Республики Беларусь актуальной проблемой является расширение применения в области энергетики местных видов топлива. По существующим программам доля местных и возобновляемых энергоресурсов в балансе котельного-печного топлива к

2020 году должна достигнуть 30...35 %. На уровне районных городов и сельской местности потребности в теплоснабжении в летний период года практически полностью покрываются за счет использования местных видов энергоресурсов. Дальнейшее развитие энергетической инфраструктуры в данном направлении планируется за счет строительства малых ТЭЦ мощностью до 10 МВт. Выполнено несколько пилотных проектов на основе паросиловых технологий: традиционной с применением финского и японского оборудования и на органическом теплоносителе с применением австрийского и итальянского оборудования. Электрический КПД обеих электростанций около 20 %. Планируется строительство еще около 150 таких электростанций по всей территории страны.

С научной точки зрения интерес представляет разработка технических решений с целью повышения электрического КПД и создания образцов отечественного оборудования. Одним из таких решений, с позиции повышения эффективности использования биомассы, является применение энергетических блоков с комбинированными термодинамическими циклами.

Исходя из мировой практики, можно выделить несколько основных технологии первичной переработки биомассы [1]: прямое сжигание в котлоагрегатах; газификация с получением генераторного газа; сбраживание органических отходов с получением биогаза; пиролиз с получением части продуктов для дальнейшего использования в виде топлива. Для древесных отходов в наибольшей степени подходят первые две. Однако из-за запыленности дымовых газов, образующихся при сжигании древесины, и генераторного газа их использование в газотурбинных установках (ГТУ) открытого типа не представляется возможным. Более предпочтительным является использование в этом случае закрытого цикла Брайтона. Данная технология совместно с органическим циклом Ренкина была положена в основу парогазовой установки [2], которая представлена на рисунке 1.

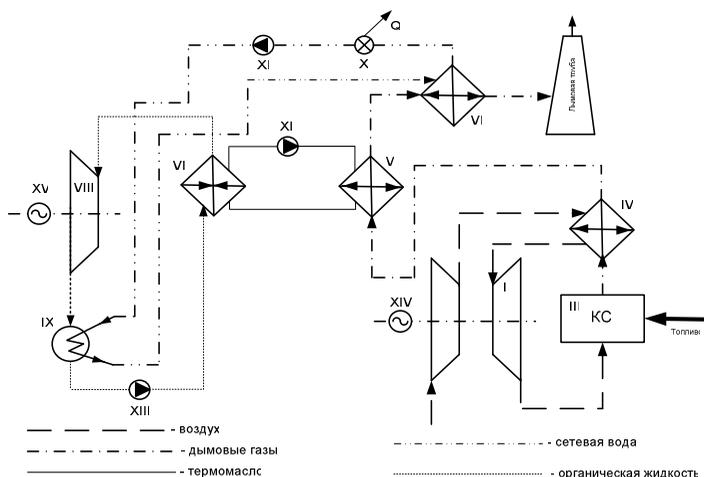


Рис 1. Комбинированная ГТУ с внешней камерой сгорания

- I – компрессор; II – турбина; III – камера сгорания; IV – воздухоподогреватель;
 V – теплообменник термомасло/дымовые газы; VI – теплообменник сетевая вода/дымовые газы; VII – испаритель ОРЦ; VIII – паровая турбина ОРЦ;
 IX – конденсатор ОРЦ; X – тепловой потребитель; XI – сетевой насос;
 XII – циркуляционный насос; XIII – питательный насос ОРЦ;
 XIV – генератор ГТУ; XV – генератор ОРЦ

В ходе исследования данной схемы была разработана математическая модель макроуровня и выполнен численный эксперимент с целью анализа влияния коэффициента расхода воздуха, степени сжатия в компрессоре и температуры воздуха перед газовой турбиной на электрический КПД данной комбинированной установки:

$$\eta = f(\alpha, \beta, t_3) \quad (1)$$

где α – коэффициент избытка воздуха, подаваемого в камеру сгорания III;

β – степень сжатия воздуха в компрессоре I;

t_3 – температура воздуха перед газовой турбиной II, °C.

Область эксперимента определялась следующими диапазонами изменения факторов: для коэффициента расхода воздуха $\alpha=2,0 - 5,0$, с шагом варьирования 0,5, степени сжатия $\beta=3 - 12$ с шагом варьирования 0,5 и температуры воздуха перед газовой турбиной $t_3=700 - 900$ °C с шагом варьирования 50 °C.

Органический цикл Ренкина (ОРЦ) рассчитывался с учетом зависимости теплофизических свойств рабочего тела от температуры и

давления. В качестве рабочей жидкости в ОРЦ был принят гексаметилдисилоксан (ММ). Относительный внутренний КПД паровой турбины – 0,85; температура пара из испарителя на входе в турбину – 220 °С в состоянии насыщения, давление в конденсаторе ОРЦ-установки – избыточное и равное 1,1 ата. Подогрев органического тела осуществлялся термомаслом с температурным режимом 370/270 °С.

Обработка полученных результатов осуществлялась стандартными средствами MathCad14. Матрицы результатов расчета по модели выступали исходными данными для двухмерной регрессии. На рисунке 2 представлены линии уровня поверхности исследуемой функции для максимальной температуры воздуха перед газовой турбиной на всей области исследования – $t_3 = 900$ °С.

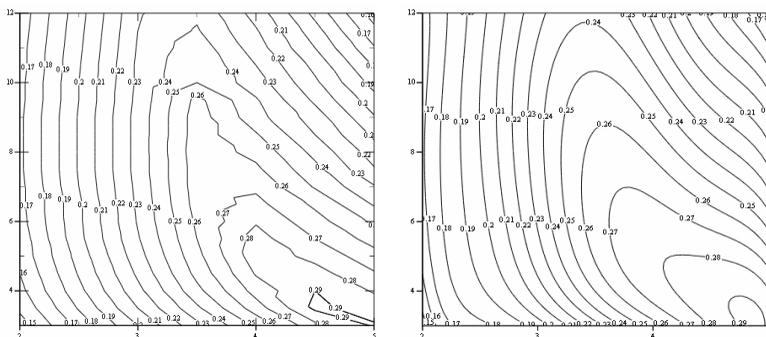


Рис. 2. Линии уровня функции цели при температуре воздуха на входе в газовую турбину $t_3 = 900$ °С

- а) линии уровня, построенные по данным численного эксперимента;
- б) линии уровня, построенные на основе полученного полинома 6-ого порядка

Расчеты показали, что экстремум электрического КПД лежит в области изменения степени сжатия $\beta=3,5...4,0$, коэффициента расхода воздуха $\alpha=4,8...5,0$, и составляет около 29 %, что почти в полтора раза выше, чем у паросиловой установки с ОРЦ в этих условиях.

Задачей дальнейшего исследования является выбор оптимального рабочего тела для ГТУ данной комбинированной установки, которое имело бы высокие теплопередающие свойства, низкое аэродинамическое сопротивление, обеспечивало бы минимизацию габаритов турбины и компрессора, возможность временной замены воздухом в нештатных ситуациях, было бы достаточно дешевым и доступным.

На сегодняшний день, основываясь на анализе опыта применения закрытого цикла Брайтона в ядерных энергетических установках,

можно выделить ряд веществ [3], которые имеют преимущество по одному или нескольким из вышеуказанных факторов. Это, прежде всего, гелий He, воздух, а также аргон Ar, неон Ne, криптон Kr, ксенон Xe, диоксид углерода CO₂, азот N₂, четырехокись азота N₂O₄, элегаз SF₆. Кроме чистых веществ, рассматривались возможности применения бинарных смесей [4], такие как (He+CO₂), (He+SF₆), (He+C₆F₆), (He+N₂), (He+Xe).

Таким образом, полученные результаты исследования доказывают перспективность применения парогазовых технологий в комбинированных теплофикационных установках, работающих на биомассе, электрический КПД которых может достигать 25 – 40 % [5].

Библиографический список

1. Седнин В.А., Седнин А.В., Левшеня А.И., Кушнер Д.Л. Обзор состояния развития технологий комбинированного производства электрической и тепловой энергии на биомассе // Энергия и Менеджмент. 2012. № 3. С. 12-17.
2. Седнин В.А., Седнин А.В., Левшеня А.И., Кушнер Д.Л. Комбинированная энергетическая установка на биомассе // Энергия и Менеджмент. 2011. № 5. С.14-17.
3. Batista de Mello P.E., Monteiro D.B. Thermodynamic study of an EFGT (externally fired gas turbine) cycle with one detailed model for the ceramic heat exchanger // Energy. 2012. Vol.45, iss. 1. P. 497 – 502.
4. Tournier J.-M.P., El-Genk M.S. Properties of noble gases and binary mixtures for closed Brayton Cycle applications // Energy Conversation and Management. 2008. Vol.49. P. 469 – 492.
5. Седнин В.А., Седнин А.В., Левшеня А.И., Кушнер Д.Л. Повышение эффективности ТЭЦ на биомассе // Конференция «Повышение эффективности энергетического оборудования» (13 – 15 ноября 2012 г.): материалы / Министерство образования и науки Российской Федерации: Energy 2012, 2012. том 1. С 20 – 33.

*П.В. Мозгов, студ., Д.А. Абакин, студ.; рук. С.К. Попов, д.т.н.,
доц. (НИУ “МЭИ”, г. Москва)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ НА НАРУЖНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ОГРАЖДЕНИЯ ПЕЧИ В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ ANSYS FLUENT

Высокотемпературные теплотехнологические установки зачастую характеризуются существенной долей тепловых потерь в окружающую среду, поэтому при проектировании новых и анализе энергетической эффективности действующих установок необходимо знать точное значение этих потерь. Для правильного их расчета необходимо знать коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности печи. Известен ряд эмпирических формул для расчета этого коэффициента, однако они дают заметный разброс результатов.

Цель работы – расчет теплоотдачи на наружной поверхности печи в программном комплексе ANSYS Fluent. Расчетная программа разработана на примере ванной стекловаренной печи, находящейся в стационарном тепловом состоянии, и реализована в двумерной постановке. Программа позволяет выполнить исследование зависимости плотности теплового потока через ограждение печи в окружающую среду от конструктивных параметров ограждения и температурного уровня в рабочем пространстве, установить значение коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции на наружной поверхности ограждения и на этой основе сравнить результаты с данными, полученными при использовании эмпирических формул.

Расчетной областью в разработанной модели является поперечный разрез печи, имеющей многослойную обмуровку, и свободный объем воздуха, окружающего печь. Рассмотрены процессы теплопроводности в обмуровке печи, турбулентного движения воздуха в окружающей среде, конвективного и радиационного теплообмена на наружной поверхности обмуровки. При моделировании учитывались особенности аэродинамики цеха, в котором стоит печь. В результате исследования получены значения плотностей радиационного и конвективного тепловых потоков и температуры в каждой точке наружной поверхности обмуровки печи, рассчитаны коэффициенты теплоотдачи. Сформулированы рекомендации по выбору формул для расчета коэффициентов теплоотдачи.

Полученные результаты могут быть использованы для более точного определения потерь через наружные ограждения ваннных стекловаренных печей и других высокотемпературных теплотехнологических установок.

*В.В. Сухорослова, студ.; рук. П.А. Трубаев д.т.н., доц.
(БГТУ им. В.Г. Шухова, г. Белгород)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТИ УДЕЛЬНОЙ ТЕПЛОЕМКОСТИ ЦЕМЕНТНОГО КЛИНКЕРА ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ И МИНЕРАЛОГИЧЕСКОГО СОСТАВА

Портландцементный клинкер получается путем высокотемпературного обжига сырьевых смесей из природных и техногенных материалов. Он состоит из минералов – различных соединений кальция, имеющих сложное строение. Кроме того на состав и свойства клинкера оказывают существенное влияние условия обжига. Удельная тепло-

емкость клинкера используется при тепловых и теплотехнических расчетах цементных печей. Теплота клинкера, выходящего из печи, составляет около 20% от энергии топлива, затрачиваемого на обжиг. В настоящее время в качестве удельной теплоемкости цементного клинкера используются усредненные данные, зависящие от температуры, но не зависящие от состава (рис. 1). Вместе с тем теплоемкость минералов, входящих в клинкер, значительно отличается (рис. 1).

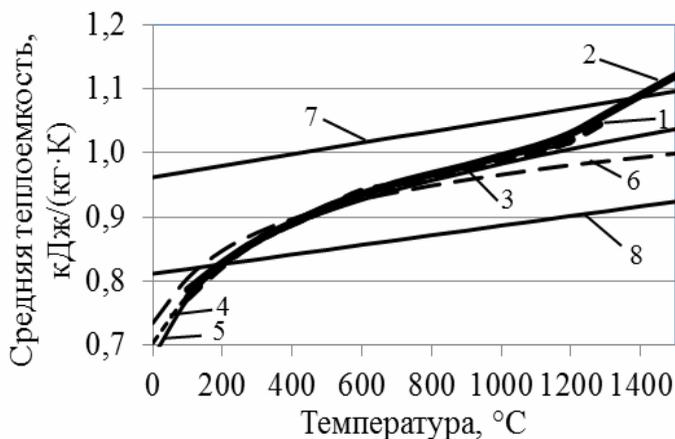


Рис. 1. Теплоемкость цементного клинкера и клинкерных минералов:
1 – клинкер [1]; 2 – клинкер [2]; 3 – C₃S; 4 – C₂S; 5 – CS;
6 – C₃A; 7 – C₂F; 8 – C₄AF [3]

Целью работы является экспериментальное определение теплоемкости цементного клинкера различного состава, полученного в лабораторных условиях и сравнение экспериментальных данных с расчетными, полученными аддитивным способом с использованием теплоемкости отдельных клинкерных минералов, приведенных в литературных источниках.

Для изучения теплопроводности цементного клинкера использовался клинкер, приготовленный в лабораторных условиях из заводского сырья ОАО «Вольскцемент» и ОАО «Осколцемент». Для исследования разработан план эксперимента «состав-свойство». План предусматривал варьирование трех основных параметров – содержания в клинкере алита, белита и промежуточной фазы в пределах, характерных для цементного клинкера, в том числе низкоосновного. В соответствии с методами планирования эксперимента на усеченном симплексе использовался ненасыщенный симплекс-решетчатый план

Шеффе, содержащий семь точек и дополненный центральной точкой. Также были получены два клинкера, соответствующие низкоосновному и обычному порتلандцементу. Одна серия смесей изготавливалась из заводского сырья ОАО «Вольскцемент», другая – из сырья ОАО «Осколцемент», предоставленных предприятиями. Смесей приготавливались и обжигались на базе лаборатории № 1 испытательного центра «БГТУ-сервис», оборудование которой сертифицировано по европейскому стандарту EN-196-1. Для сырьевых смесей и полученного клинкера в заводской лаборатории был произведен химический анализ для определения их фактического состава.

Данные о химическом составе полученного клинкера в табл. 1. Для определения минералогического состава исследуемых гранул был проведен рентгенофазовый анализ. Все клинкера имели стандартный фазовый состав, на рентгенограмме имелись пики, соответствующие C_3S , C_2S , C_3A и C_4AF . Содержание $CaO_{св}$ находилось в пределах нормы, пики CaO на рентгенограмме отсутствовали. Признаков начала гидратации клинкеров не обнаружено, так как на рентгенограмме отсутствуют пики, соответствующие гидросиликатам кальция и $Ca(OH)_2$.

Полученный лабораторный клинкер (табл. 1) исследовался в установке термического анализа NETZSCH STA 449 C/4/G Jupiter. Диапазон температур измерения – 100...1000°C. Обработка результатов заключалась в определении вида зависимости теплоемкости от температуры и состава и оценке коэффициентов уравнений.

По полученным данным для каждого клинкера было подобрано уравнение следующего вида:

$$C_{p_{исп}} = a + b \cdot T + \frac{c}{T^2} \quad (1)$$

где a , b и c – коэффициенты, подобранные методом усреднения опытных данных (табл. 2).

Сравнение теоретических и экспериментальных значений произведено с использованием средней теплоемкости, для которой в литературе приведены уравнения для различных химических соединений.

Таблица 1. Состав исследованных клинкеров

Наименование	Минералогический состав, %				Модульные характеристики		
	C ₃ S	C ₂ S	C ₃ A	C ₄ AF	КН	n	p
Клинкер КН=0,7	9,8	66,5	7,0	12,2	0,70	2,78	1,30
Клинкер КН=0,9	55,7	23,6	5,7	13,7	0,90	1,08	2,50
Клинкер № 0	55,1	22,0	7,7	11,2	0,89	2,48	1,42
Клинкер № 1	68,5	10,4	7,8	9,0	0,94	2,77	1,64
Клинкер № 2	55,1	23,9	9,1	7,7	0,88	3,00	2,00
Клинкер № 3	68,5	9,2	5,6	12,9	0,95	2,34	1,13
Клинкер № 4	55,1	22,0	6,3	12,2	0,89	2,48	1,23
Клинкер № 5	36,5	40,6	8,1	10,4	0,80	2,75	1,53
Клинкер № 6	54,9	20,5	3,7	16,3	0,89	2,12	0,90
Клинкер № 7	36,5	38,9	5,5	14,5	0,81	2,34	1,07

Значение средней теплоёмкости по литературным данным определялось аддитивным методом с использованием уравнений теплоёмкости для клинкерных минералов и их массового процентного содержания. Экспериментальная средняя теплоёмкость цементных клинкеров получена путем интегрирования уравнения (1) истинной теплоёмкости:

$$C_{p\text{ cp}} = \frac{1}{t} \cdot \int_{273}^T C_{p\text{ ист}} dT ; \quad (2)$$

После всех преобразований уравнение средней экспериментальной теплоёмкости будет иметь вид:

$$C_{p\text{ cp}} = \frac{1}{t} \cdot (k + aT + \frac{1}{2}bT^2 - \frac{c}{T}); \quad (3)$$

где k – коэффициент: $k = -a \cdot 273 - 37264,5 \cdot b + \frac{c}{273}$

Таблица 2. Коэффициенты усредненной истинной теплоёмкости:

Наименование	Коэффициенты		
	a	b	c
Клинкер КН=0,7	0,800	0,038	-1,300
Клинкер КН=0,9	0,9553	0,0263	-3,740
Клинкер № 0	1,059	0,018	-3,305
Клинкер № 1	0,920	0,017	0,00002
Клинкер № 2	0,970	0,018	-3,380
Клинкер № 3	1,075	0,012	-1,687
Клинкер № 4	1,053	0,0116	-2,464
Клинкер № 5	1,126	0,0022	-3,430
Клинкер № 6	0,892	0,02244	-1,130
Клинкер № 7	1,030	0,0027	-2,146

Таблица 3. Характеристики вариации удельной теплоемкости

Наименование	Среднее отклонение экспериментальных данных от литературных	Изменение средней теплоёмкости при увеличении температуры от 0°С до 1000°С	Отклонения удельной теплоемкости от базовой точки (клинкер № 0) при температуре 100 и 1000°С
Клинкер КН=0,7	4%	37,5%	-4% и 0%
Клинкер КН=0,9	-2%	71,5%	-5% и -15%
Клинкер № 0	10%	48,8%	-
Клинкер № 1	12%	8,0%	-5% и 23%
Клинкер № 2	-2%	57,2%	-8% и -12%
Клинкер № 3	16%	21,3%	1% и 20%
Клинкер № 4	10%	32,1%	-3% и 7%
Клинкер № 5	7%	39,8%	-5% и 0%
Клинкер № 6	7%	23,9%	-6% и 8%
Клинкер № 7	5%	24,0%	-10% и 4%
Среднее (модуль отклонения)	8%	36,4%	5% и 9%

Таким образом данные, полученные по литературным источником и на основании экспериментальных замеров показывают зависимость удельной теплоёмкости от температуры и состава клинкера. При увеличении температуры от 0 до 1000°С теплоёмкость клинкера увеличивается на величину от 8 до 72%. Для клинкеров разного состава различия в значения теплоёмкости достигают 20%. Таким образом в теплотехнических расчетах необходимо учитывать зависимость удельной теплоёмкости не только от температуры, но и от состава.

Библиографический список

1. Kurt E. Peray Cement Manufacturer's Handbook / Kurt E. Peray. – N. Y.: Chemical Published Co., Inc. – 1979.
2. Дешко Ю. И. Наладка и теплотехнические испытания вращающихся печей на цементных заводах / Ю. И. Дешко, М. Б. Креймер, Т. А. Огаркова. – М.: Стройиздат, 1962. – 244 с.
3. Бабушкин В. И. Термодинамика силикатов / В. И. Бабушкин, Г. М. Матвеев, О. П. Мчедлов-Петросян. – М.: Стройиздат, 1986. – 408 с.

А.И. Папченков¹, инженер-исследователь.

Э.Д. Матасов², студ.;

рук. В.А. Мунц¹, д.т.н., проф.

(¹УрФУ, г. Екатеринбург; ²ИГЭУ, г. Иваново)

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ГАЗОВ НА ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩИЕ СПОСОБНОСТИ ТЕРМОСИФОНОВ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ АГРЕГАТОВ

Замкнутым двухфазным термосифоном (далее – термосифон) называется устройство, состоящее из герметичного корпуса, внутри которого находится промежуточный теплоноситель, осуществляющий перенос тепла от нагреваемой части корпуса к охлаждаемой, вследствие циркуляции, возникающей под действием естественных сил гравитации.

Как следует из определения, термосифон по принципу действия относится к рекуперативным теплообменникам с промежуточным теплоносителем. Основным отличием его от систем такого рода является передача теплового потока от «источника» к «стоку» без дополнительных энергозатрат на циркуляцию промежуточного теплоносителя. Энерготехнологические агрегаты (далее – ЭТА) конструкции, в которых применяются термосифоны в качестве поверхностей нагрева, способны вырабатывать насыщенный пар в диапазоне давлений от 8 до 15 кгс/см² и, как правило, имеют несколько контуров естественной циркуляцией, барабан-сепаратор, оборудованный сепарационным устройством, системами очистки поверхностей нагрева и др.

К основным преимуществам конструкции термосифонов следует отнести: высокую эффективность теплопереноса, компактность, бесшумность в работе, надежность (в случае выхода из строя нет необходимости останавливать технологический процесс), удобства в эксплуатации.

За последние 15 лет накоплен богатый практический опыт эксплуатации ЭТА с термосифонами, позволяющий выявить ряд причин, по которым происходит выход из строя термосифонов. Однако имеющийся опыт нуждается в серьезной систематизации и анализе. Особое место среди причин выхода из строя термосифонов занимают проявление «кризисных» явлений, связанных с тепло- гидравлическими характеристиками термосифонов [1-4], которые, в свою очередь, могут быть вызваны как превышением предельной теплопередающей спо-

способности термосифонов, так и особенностями эксплуатации и прочими начальными условиями.

Данная работа направлена на исследование зависимости теплового потока, передаваемого термосифонами от температуры технологических газов, а также на определение предельных теплопередающих способностей замкнутых двухфазных термосифонов ЭТА.

Термосифоны исследуемых котлов-утилизаторов расположены вертикально и сформированы в блоки по десять штук. На Рис. 1 изображен общий вид термосифона. Материал, используемый для изготовления термосифонов, – сталь 10. В качестве теплоносителя используется вода.

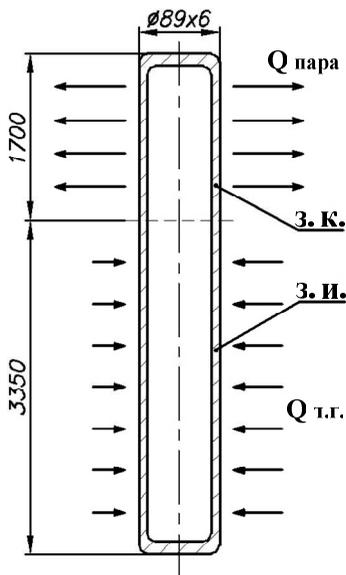


Рис. 1. Общий вид термосифона:
з. к. – зона конденсации; з. и. – зона
испарения; Q т.г. – тепло, передаваемое
от технологических газов термосифону;
Q пара – тепло, получаемое от термоси-
фона пароводяной смесью контура есте-
ственной циркуляции; размеры – в мм.

В период заполнения термосифонов через верхнее доньшко были установлены приварные защитные гильзы, через которые с помощью термопар типа дТПЛ 035-010 измерялась температура внутри полости термосифона в зависимости от тепловых нагрузок. При номинальной нагрузке ее значение варьировалось в пределах от 220 °С до 242 °С.

Таким же образом было установлено устройство для измерения температуры по высоте полости термосифона. В ходе эксперимента было выявлено наличие распределенного перепада температуры в пределах 6-8 °С по высоте термосифона при кипении теплоносителя на его «горячем» конце и конденсации на «холодном».

Описанное явление обусловлено падением давления при движении пара вдоль стекающего конденсата и соответствующему этому давлению температуры [5]. Данное явление будет более подробно рассмотрено в последующих публикациях.

Путем зачеканки термопар в приварную бобышку были проведены измерения температур стенок труб термосифонов и охладителя термосифонов.

Таким образом, в ходе проведения промышленного эксперимента уточнены фактические параметры работы термосифонов.

Для расчета среднего коэффициента теплоотдачи при конденсации была использована формула:

$$\bar{\alpha}_l = \alpha_{л} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_v. \quad (1)$$

Где ε_v - поправка, учитывающая волновое движение пленки; ε_t - поправка, учитывающая переменность физических параметров с температурой, а $\alpha_{л}$ - коэффициент теплоотдачи при кипении, рассчитанный по формуле Нуссельта:

$$\alpha_{л} = 0,943 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho_{жс}^2 \cdot \lambda_{жс}^3}{\mu_{жс} \cdot \Delta t \cdot l_k}}. \quad (2)$$

Формула (1) позволяет определить коэффициент теплоотдачи в условиях конденсации чистого пара (при отсутствии неконденсируемых газов).

Затем определялось термическое сопротивление каждого элемента в рассмотренной схеме передачи тепла между двумя движущимися средами с учетом значений температур, полученных из эксперимента.

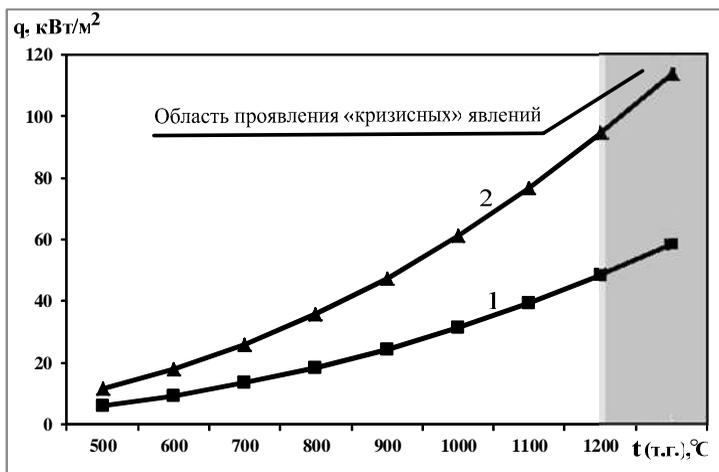


Рис. 2. Зависимость удельных тепловых потоков испарителя и конденсатора термосифона от температуры технологических газов:

1 – $q_{исп.}$; 2 – $q_{конд.}$

На рис. 2 приведена полученная зависимость удельного теплового потока (q , кВт/м²) испарительного и конденсационного участков термосифона при изменении температуры отходящих технологических газов. Практика показывает, что уже при температуре технологических

газов свыше 1200 °С трубы термосифонов начинают деформироваться и разрушаться. Эта область обозначена на рис. 2, как область проявления «кризисных» явлений.

Таким образом, на данном этапе работ определены:

1. предельный тепловой поток, передаваемый испарительной и конденсационной частями термосифонов;
2. диапазон допустимых значений температур технологических газов для безопасной и безаварийной эксплуатации термосифонов.

В рамках проводимой работы также разрабатывается перечень рекомендаций по безаварийной эксплуатации термосифонов, разработаны устройства для удаления неконденсируемых газов из полости термосифона, а также ряд других мероприятий, направленных на повышение энергоэффективности действующих ЭТА с термосифонами. Реализация данных мероприятий позволит сместить области проявления «кризисных» явлений в сторону больших температур.

Библиографический список

1. **Безродный М.К.**, Файнзильберг С.Н., Белойван А.И. Исследование кризиса теплопереноса в замкнутых двухфазных термосифонах. – Изв. Вузов. Чер. Metallургия, 1976. № 9, с.161-165.
2. **Безродный М.К.** О верхней границе максимальной теплопередающей способности испарительных термосифонов. – Теплоэнергетика, 1977, № 3, с.75-77.
3. **Балунов Б.Ф.** Теплогидравлические процессы в тепловой трубе с центральной циркуляционной вставкой при низком давлении / Б.Ф. Балунов, А.А. Белов, В.И. Ильин и др.// Теплофизика высоких температур (ТВТ). – 2008. – Т. 46. – с. 1-8
4. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика. **Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О.** – 2-ое издание, дополненное и переработанное. – Киев: Факт, 2005. – 704 с.
5. **Новохацкий Е.М.**, Горовой А.М. Внутреннее термическое сопротивление термосифона. – Изв. Вузов. Энергетика, 1978. № 5, с. 87-92.

*Р.А.Киселёв, студ.; А.Б.Трояновский, соискатель;
рук. Е.Г.Авдюнин, д.т.н., проф. (ИГЭУ, г.Иваново)*

АНАЛИЗ РАБОТЫ КОТЛА КВ-ГМ-50 ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТОПЛИВА ИЗ ДРЕВЕСНЫХ ОТХОДОВ

Проведен анализ условий работы энергетических установок (водогрейного котла КВ-ГМ-50) с целью оптимизации режима его работы. Тепловой расчет проводился с использованием программного продукта «ТРАКТ» [1,2]. Использование расчетной модели позволяет анали-

зировать и оптимизировать работу котлоагрегатов при переменных режимах работы.

Система теплоснабжения может быть представлена в виде единой системы, состоящей из двух и более последовательно взаимосвязанных циркуляционных колец. Принимая, что порядковый номер колец возрастает от источника теплоты к потребителю, в качестве первого циркуляционного кольца ($k=1$) рассматривается совокупность газоходов котельной установки (её дымовой тракт); оно замыкается на окружающую среду и обеспечивает нагрев продуктами сгорания теплоносителя (воды) при его движении по трубам водяного тракта котла. Соответственно, трубы водяного тракта котла представляют собой начало второго циркуляционного кольца ($k=2$).

При заданной мощности котла ($Q=\text{const}$) можно отметить следующее. Рост значения перепада температуры Δt_1 (энтальпии ΔI_1) продуктов сгорания ведет к снижению их расхода G_1 и, соответственно, к снижению текущих затрат $C_{\text{э}1}$, обусловленных расходом $V_{\text{э}1}$ электрической энергии на их перемещение по дымовому тракту котла. Кроме того, снижение расхода G_1 продуктов сгорания в котле ведет к снижению расходов топлива $V_{\text{т}}$ и воздуха $V_{\text{в}}$ и, соответственно, к уменьшению текущих затрат $C_{\text{э}11}$, $C_{\text{э}12}$, C_{11} , обусловленных расходами $V_{\text{э}11}$ и $V_{\text{э}12}$ электрической энергии на подачу топлива и воздуха в топку котла, а также расходом $V_{\text{т}}$ топлива. Однако, при этом растет площадь F_1 поверхности труб водяного тракта котла, т.е. растет металлоемкость котла и при этом увеличиваются инвестиции I_1 .

С ростом скорости v_1 движения продуктов сгорания уменьшается площадь f_{11} живых сечений каналов, образующих дымовой тракт котла, и, соответственно, снижается его материалоемкость, а, следовательно, уменьшаются и инвестиции. Однако, при этом увеличиваются текущие затраты $C_{\text{э}1}$, обусловленные расходом $V_{\text{ж}}$ электрической энергии на перемещение продуктов сгорания по дымовому тракту котла.

Расчетный анализ проводился для рабочего диапазона теплопроизводительности котла при ступенчатом снижении его относительной тепловой нагрузки от номинальной (100%) до минимально допустимой.

При нагрузках $Q/Q_{\text{н}} \leq 0,6$, когда снижается интенсивность образования топливно-воздушной смеси и снижается температурный уровень в зоне горения, ухудшение полноты сгорания топлива в расчетах учитывается повышением тепловых потерь q_3 и q_4 .

В целях совершенства смесеобразования для снижения топочных потерь при нагрузках $Q/Q_n \leq 0,8$ предусматривается увеличение коэффициента избытка воздуха α''_T .

Потеря теплоты от наружного охлаждения котла при пониженных нагрузках, %, определяется из выражения:

$$q_5 = q_5^H \cdot \frac{Q_n}{Q},$$

где q_5^H и Q_n – характеристики, принимаемые из расчета котла на номинальную нагрузку (базовый вариант).

Исходные условия для выполнения расчетного анализа и его результаты записывают в табл.1.

В условиях четырех заданных режимов необходимо изменение исходных данных программы расчета в строках 204001, 204002, 205001, 206002, 207003.

В строке 204001 величину заданного расхода топлива ВЗ предварительно принимают пропорционально теплопроизводительности котла. В ходе расчета величина ВЗ корректируется, чтобы температура воды на входе в котел поддерживалась на постоянном уровне (65-70°C).

Таблица 1. Исходные условия и результаты вариантных расчетов котла КВ-ГМ-50

Наименование	Обозначение	Размерность	Режимы			
			1	2	3	4
Относительная нагрузка	$Q/Q_{ном}$	–	1,0	0,8	0,6	0,4
Теплопроизводительность	Q	Гкал/ч	50	40	30	20
Температура воды на входе в котел	$t'_{к}$	°C	70	70	70	70
Температура воды на выходе из котла	$t''_{к}$	°C				

Строится график изменения КПД котла η_k в зависимости от теплопроизводительности Q.

По максимальному значению КПД η_k^{max} определяется экономическая теплопроизводительность котла, соответствующая его оптимальной нагрузке. Расход топлива, соответствующий экономической теплопроизводительности котла, м³/ч:

$$B_{ЭК} = \frac{Q_{ЭК} \cdot 100}{Q_p^p \cdot \eta_k^{max}},$$

где Q_p^p – располагаемая теплота топлива, ккал/ч.

Энергетическая (топливная) характеристика представляет зависимость расхода топлива от теплопроизводительности котла. Ее принято

выражать в двухлинейном виде с точкой перелома, соответствующей экономической нагрузке котла (рис. 1):

$$B = B_{xx} + b_1 \cdot Q + (b_2 - b_1) \cdot (Q - Q_{\text{эк}}),$$

где B_{xx} – расход топлива на "холостой ход" энергоустановки при $Q = 0$; b_1 и b_2 – относительные приросты расхода топлива.

Значения относительных приростов расхода топлива можно определить по формулам:

$$b_1 = \frac{B_{\text{эк}} - 1,05 \cdot B_4}{Q_{\text{эк}} - Q_4}; \quad b_2 = \frac{B_1 - B_{\text{эк}}}{Q_1 - Q_{\text{эк}}};$$

где B_1, B_4, Q_1, Q_4 – соответственно расходы топлива и теплопроизводительности котла при первом и четвертом режимах, т/ч.

Расход топлива на холостой ход энергоустановки, т/ч:

$$B_{xx} = 1,05 \cdot B_4 - b_1 \cdot Q_4.$$

После расчета значений b_1, b_2 и B_{xx} получают итоговую формулу энергетической характеристики и строят график.

По результатам вариантных расчетов изображаются графики, показывающие изменение температуры уходящих газов ϑ_{yx} , температуры газов на выходе из топочной камеры $\vartheta''_т$, коэффициента избытка воздуха в уходящих газах α_{yx} в зависимости от значений Q .

Расчеты проводились для водогрейного котла КВ-ГМ 50. Минимальное значение КПД котла (брутто) с уменьшением теплопроизводительности от 52.9 до 19.7 Гкал/час при низких температурах наружного воздуха (-20 до -40°C) возрастает в пределах от 90.5 до 92.14%, что соответствует зависимости

$$\eta_{\text{к}}^{\text{мин}} = 90.45 + 0.153(52.9 - Q_{\text{к}})^{0.69}$$

максимальное абсолютное отклонение расчетных данных от результатов математической обработки не превышает 0.2%.

Соответственно при снижении нагрузки температура уходящих газов уменьшается до 91°C, а температура на выходе из топки – до 784°C, что допустимо по условиям нормальной эксплуатации водогрейного котла. При теплоте сгорания природного газа 10170 Ккал/м³ с увеличением производительности в указанных ранее пределах расход топлива возрастает от 2076 до 5645 м³/ч и аппроксимируется зависимостью

$$V_{\text{г}} = 5645 - 122.4(52.9 - Q_{\text{к}})^{0.96}$$

максимальное относительное отклонение расчетных данных от результатов математической обработки не превышает 1.7%.

Для конкретных условий работы отопительной котельной, в зависимости от количества установленных агрегатов, с учетом температу-

ры наружного воздуха, котлы могут нести нагрузки, отличные от заданных в настоящей работе.

При постоянно повышающейся стоимости топлива практический и экономический интерес представляет изменение КПД котла (брутто) и расхода топлива в зависимости от температуры наружного воздуха при неизменной теплопроизводительности. Расчеты проводились при $Q = 52.9$ Гкал/час и температуре воздуха от 0 до -40°C . В результате исследований были получены следующие данные (см. табл.2)

Таблица 2. Результаты исследований

Наименование характеристики	Котел КВ-ГМ-50		
Температура наружного воздуха $^{\circ}\text{C}$	0	-20	-40
КПД котла (брутто) %	92	91.5	90.5
Расход газа, $\text{м}^3/\text{ч}$	5543	5601	5645

Обобщающие зависимости для КПД котла и удельного расхода топлива имеют следующий вид

$$z_k = 90.45 + 0.0321(t_{\text{нар}} + 40)^{1.05} + 0.153(52.9 - Q_k)^{0.69}$$

$$b_r = 8201 - 3.91(t_{\text{нар}} + 40) - 177.8(52.9 - Q_k)^{0.96}$$

Как установлено, для котла КВ-ГМ-50 удельный расход условного топлива зависит от температуры наружного воздуха и теплопроизводительности агрегата. При $t_{\text{нар}} = -40^{\circ}\text{C}$, $b_r = 153-156$ кг.т/Гкал, а при $t_{\text{нар}} = 0^{\circ}\text{C}$, соответственно 148-152 кг.т/Гкал.

В результате решения задачи получены численные зависимости и разработан аналитический аппарат, которые позволят обеспечить определение оптимальных параметров состояния технологических параметров водогрейных котлов. В качестве критерия оптимальности при решении задачи может быть принят минимум полных затрат на реализацию процесса нагрева воды.

Библиографический список

1. **Носков**, Александр Иванович. Руководство для пользователей «Справочные материалы по программе ТРАКТ» / А. И. Носков; ЗИО. – Подольск, 1984. – 40 с.
2. **Гудзюк**, Валентин Леонидович. Методические указания по теме «Тепловой поверочный расчет паровых котлов на ЭВМ ЕС» / В. Л. Гудзюк, А. С. Ривкин, Б. Л. Шельгин; Федеральное агентство по образованию, ГОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В. И. Ленина», Кафедра тепловых электрических станций. – Иваново, 1989. – 36 с.

*Р.А.Соловьев, соискатель, рук. Е.Г.Авдюнин, д.т.н., профессор
(ИГЭУ, г.Иваново)*

ТЕПЛООБМЕН В СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЯХ ПРИ ТЕРМИЧЕСКОМ ВОЗДЕЙСТВИИ

Ограждающие конструкции поглощают лишь часть той тепловой энергии, которая выделяется внутри помещения в результате горения горючих материалов. Исходя из этого очевидного факта, можно написать следующую формулу для суммарного теплового потока в ограждения:

$$Q_W = \varphi Q_{\text{пож}}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{пож}} = \eta \psi Q_{\text{Н}}^{\text{Р}}$ – выделяющаяся в пламенной зоне в единицу времени тепловая энергия (скорость тепловыделения), Вт; φ – коэффициент, представляющий собой долю поглощенного тепла от выделившегося (коэффициент теплопоглощения); Q_W – суммарный тепловой поток в ограждения (стены, потолок, пол), Вт, т. е.

$$Q_W = Q_{\text{ст}} + Q_{\text{пот}} + Q_{\text{пол}}. \quad (2)$$

Исследования показали, что доля поглощенного тепла, т. е. коэффициент φ , не является «универсальной» константой». Значение этого коэффициента зависит от большого числа параметров (размеров помещения, количества горючего материала, свойств ограждений и др.) и, кроме того, изменяется во времени по мере развития пожара.

Для того чтобы установить вид этой функции, необходимо знать зависимость от времени развития пожара теплового потока Q_W и скорости тепловыделения $Q_{\text{пож}}$. Эти зависимости можно установить, обращаясь к теории теплообмена и горения.

Экспериментальные исследования разных пожаров и их различных стадий развития показали, что доля поглощенного конструкциями тепла от выделяемого может составлять от 0,2 до 0,75.

При приближенных оценках используют допущения о постоянстве величины φ . Такое допущение приемлемо, если рассматривается достаточно малый интервал времени развития пожара. Например, в рекомендациях принималось, что $\varphi = 0,6$.

Методы расчета тепловых потоков в ограждающие конструкции можно разделить на две группы – эмпирические и полуэмпирические.

При пожаре имеет место сложный радиационно-конвективный теплообмен на поверхностях ограждений. Полуэмпирические формулы получены с помощью теории пограничного слоя. Для развитой стадии пожара они были получены доктором технических наук И. С. Молчад-

ским методом, который основывается на использовании интегральных уравнений пограничного слоя. Формулы для расчета средних коэффициентов теплоотдачи имеют следующий вид:

для вертикальных поверхностей высотой H :

$$\alpha_{\text{ст}} = 0,2 \frac{\lambda}{H} (\text{GrPr})^{\frac{1}{3}} \left[\frac{\text{Pr}^{\frac{2}{3}}}{2,14(1+N) + \text{Pr}^{\frac{2}{3}}} \right]^{\frac{1}{3}} (1+N); \quad (1)$$

для горизонтальных поверхностей (потолок, пол):

$$\alpha_{\text{пот}} = 1,4 \frac{\lambda}{r^*} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \sqrt{\text{Re}} + 13,3 \frac{\delta_0 T_w^3}{\text{Bu}}; \quad (2)$$

$$\alpha_{\text{пол}} = 0,7 \alpha_{\text{ст}}, \quad (3)$$

где T_w – температура поверхности ограждения; Gr – число Грасгофа; Pr – число Прандтля; N – аналог числа Кирпичева, характеризующего соотношение радиационного и кондуктивного тепловых потоков; Bu – аналог числа Бугера; Re – число Рейнольдса; λ – коэффициент теплопроводности; δ_0 – характерный размер.

Для того, чтобы определить с помощью формул (1–3) тепловой поток в ограждающую конструкцию, необходимо знать температуру поверхности ограждающей конструкции T_w .

Температуру T_w можно определить путем решения дифференциального уравнения теплопроводности. Температура поверхности T_w зависит не только от условий теплоотдачи, но и от толщины конструкции, а также от теплофизических свойств материала конструкции.

Математически задача об определении T_w формулируется так:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2};$$

начальное условие: $t = t_0$ при $\phi = 0$;

$$\left. \begin{aligned} \text{границные условия: } & t_w = t_m + \frac{\lambda}{\alpha} \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=0}; \\ & \alpha_{\text{вн}} (t_{w2} - t_{\text{атм}}) = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=\Delta}, \end{aligned} \right\}$$

где t_w – температура на внутренней поверхности ограждений, $T_w = t_w = 273$, К; t_{w2} – температура ограждений на внешней стороне; α , λ – коэффициенты температуропроводности и теплопроводности материала ограждения; $\alpha_{\text{вн}}$ – коэффициент температуропроводности с внешней поверхности; $t_{\text{атм}}$ – температура внешней среды; Δ – толщина ограждения; ϕ – время; x – координата, отсчитываемая от внутренней поверхности ограждения.

Определяем тепловой поток в это ограждение по формуле

$$Q_W = F \delta (T_m - T_W).$$

Суммарный поток тепла Q_W получают суммированием потоков во все конструкции.

Следует отметить, что температура среды в помещении заранее неизвестна. Следовательно, задача о нагревании ограждения должна решаться совместно с основной системой дифференциальных уравнений математической модели.

Эмпирические методы базируются на эмпирических формулах. Применение эмпирических формул ограничивается условиями, в которых проводились исследования теплообмена при пожаре (к этим условиям относятся вид и количество горючего материала, число и размеры проемов, свойства материала ограждений, размеры помещений и др.).

Первую группу таких формул представляют зависимости, полученные на основании результатов исследований М. П. Башкирцева:

$$Q_W = \delta_2 F [a(T_m - T_0) - b_1(T_m - T_0)^2] \exp[n(T_m - T_0)],$$

где $a = 0,8 \text{ К}^{-1}$, $b_1 = 0,000 65 \text{ К}^{-2}$, $n = 0,002 3 \text{ К}^{-1}$ (эмпирические коэффициенты); $\delta_1 = 4,07 \text{ Вт/м}^2$; $\delta_2 = 11,6 \text{ Вт/м}^2$ (коэффициенты теплообмена); F – суммарная площадь ограждений, м^2 ; T_m – средняя температура газовой среды; T_0 – начальная температура среды; Q_W – тепловой поток в ограждения, Вт .

Позднее под руководством проф. Ю. А. Кошмарова были проведены исследования пожаров в помещении объемом $V = 200 \text{ м}^3$ с ограждениями из кирпича и бетона. В опытах сжигались древесина и органическое стекло.

Вторая группа эмпирических зависимостей для расчета тепловых потоков в ограждения была получена И. С. Молчадским. Эти формулы позволяют отдельно вычислить тепловые потоки, направленные в вертикальные стены, потолок (перекрытие) и пол. Суммарный тепловой поток есть сумма потоков тепла в стены, потолок и пол, т. е.

$$Q_W = Q_{\text{ст}} + Q_{\text{пот}} + Q_{\text{пол}}$$

Значения приведенных коэффициентов теплоотдачи вычисляются по эмпирическим формулам:

$$\alpha_{\text{ст}} = 0,0159 \cdot G^{0,222}$$

$$\alpha_{\text{пот}} = \frac{0,0172 \cdot G^{0,222}}{1 - 0,127 \cdot G^5 e^{-1,6G}}$$

$$\alpha_{\text{пол}} = 0,0111 \cdot G,$$

где G – количество (масса) горючего материала, приходящегося на 1 м^2 суммарной площади поверхностей всех ограждающих конструк-

ций.

Приведенные здесь формулы были установлены на основе данных, полученных при исследовании пожаров в помещениях объемом от 60 до 200 м³ с ограждениями из бетона и кирпича. В опытах сжигалась древесина ($G = 0,8411 \text{ кг/м}^2$).

Третью группу эмпирических формул представляют зависимости тепловых потоков в стены, потолок и пол от времени:

$$Q_i = F_i q_i^* \left[37 \left(\frac{\Phi}{\Phi_{\text{кр}}} \right)^{3,6} \exp(-3,6 \left(\frac{\Phi}{\Phi_{\text{кр}}} \right)) \right],$$

где F_i – площади стен, потолка и пола соответственно, м².

Однако в первый момент времени поступление тепла в ограждения происходит главным образом за счет лучеиспускания от пламени. Поток лучистой энергии от пламени к ограждениям по мере задымления помещения постепенно уменьшается. При сильном задымлении излучение от пламени рассеивается в задымленной среде, заполняющей помещение.

Коэффициент задымления в начальные моменты времени, равен единице. При сильном задымлении, этот коэффициент равен нулю.

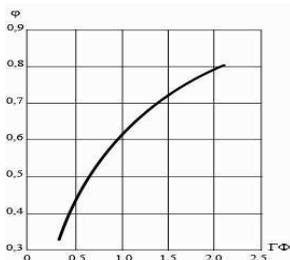


Рис 1. Зависимость среднего коэффициента теплопотерь от параметра $\Gamma \cdot \Phi$ при круговом распространении пламени.

$$\psi = 1 - \frac{T_m - T_0}{T_{\text{кр}} - T_0}$$

Из вышесказанного следует, что для расчета суммарного теплового потока в ограждения при начальной стадии пожара нужно использовать формулу

$$Q_w = Q_w^* + Q_w^{RAD} = F_w q_0 \left[a(T_m - T_0) - b_1(T_m - T_0) \right]^{\frac{4}{3}} + C e \left(\frac{T_{\text{пл}}}{100} \right) \psi F_{RAD}$$

С учетом вышеизложенного, значение коэффициента теплопотерь следует вычислять для каждого момента времени в начальной стадии пожара (т. е. при $0 < \phi < \phi_{кр}^T$) по формуле

$$\phi = (1 - \phi)^{\frac{2}{3}} \Gamma \cdot \Phi + D_{RAD}, \quad (4)$$

Решение уравнения (4) можно получить численным методом. Этим методом были рассчитаны средние коэффициенты теплопотерь для пожаров в различных по форме и размерам помещениях при круговом и линейном распространении пламени по слою твердого горючего материала (см. рис.1).

*Е.А. Гусев, студ.; рук. В.Г. Арсенов, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕСТА РАСПОЛОЖЕНИЯ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

Важным вопросом при предпроектных разработках систем воздухообеспечения промпредприятий с общим потреблением технологического энергоносителя не более 1000...1500 м³/мин и расположении воздухопотребляющих цехов в пределах промышленных площадок является вопрос о месте нахождения источников сжатого воздуха – компрессорных станций. На таких предприятиях, как правило, сооружается одна компрессорная станция.

Сооружение и эксплуатация двух и более станций на предприятиях приводит к значительному возрастанию капитальных вложений в систему воздухообеспечения и резкому повышению ежегодных затрат на её эксплуатацию.

Компрессорная станция на территории предприятия должна быть расположена по возможности вблизи самых крупных цехов – потребителей технологического энергоносителя, а также в центре нагрузок по отношению к остальным воздухопотребляющим цехам. Выполнение данных условий сделает возможным провести трассирование трубопроводной сети с минимальными аэродинамическими потерями, что позволит, в свою очередь, выбрать основное и вспомогательное оборудование с оптимальными энергетическими характеристиками.

В общем случае, место расположения компрессорной станции (центр нагрузок) на промышленной площадке предприятия определяется подобно центру тяжести системы материальных точек по формулам

$$\sum_1^n Q_i (x_i - x_c),$$

$$\sum_1^n Q_i (y_i - y_c),$$

где $Q_{\max i}$ – расчетный максимальный расход воздуха i - м цехом;

x_i, y_i – координаты центров нагрузок цехов;

x_c, y_c – искомые координаты места расположения компрессорной станции.

Графическая иллюстрация решения данной системы уравнений представлена на рисунке.

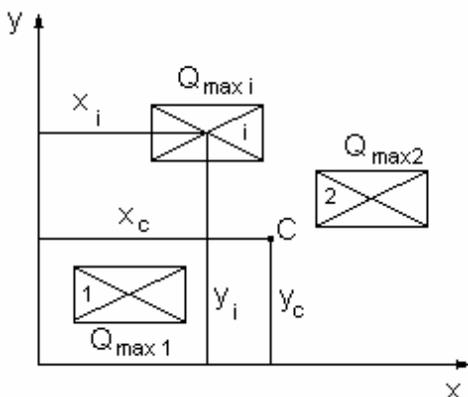


Рис. 1. Определение места расположения КС на промплощадке предприятия:
1, 2, i – цеха предприятия; $Q_{\max 1}, Q_{\max 2}, Q_{\max i}$ – расчетные максимальные расходы воздуха цехами 1, 2, i ; C – предполагаемое место расположения КС

При несоответствии места расположения компрессорной станции требованиям строительных или технологических нормативных документов, целесообразно сместить станцию к главной понижающей подстанции предприятия или к наиболее крупным коммутационным узлам. Кроме того, при размещении компрессорной станции следует учитывать уровень запыленности воздуха по территории предприятия. Воздухозаборные устройства компрессорных установок следует располагать на теневой стороне станции.

*А.В. Новиков, асп.; рук. В.К. Пыжов, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ОТДЕЛКИ ТКАНЕЙ

В настоящее время на российских текстильных предприятиях остро стоит проблема энергоресурсосбережения. Отчасти данное обстоятельство можно объяснить наличием устаревшего советского оборудования, но это не всегда верно. В качестве доказательства рассмотрим ситуацию на Тейковском хлопчатобумажном комбинате (ООО «ТТК»). В здании новой отделочной фабрики установлено современное оборудование иностранного производства (газоопальная машина «Osthoff», отбельная линия «Kusters», сушильно-ширильные машины «Terma», печатные машины «Unika»). Однако остаётся множество нерешённых проблем, связанных с работой оборудования: утечки теплоносителей (пара, воды горячего воздуха) через неплотности в изоляции оборудования, неиспользование теплоты отработавших теплоносителей (продуктов сгорания, горячей воды), отсутствие оптимальных режимов работы оборудования с целью соуращения расхода топлива (природного газа) и электроэнергии при сохранении качества выпускаемой продукции и т.д.

С целью устранения существующих недостатков автором ведётся разработка математической модели, призванной описать технологическую цепочку по отделке тканей. Причём в модель закладывается описание всех технологических процессов тепло-, массо- и влагообмена, происходящих при работе оборудования (опасливание ткани на газоопальной машине, отбелка, заваривание и промывка полотна в отбельной линии с учётом испарений влаги, конвективно-радиационная сушка полотна и его одновременным ширением, печать рисунка с последующей сушкой полотна). В качестве примера реализации данных задач можно привести математическое описание процессов тепломасообмена при конвективно-контактной сушке ткани в печатных машинах «Unika» и прямом испарении влаги с поверхности полотна.

Многокомпонентность влажных материалов обуславливает сложный характер происходящего в них теплопереноса (для рассматриваемого сушильного оборудования характерен конвективно-контактный способ сушки). Во влажных материалах на перенос тепла влияет перенос жидкости, пара и инертного газа. Поэтому для влажных тел при наличии переноса влаги закон теплопроводности можно записать в скалярной форме [1]:

$$q = -\lambda_n \frac{\partial t}{\partial x} + h_n j_n + h_{ж} j_{ж} \quad (1)$$

где q - плотность потока тепла;

λ_n - истинный коэффициент теплопроводности влажного тела,

$\partial t / \partial x$ - скалярная величина градиента температуры;

$h_n, h_{ж}$ - удельный теплосодержания (энтальпии) вещества, переносимого внутри тела в виде соответственно пара и жидкости;

$j_n, j_{ж}$ - плотности потоков пара и жидкости.

Так как в контактном слое в первый период происходит встречное раздельное перемещение жидкости и пара, то плотность потока тепла в первый период сушки в контактном слое будет равна:

$$q = -\lambda_n \frac{\partial t}{\partial x} + h_n j_n - h_{ж} j_{ж} \quad (2)$$

Энтальпия насыщенного пара определяется по формуле:

$$h_n = c_{ж} t_{ж} + r = h_{ж} + r \quad (3)$$

где $c_{ж}$ - удельная теплоёмкость жидкости (воды);

$t_{ж}$ - температура воды, равная температуре пара при кондуктивной сушке; r - удельная теплота парообразования.

После подстановки будем иметь:

$$q = -\lambda_n \frac{\partial t}{\partial x} + r j_n + h_{ж} (j_n - j_{ж}) \quad (4)$$

Величины плотностей потоков пара j_n и жидкости $j_{ж}$ в контактном слое материала в первый период можно считать приблизительно равными, тогда выражение примет вид:

$$q = -\lambda_n \frac{\partial t}{\partial x} + r j_n \quad (5)$$

Величина плотности потока пара в контактном слое материала равна:

$$j_n = -K_p \left(\frac{dp_n}{dt} \right)_{\xi} \frac{\partial t}{\partial x} \quad (6)$$

где K_p - коэффициент переноса пара в капиллярнопористом теле, кг/м (м·ч·Па).

Величина плотности потока пара в контактном слое материала равна:

$$j_n = - \left[\lambda_n + K_p r \left(\frac{dp_n}{dt} \right)_{\xi} \right] \frac{\partial t}{\partial x} \quad (7)$$

Тогда:

$$q = -\lambda_n \frac{\partial t}{\partial x} \quad (8)$$

Эквивалентный коэффициент теплопроводности λ , влажного тела (контактный слой) определяется из выражения:

$$\lambda_3 = \lambda_u + K_p r \left(\frac{dp_u}{dt} \right)_r = \lambda_u + \lambda_n \quad (9)$$

Второе слагаемое представляет собой коэффициент конвективной теплопроводности, обусловленной переносом пара через влажный материал в первый период кондуктивной сушки. Эквивалентный коэффициент теплопроводности, больший истинной теплопроводности на величину λ_n , определяет способность влажного материала проводить тепло кондукцией и конвекцией за счёт переноса пара через материал.

Основное уравнение переноса жидкости во влажных материалах в скалярной форме можно записать так:

$$j_{ж} = -a_{ж}\rho_0 \frac{\partial u}{\partial x} - a_{ж}\rho_0 \delta \frac{\partial t}{\partial x} \quad (10)$$

где $a_{ж}$ - коэффициент диффузии жидкости во влажном теле, м²/ч;

δ - относительный коэффициент термодиффузии жидкости, кг влаги/ кг сухого вещества;

ρ_0 - масса абсолютно сухого материала в единице объема влажного материала (если коэффициент объемной усадки мал, то $\rho_0 = \rho_{сух}$).

В результате преобразования уравнения получим:

$$q = -\lambda_u \frac{\partial t}{\partial x} - h_z K_p \left(\frac{dp_u}{dt} \right)_r \frac{\partial t}{\partial x} - h_z a_{ж} \rho_0 \frac{\partial u}{\partial x} - h_z a_{ж} \rho_0 \delta \frac{\partial t}{\partial x} = - \left[\lambda_u + h_z K_p \left(\frac{dp_u}{dt} \right)_r + h_z a_{ж} \rho_0 \delta \right] \frac{\partial t}{\partial x} - h_z a_{ж} \rho_0 \frac{\partial u}{\partial x} \quad (11)$$

Обобщенный закон массопереноса в скалярной форме, учитывающий перенос жидкости и пара, можно получить, воспользовавшись принципом суперпозиции:

$$j = j_{ж} + j_n = -a_{ж}\rho_0 \frac{\partial u}{\partial x} - a_{ж}\rho_0 \delta \frac{\partial t}{\partial x} - K_p \frac{\partial p}{\partial x} = -a_{ж} \left(\rho_0 \frac{\partial u}{\partial x} + \rho_0 \delta \frac{\partial t}{\partial x} + \delta_p \frac{\partial p}{\partial x} \right) \quad (12)$$

где $\delta_p = K_p / a_{ж}$ - относительный коэффициент диффузионно-фильтрационного переноса вещества.

В заключение необходимо отметить, что в разрабатываемую модель будут закладываться не только процессы из нынешней технологической цепочки, но и возможные энергосберегающие технические решения (установка теплоутилизаторов для использования теплоты удаляемых продуктов сгорания и сточных вод, реализация замкнутой схемы циркуляции теплоносителей и т.д.).

Данная модель после соответствующей доработки может использоваться и на предприятиях других отраслей промышленности.

Библиографический список

1. Жучков, П.А. Тепловые процессы в целлюлозно-бумажном производстве / П.А. Жучков – М.: Наука, 1978 – 269с.
2. Красников, В.В. Кондуктивная сушка / В.В. Красников – М.: Наука, 1973 – 288с.

*С.Е. Ястребова, студ.; рук. В.И. Субботин, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ТЕПЛОВЫЕ ПОТЕРИ В ТРУБОПРОВОДАХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

При транспортировке теплоносителя по тепловым сетям возникают потери энергии за счет охлаждения поверхности трубопроводов при контакте с окружающей средой, утечек теплоносителя, неэкономичной работы насосов при прокачке теплоносителя, неоптимального теплового и гидравлического режимов работы тепловых сетей.

Потери теплоты при её транспортировке от источника до потребителя могут составлять 15 – 20 %.

Для уменьшения потерь теплоты в окружающую среду используют различные виды тепловой изоляции.

На основании анализа нормативных документов и существующего опыта эксплуатации тепловой изоляции можно сформулировать требования к ней: изделие должно обеспечивать стабильные теплоизоляционные характеристики в течение продолжительного времени; быть устойчиво к ультрафиолетовому спектру излучения; обеспечивать достаточные прочностные характеристики; удобство транспортировки и хранения, возможность комбинирования наружного покрытия, возможность изоляции систем сложной конфигурации, простоту и доступность монтажа; возможность быстрого доступа к поврежденному участку трубы, нетоксичность и безопасность для окружающей среды, пожарную безопасность и экономическую целесообразность.

В настоящее время в качестве теплоизоляционных материалов находят применение рекомендуемые нормативными стандартами СН и П 41-02-2003, СН и П 41-03-2003 следующие материалы: минеральная вата на основе базальтовых пород или стекловолокна, армопенобетон (АПБ), пенополимерминерал (ППМ), пенополиуретан (ППУ).

Минеральная вата имеет теплопроводность, которая зависит от плотности материала ($\lambda = 0,035 - 0,04$ Вт/м·°С). Имея относительно невы-

сокую стоимость, она обладает рядом недостатков: большие габариты вследствие многослойности конструкции; срок службы от 2 до 5 лет вследствие зависимости эффективности от содержания в ней влаги; выделение пыли и волокон при повреждении покровных слоев в процессе эксплуатации теплоизолирующего материала, а также то, что при работе с материалом необходимо наличие спецодежды.

Трубы с армопенобетонной изоляцией выпускаются по ТУ 485-9-002-03984155-99. Современный армопенобетон характеризуется низкой плотностью ($200 - 250 \text{ кг/м}^3$) и теплопроводностью ($0,05 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$) при высокой прочности на сжатие (не менее $0,7 \text{ МПа}$). К преимуществам АПБ относятся его негорючесть, высокая температура применения (до $300 \text{ }^\circ\text{C}$), отсутствие коррозионного воздействия на стальные трубы и как следствие долговечность.

В 1995 г. появился усовершенствованный материал, который получил название пенополимерминерал (ППМ). Пенополимерминеральная изоляция получается за счет добавления в заливочную систему минеральных добавок. ППМ имеет интегральную структуру [1], состоящую из трех слоев: наружный – для защиты от механических повреждений и проникновения капиллярной влаги; второй теплоизоляционный слой обладает коэффициентом теплопроводности $0,041 \text{ Вт/м} \cdot \text{ }^\circ\text{C}$ и третий внутренний слой – антикоррозионный. К недостаткам ППМ изоляции следует отнести ухудшение пористости из-за минеральных добавок; недостаточную проработку поведения изоляции на подвижных опорах; из-за добавления минеральных наполнителей повышение хрупкости изоляции и, следовательно, увеличение возможности сколов.

Предварительно изолированные в заводских условиях трубы с тепловой изоляцией на основе пенополиуретана (ППУ) и защитным из полиэтилена слоем по ГОСТ 30732-2001 применяются при подземной бесканальной прокладке с температурой теплоносителя до $130 \text{ }^\circ\text{C}$. К преимуществам теплопроводов с ППУ следует отнести: низкий коэффициент теплопроводности ($\lambda = 0,032 - 0,035 \text{ Вт/м} \cdot \text{ }^\circ\text{C}$), технологичность при изготовлении и монтаже. Ограничения в применении ППУ изоляции определяются допустимой температурой применения ($130 \text{ }^\circ\text{C}$), горючестью, высокой дымообразующей способностью и токсичностью выделяемых при горении компонентов. Пенополиуретан при испытаниях по ГОСТ 30244 относится к группам Г3 и Г4, что ограничивает возможность его применения для тепловой изоляции теплопроводов тепловых сетей надземной прокладки и подземной в непроходных каналах и тоннелях.

Перспективным теплоизоляционным материалом, по нашему мнению, является вспененный каучук, производимый фирмой Флагман

под фирменной маркой K-FLEX. Теплоизоляционные материалы K-FLEX Energo подразделяются на две группы: K-FLEX Energo (температура применения до 105 °С) и K-FLES Energo plus с температурой применения до 180 °С (постоянная температура до 150 °С). Данные материалы выпускаются в двух вариантах: без покрытий и с различными видами покрытий. К преимуществам теплопроводов с K-FLEX следует отнести: низкий коэффициент теплопроводности $\lambda = 0,038$; высокое сопротивление диффузии водяного пара; низкое водопоглощение; высокую технологичность (поскольку теплоизоляция гибкая и легкая, легко изготавливаются сложные фасонные элементы); простой монтаж и демонтаж; материал безопасен в работе; не крошится, не выделяет пыли и волокон, не содержит асбеста, галогенизированных и фторированных углеводородов и формальдегидов. При испытании на горючесть по ГОСТ 30244 эти материалы относятся к группе Г1 – способны к самогашению при пожаре.

Наличие у материалов K-FLEX сертификата ISO9002 гарантирует потребителям, что все производственные процессы будут находиться в соответствии с международными стандартами, материалы получили сертификат соответствия Госстроя России. Следует также отметить, что эти изделия имеют разрешение N PPC 04-5986 Госгортехнадзора России на их использование на объектах, подконтрольных этому ведомству.

Теплоизоляционная конструкция должна обеспечивать не превышение нормативного уровня теплопотерь при различных диаметрах трубопроводов. По нормативным значениям плотности теплового потока определяется соответствующая ей необходимая толщина изоляции. Эта так называемая нормативная толщина изоляции зависит от диаметра трубопровода, типа прокладки, температуры теплоносителя, температуры окружающей среды и других факторов. Оптимальная величина изоляции может быть определена в результате технико-экономического расчёта. Например, за критерий оптимальности можно взять сумму затрат на покупку теплоизоляции, её покровного материала и издержек, связанных с потерями теплоты с поверхности трубопровода. При этом на толщину изоляции накладываются следующие ограничения: температура поверхности изолированного трубопровода, зависящего от толщины и теплопроводности изоляции, не должна превышать 45 °С в рабочих помещениях и 60 °С в проходных каналах.

Потери теплоты с поверхности трубопроводов определяются в зависимости от способа прокладки (надземная, канальная, бесканальная). Если прокладка трубопровода надземная, по эстакаде, то потери теплоты с поверхности теплоизоляции происходят за счёт конвекции

(естественной или вынужденной за счет воздействия ветра) и излучения на поверхности окружающих конструкций.

При канальной прокладке передача теплоты осуществляется конвекцией и излучением к внутренней поверхности канала и затем за счет теплопроводности – через слой грунта.

При бесканальной прокладке передача теплоты происходит за счет теплопроводности через стенку трубопровода, слой теплоизоляции и слой грунта. Средняя температура грунта берется из каталогов, при проведении ориентировочных расчетов принимается значение температуры, равное 5 °С. Тепловые потери с поверхности трубопроводов появляются при увлажнении теплоизоляции.

В инженерной практике для расчета теплопотерь используются упрощенные формулы или таблицы.

В общем случае суммарные тепловые потери $Q_{т.п}^{сум}$ складываются из линейных потерь $Q_{т.п}^{тр}$ и местных тепловых потерь $Q_{т.п}^M$:

$$Q_{т.п}^{сум} = Q_{т.п}^{тр} + Q_{т.п}^M = q_l (\ell + \sum n_{эл} \ell_{т.п}^{ЭКВ}),$$

где $\ell_{т.п}^{ЭКВ}$ – эквивалентная длина изолированного трубопровода, м, соответствующая местным тепловым потерям одного элемента определенного типоразмера при общем количестве этих элементов $n_{эл}$;

q_l – удельные тепловые потери, Вт/м.

Значения тепловых потерь тепловыми сетями через теплоизоляционные конструкции в общем виде зависят:

- от вида теплоизоляционной конструкции и примененных теплоизоляционных материалов;
- температурного режима;
- параметров окружающей среды;
- материальной характеристики тепловой сети.

Учет местных тепловых потерь может быть выражен через $k_{сум}$, величина которого зависит от вида прокладки :

$$Q_{т.п}^{сум} = q_l \cdot \ell \cdot k_{сум}.$$

Потеря тепла паропроводами через изоляцию в окружающую среду при транспорте перегретого пара приводит к снижению его температуры.

Падение температуры Δt в паропроводе при транспорте перегретого пара подсчитывается по формуле

$$\Delta t = 3,6 \frac{Q}{D_{\text{ч}} c_p},$$

где Q – потеря тепла в окружающую среду паропроводом, кВт;
 $D_{\text{ч}}$ – расчетный расход пара, т/ч;
 c_p – истинная теплоемкость перегретого пара (давление постоянное) при средних параметрах пара в паропроводе, кДж/(кг·К).

С достаточной степенью точности величину Q можно подсчитать по формуле

$$Q = 10^{-3} \cdot q_{\text{уд}} (t_{\text{ср}} - t_{\text{ок}}),$$

где $q_{\text{уд}}$ – полная удельная потеря тепла изолированным паропроводом, Вт/(м·К);

$t_{\text{ср}}$ – средняя температура пара в паропроводе, °С;

$t_{\text{ок}}$ – температура окружающего воздуха, °С; принимается равной в непроходных каналах (грунт) $t_{\text{ок}} = 0$ °С; в проходных каналах $t_{\text{ок}} = 40$ °С; при надземной прокладке принимается равной расчетной температуре для отопления $t_{\text{н.о}}$;

ℓ – длина паропровода, м.

Количество образующегося конденсата $G_{\text{кон}}$, т/ч, в паропроводах насыщенного пара подсчитывается по формуле

$$G_{\text{кон}} = 3,6 \frac{Q}{r},$$

где Q – потеря тепла в окружающую среду, кВт;

r – скрытая теплота парообразования, кДж/кг, соответствующая среднему давлению пара в паропроводе.

Полный расход насыщенного пара по паропроводу, т/ч,

$$D_{\text{пол}} = D_{\text{пот}} + G_{\text{кон}},$$

где $D_{\text{пот}}$ – количество насыщенного пара, необходимого для потребителя, т/ч.

Библиографический список

1. **СНиП 41-03-2003.** Тепловая изоляция/ Госстрой России. – М.: ГП ЦПП, 2003.
2. **СНиП 41-103-2000.** Проектирование тепловой изоляции оборудования и трубопроводов. – М.: ГУП ЦПП, 2001.- 32 с.
3. **Мишин, М.Е.** Трубы в ППМ изоляции – современный способ строительства тепловых сетей/ М.Е. Мишин// Новости теплоснабжения, 2010. № 3. –С.34-36.
4. **Абакумов, И.Б.** ППУ и ППМ изоляции. Области применения в тепловых сетях/ И.Б. Абакумов. – М.: Энергия, 1978. – 192 с.

*С.А. Банникова, инж.; рук. В.М. Захаров, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПРОБЛЕМЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В СИСТЕМЕ «КОЛЛЕКТОР – ТЕПЛОВАЯ СЕТЬ»

Настоящая статья посвящена проблеме математического моделированию процессов переноса тепловой энергии в системе «коллектор - тепловая сеть», представляющей собой совместную работу устройства для утилизации тепловых потерь теплотрасс и сети теплоснабжения. Такое устройство представляет собой винтовой спиральный коллектор, воспринимающим линейные тепловые потери от трубопроводов тепловой сети системы теплоснабжения и, сопряженный с ним, пароконпресссионный трансформатор теплоты коллектором [1, 2].

При построении математической модели теплообмена в системе «коллектор – тепловая сеть» автором был выполнен анализ основных подходов к математическому моделированию.

Тип математической модели, выбранный в соответствии с классификацией, приведенной в [3] определяет математическую модель работы устройства для утилизации тепловых потерь теплотрасс структурной, нелинейной, детерминированной.

Адекватное решение полученной математической задачи, описанной в [4], во многом зависит от выбранного метода решения и программного обеспечения, позволяющего не только упростить расчеты, но и визуализировать результаты решения математической задачи.

Для моделирования процессов теплопроводности в стенках трубопровода, тепловой изоляции и ограждающих конструкциях канала при заданных условиях теплообмена на поверхности применена программа Elcut 5.1 Professional, которая позволила получить распределение температур в теле рассматриваемых объектов. Однако при всех достоинствах данный программный продукт имеет ограниченные возможности, связанные с двумерностью выстраиваемых моделей и сложностью корректного описания процессов теплообмена на поверхности. В связи с этим, принято искать дальнейшее решение с помощью программы ANSYS 14.0.

Тем не менее, полученные результаты моделирования процессов теплопередачи в твердых элементах системы служат хорошей ориентиром для продолжения исследования с учетом подвижности газовой среды и излучения.

Необходимо отметить, что оптимальным является режим работы устройства, при котором отбор теплоты от сети осуществляется таким

образом, чтобы с одной стороны, не превышать допустимые значения теплового потока [5], а с другой стороны обеспечить отбор, необходимый для эффективной работы теплового насоса. Для этого возможен вариант размещения в канале теплотрассы теплоотражающих экранов, для исключения нежелательного влияния на процесс транспортировки теплоносителя в сети, что дополнительно потребует включить в математическую модель описание работы теплоотражающего экрана.

Построение геометрической модели произведено в модуле Ansys 14.0 Design Modeler на платформе Workbench. В данном модуле помимо формирования геометрической модели произведена и ее параметризация. Следующим этапом процесса создания численной модели явилось построение расчетной сетки в модуле Ansys Meshing, качество которой влияет на точность получаемых результатов, сходимости процесса и на время, необходимое для решения задачи. Дальнейшие действия с расчетной моделью: задание граничных условий [4], настройка параметров решателя, решение и обработка результатов производится с помощью программного комплекса Ansys Fluent.

Адекватность полученной модели необходимо проверить экспериментом. Для его проведения необходима экспериментальная установка, в состав которой, для обеспечения условий термостатирования, должна входить климатическая камера, скорое появление которой ожидается в рамках программы модернизации лабораторной базы вуза.

Библиографический список

1. **Захаров В.М., Банникова С.А., Смирнов Н.Н.** Устройство для утилизации тепловых потерь в канале теплотрассы. Патент на полезную модель № 103175, 2011 г.
2. **Захаров В.М., Банникова С.А., Банников А.В.** Устройство для утилизации тепловых потерь в канале теплотрассы. Патент на полезную модель № 116607, 2012 г.
3. **Мышкис А.Д.** Элементы теории математических моделей. Изд. 3-е, исправленное. М.: КомКнига, 2007. - 192 с.
4. **Банникова С.А., Захаров В.М.** Производство тепловой энергии при ее транспортировке в системах централизованного теплоснабжения // Инновационные проекты молодых ученых 2011 г.: сб.отчетов / Иван.гос.энерг.ун-т.т.1.- Иваново, 2012 – 172с.
5. **СНиП 41-03-2003.** Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов / Госстрой России. – М.:ГУП ЦПП, 2003. – 22 с.

*А.А. Дьяконов, студ.; А.А. Крайнева, студ.;
рук. Л.И. Тимошин к.т.н., доц. (ИГЭУ им. В.И.Ленина, г.Иваново)*

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ОБЩЕСТВЕННОГО ЗДАНИЯ ЗА СЧЕТ ЗАМЕНЫ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ, УСТАНОВКИ ОТРАЖАЮЩИХ ЭКРАНОВ И БАТАРЕЙНЫХ ТЕРМОРЕГУЛЯТОРОВ

Для примера повышения энергетической эффективности системы теплоснабжения выбрано четырехэтажное общественное здание в г. Иваново. Выбранное здание правильной формы (правильный параллелепипед), площадь его несущих стен составляет 1506,6 м², площадь светопрозрачных ограждений - 1079 м², площадь потолочного перекрытия и пола равны и составляют- 1191,16м². Толщина бетонных стен данного здания равна 700мм, их термическое сопротивление до энергосберегающих мероприятий составляет 1,2 (м²*К)/Вт. Окна в деревянных переплетах имеют термическое сопротивление 0,4 (м²*К)/Вт. Здание было построено в 70-е годы прошлого столетия и отношение площади светопрозрачных ограждений к общей площади внешних ограждений составляет около 50%. По современным же требованиям это отношение для общественных зданий не должно превышать 25%.

За счет нанесения тепловой изоляции на стены и замены окон снизился теплопотери, вследствие этого система внутреннего таплогнабжения стала не эффективной. Поэтому возникает необходимость заменить ее с позиции энергосбережения.

Модернизация внутренней системы отопления включает в себя замену морально устаревшей, однотрубной системы теплоснабжения (так как старые чугунные радиаторы пришли в негодность из-за внутренних загрязнений) на новую двухтрубную систему, с современными металлопластиковыми трубами и алюминиевыми радиаторами, установка отражающих экранов на запорные участки наружной стены и батарейных терморегуляторов.

Целью установки отражающих экранов является сокращение нерациональных потерь теплоты отопительными приборами, установленными у наружных ограждений. Для снижения тепловых потерь необходимо теплоизолировать запорные участки наружной стены материалами с низким (0,05 Вт/м*К) коэффициентом теплопроводности и высокой теплоотражательной способности.

Переход на двухтрубную систему отопления позволит нам регулировать распределение теплоносителя, что в свою очередь позволит установить батарейные терморегуляторы, и повысит эффективность системы отопления.

Установка терморегуляторов, во-первых, позволит переходить на режим дежурного отопления в ночное или нерабочее время (выходные дни). Во-вторых, позволит использовать в балансе теплоты тепловыделения от людей, оборудования и искусственного освещения.

*Е.Е. Пшеничнова, студ.; рук. Л.И. Тимошин, к.т.н, доц.
(ИГЭУ, г.Иваново)*

МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ОБЩЕСТВЕННОГО ЗДАНИЯ

Проведённые энергосберегающие мероприятия в общественном здании позволили уменьшить потери теплоты. Для дальнейшего повышения тепловой энергоэффективности необходима установка индивидуального теплового пункта на месте существующего теплового узла.

Тепловой пункт — комплекс устройств, расположенный в обособленном помещении, состоящий из элементов тепловых энергоустановок, обеспечивающих присоединение этих установок к городской тепловой сети, их работоспособность, управление режимами теплопотребления, регулирование параметров теплоносителя в зависимости от температуры наружного воздуха.

Индивидуальный тепловой пункт имеет целый ряд преимуществ. Он обеспечивает:

- Переход от зависимой системы теплоснабжения к независимой;
- Контроль и регулирование параметров теплоносителя в системе в зависимости от температуры наружного воздуха;
- Оптимальное распределение теплоносителя по системам теплоснабжения здания;
- Защита систем теплоснабжения от аварийного повышения параметров теплоносителя в магистральных тепловых сетях;
- Учет расходов теплоты;

ТП различаются по количеству и типу подключенных к ним систем теплоснабжения, индивидуальные особенности которых определяют тепловую схему и характеристики оборудования ТП, а также по типу монтажа и особенностям размещения оборудования в помещении ТП.

Для рассматриваемого общественного здания нами было принято решение установить индивидуальный тепловой пункт ГЕА Машимпэкс, предназначенный для систем отопления, горячего водоснабжения и вентиляции промышленных и жилых объектов, офисов и других помещений.

В состав теплового пункта ГЕА Машимпэкс (модульного типа) входят следующие элементы:

Теплообменные аппараты - разборные и паяные пластинчатые теплообменники собственного производства. Пластины разборных теплообменников из нержавеющей стали А316 с термо- и маслоустойчивыми уплотнениями NBR (до 150°C) и EPDM (до 170°C). КПД – 96% и выше;

Насосы (циркуляционные и подпиточные) мировых лидеров в этой области производства. При эксплуатации достигается значительная экономия электроэнергии, функционирует автоматическая электронная регулировка параметров, возможна связь с компьютерной сетью управления;

Система автоматики Siemens, включая регуливающую арматуру, регулятор перепада давления, датчики и контроллер, позволяют создать систему автоматизацию и диспетчеризацию теплового пункта любой сложности и объема;

Запорно-регулирующая аппаратура, в зависимости от назначения - с фланцевым, сварным или резьбовым исполнением, отвечает самым высоким стандартам качества и надежности;

Устройства физического умягчения жесткости воды для предотвращения образования накипи на тепловыделяющих поверхностях в системах теплоснабжения и ГВС.

Выбор сделанный в пользу данной компании основан на том, что тепловые пункты ГЕА Машимпэкс имеют целый ряд преимуществ, среди которых:

1. Высокая экономичность. Опыт эксплуатации показал, что предлагаемые тепловые пункты на 50% эффективнее, чем существующие кожухотрубные;

2. Полная автоматизация:

- не требует высококвалифицированного обслуживающего персонала;

- обеспечивает эффективное энергосбережение и комфорт в помещениях;

- позволяет проводить погодную компенсацию, устанавливать режимы работы в зависимости от времени суток, использовать режимы выходных и праздничных дней;

3. Снижение эксплуатационных затрат на 40-60%;
4. Компактность. Так при нагрузке до 2 Гкал/ч, занимаемая площадь не превышает 20-25 м²;
5. Точная наладка и выбор режимов теплоснабжения и теплопотребления приводят к снижению потерь теплоэнергии до 15%;
6. Полная монтажная готовность. На месте установки осуществляется только подключение внешних трубопроводов и электропитания;
7. Бесшумность работы;
8. Возможность установки в малогабаритных подвальных помещениях;
9. Индивидуальность.

В заключении можно сделать вывод о том, что установка индивидуального теплового пункта в зданиях, подключенных к центральным тепловым сетям, позволяет исключить повышенный расход теплоты, создать более комфортные параметры микроклимата в помещениях, осуществлять контроль эффективности использования тепловой энергии и принимать решение о возможности снижения теплопотребления. Как правило, срок окупаемости предлагаемого мероприятия не превышает трех лет.

Срок реализации мероприятия зависит от мощности и сложности теплового пункта, количества видов тепловой нагрузки и прочих параметров. Ориентировочная стоимость на внедрение мероприятия составляет 1 млн. руб. на 0,5 Гкал/ч расчетной мощности. В зависимости от выбранного варианта и специфики монтажа стоимость реализации мероприятия может отличаться.

Список литературы

1. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха: Справ. пособие, под ред Л.Д. Богуславского и В.И. Ливчака.- М.: Стройиздат, 1990.
2. Ливчак В.И., Чугункин А.А., Оленев В.А., Карасев В.Л. Эффективность пофасадного автоматического регулирования систем отопления/ Водоснабжение и сантехника, 1986, №5.
3. Локшин Л.С. Пофасадное регулирование отопления жилых зданий/ Водоснабжение и сантехника, 1983, №8.
4. Чистович С.А., Аверьянов В.К., Темпель Ю.А., Быков С.И. Автоматизированные системы теплоснабжения и отопления. Л.: Стройиздат, 1987.

*Н.А. Стакина, студ.; Ю.В. Морева, студ.; рук. Л.И. Тимошин
к.т.н., доц. (ИГЭУ им. В.И.Ленина, г.Иваново)*

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ОБЩЕСТВЕННОГО ЗДАНИЯ ЗА СЧЕТ ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ

Для примера повышения энергетической эффективности системы теплоснабжения выбрано четырехэтажное общественное здание в г. Иваново. Выбранное здание правильной формы (правильный параллелепипед), площадь его несущих стен составляет $1506,6 \text{ м}^2$, площадь светопрозрачных ограждений - 1079 м^2 , площадь потолочного перекрытия и пола равны и составляют- $1191,16 \text{ м}^2$. Толщина бетонных стен данного здания равна 700 мм , их термическое сопротивление до энергосберегающих мероприятий составляет $1,2 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$. Окна в деревянных переплетах имеют термическое сопротивление $0,4 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$. Здание было построено в 70-е годы прошлого столетия и отношение площади светопрозрачных ограждений к общей площади внешних ограждений составляет около 50%. По современным же требованиям это отношение для общественных зданий не должно превышать 25%.

В целях уменьшения теплопотерь предлагается провести следующие энергосберегающие мероприятия. Нанесение внешней теплоизоляции на стены и в качестве тепловой изоляции предлагается два наиболее распространенных теплоизоляционных материала: экструдированный пенополистирол «Технониколь», или минеральную вату «Is-over».

Экструдированный пенополистирол «Технониколь» имеет плотность $35 \text{ кг}/\text{м}^3$ и теплопроводность при $25 \text{ }^\circ\text{C}$ $\lambda=0,029 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Пенополистирол «Технониколь» – универсальный утеплитель. Экструдированный пенополистирол позволяет эффективно осуществлять теплоизоляцию самых различных объектов, конструкций и сооружений (полы, стены, фундаменты, кровли). Ему свойственны низкие показатели теплопроводности, он характеризуется химической стойкостью, высокой прочностью на сжатие, водо- и паронепроницаемостью, а также устойчивостью к образованию плесени и грибов. Кроме того, экструдированный пенополистирол относится к классу экологически чистых материалов. Эксплуатировать экструдированный пенополистирол можно в диапазоне температур от $-50 \text{ }^\circ\text{C}$ до $+75 \text{ }^\circ\text{C}$. Один из способов нанесения на фасад теплоизоляции данного типа выглядит следующим образом: пластины теплоизоляционного материала при-

клеиваются к фасаду, затем после технического перерыва в 24 часа производится дюбелирование и в качестве последнего этапа через 72 часа наносится базовый слой штукатурки, поверх которого можно наносить любое, удобное заказчику, конечное отделочное покрытие. Стоимость материала 4820 рублей за упаковку в 8 штук размером 1180x580x50 мм.

Минеральная вата «Isover» имеет плотность 35кг/м^3 и теплопроводность $0,038\text{ Вт/(м.К)}$. У этого материала так же очень широкая область применения, он экономичен в перевозке, так как сжат в упаковке в два раза, он экологически чистый, негорючий и долговечный. Плиты устанавливаются враспор между брусками обрешетки, балками или металлическими профилями, установленными с шагом 600 мм, без дополнительного крепежа. Теплоизоляцию рекомендуется укладывать в несколько слоев с разбежкой швов. Это обеспечит надежную защиту от появления «мостиков холода». Стоимость данного материала составляет 810 рублей за упаковку.

Так же для уменьшения тепловых потерь предлагаем заменить существующие окна в деревянных переплетах на пластиковые окна «Века» с термическим сопротивлением $0,83\text{ (м}^2\text{*К)/Вт}$. Они имеют 4 камеры в профиле, а сам профиль 70 мм толщиной. Эти профили делаются из высококачественного пластика, устойчивого к воздействию внешней среды; стабильная многокамерная система профиля ПВХ имеет превосходные изолирующие характеристики. Это так же позволяет уменьшить тепловые потери через светопрозрачные ограждения.

Ю.Е. Дмитриева, студ.;
рук-ли С.В. Васильев, к.т.н., доц.; А.В.Банников к.т.н., доц.;
(ИГЭУ, г. Иваново)

ПАРАМЕТРЫ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

В последние годы, всё больше актуальна тема внедрения децентрализованных источников, но это не означает отказ централизованного энергоснабжения, однако предполагает, что в ряде случаев ему имеется обоснованная альтернатива. Большим потенциалом здесь обладает процесс совместной выработки электрической и тепловой энергии - когенерация, которая помимо всего прочего дает возможность для развития экономики страны.

Для каждой из когенерационных установок есть свой набор показателей эффективности. К основным энергетическим показателям можно отнести электрический, тепловой и эксергетический КПД, ко-

эффект использования теплоты топлива. В состав экономических показателей когенерационной установки входит наличие на рынке сбыта тепловой и электрической энергии, по удовлетворяющим потребителя тарифам, удельная стоимость энергоустановки, индекс доходности, внутренняя ставка доходности, срок окупаемости, удельные эксплуатационные затраты. К техническим показателям можно отнести эксплуатационный показатель эффективности. Он включает в себя наличие современных систем автоматизации, возможность работы установки в различных условиях, её чувствительность к составу газа, стоимость сервисного обслуживания, единичную мощность, число обслуживаний в год, вид топлива, количество вырабатываемой электрической энергии. Показатель надежности характеризует работу установки до капитального ремонта, так и ремонтпригодность. Надежность работы установки зависит не только от её типа, но и от проекта, фирмы-производителя, монтажа и т.д. Экологические критерии: содержание оксидов азота, угарного газа.

В работе на основе многокритериального оценивания проведён анализ энергетической эффективности на базе когенерационных установок: паротурбинной установки, газотурбинной установки, двигателя внутреннего сгорания.

Наиболее перспективными для установки ПТУ являются существующие котельные средней и большой производительности, оснащенные паровыми котлами (или пароводогрейные котельные), с нагрузками отопления и ГВС. Внедрение когенерации на такой котельной не потребует увеличения количества котлов или их реконструкции. В результате установка электрогенерирующих мощностей на базе ПТУ имеет минимальные удельные капитальные затраты (руб/кВт), по сравнению с другими вариантами. Производство электроэнергии будет связано с незначительными затратами топлива и возможно на любом из его видов. Основным недостатком ПТУ является меньшая удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении (кВт х час/Ткал), однако производимой энергии в большинстве случаев достаточно для полного покрытия собственных нужд котельной и некоторого экспорта электроэнергии.

Внедрение газотурбинных установок на котельных требует, как правило, их более глубокой реконструкции. По своему эксплуатационному ресурсу ГТУ так же уступают ПТУ. Работа ГТУ с утилизатором теплоты на переменных режимах теплопотребления, в частности в режиме с неполной нагрузкой, приводит к увеличению потерь тепла в окружающую среду, поэтому целесообразна работа таких установок в базовом режиме, где регулирование отпуска теплоты осуществляется

прочим оборудованием. Преимуществом ГТУ является более значительная удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении по сравнению с ПТУ, при этом образуется излишек электроэнергии, который может значительно превышать собственные нужды котельной. Таким образом, использование ГТУ для когенерации электроэнергии в котельных наиболее предпочтительно для строящихся и расширяющихся водогрейных котельных.

Установки с двигателями внутреннего сгорания отличаются наиболее высокой удельной выработкой электроэнергии на базе теплового потребления на фоне высокого КПД, однако по удельным капитальным затратам ДВС уступают ПТУ, в том числе по причине их производства за рубежом. Диапазон регулирования этих агрегатов без значительного снижения КПД так же невелик, поэтому целесообразно их использование для покрытия базовых теплофикационных нагрузок. ДВС с когенерацией могут быть эффективно использованы при расширении котельных малой и средней мощности, для покрытия возросших потребностей в тепловой энергии и собственных нужд котельной в электроэнергии, а также выработки электроэнергии во внешнюю электросеть. [1]

Сравним первичные двигатели и определим, какой вид, используемый в когенерационной установке, дает её наибольшую энергоэффективность. Газопоршневые установки более эффективны по сравнению с газотурбинными и дизельными установками. На это есть ряд причин.

Во-первых, высокий электрический КПД. Наивысший электрический КПД - до 30% - у газовой турбины, и более 40% у газопоршневого двигателя достигается при работе под 100% нагрузкой. При снижении нагрузки до 50%, электрический КПД газовой турбины снижается почти в 3 раза. Для газопоршневого двигателя такое же изменение режима нагрузки практически не влияет ни на общий, ни на электрический КПД.

Во-вторых, условия размещения. Номинальный выход мощности как газопоршневого двигателя, так и газовой турбины зависит от высоты площадки над уровнем моря и температуры окружающего воздуха. При повышении температуры от -30°C до $+30^{\circ}\text{C}$ электрический КПД у газовой турбины падает на 15-20%. При температурах выше $+30^{\circ}\text{C}$, КПД газовой турбины - еще ниже. В отличие от газовой турбины газопоршневой двигатель имеет более высокий и постоянный электрический КПД во всем интервале температур и постоянный КПД, вплоть до $+25^{\circ}\text{C}$.

В-третьих, условия работы. Количество пусков: газопоршневой двигатель может запускаться и останавливаться неограниченное число

раз, что не влияет на общий моторесурс двигателя. 100 пусков газовой турбины уменьшают её ресурс на 500 часов. Время запуска: время до принятия нагрузки после старта составляет у газовой турбины 15-17 минут, у газопоршневого двигателя - 2-3 минуты.

В-четвертых, проектный срок службы, интервалы техобслуживания. Ресурс до капитального ремонта составляет у газовой турбины 20 000 - 30 000 рабочих часов, у газопоршневого двигателя этот показатель равен 60 000 рабочих часов. Стоимость капитального ремонта газовой турбины с учётом затрат на запчасти и материалы значительно выше. [2]

В настоящее время стало очевидным, что развитие систем производства электрической и тепловой энергии на базе газопоршневых двигателей работающих на природном газе или пропане, позволяют существенно снизить затраты на потребляемую энергию по сравнению с существующими монопольными тарифами, решить проблему пиковых нагрузок и недостатков централизованных систем. Удельное капиталовложение в производство электрической и тепловой энергии газопоршневыми двигателями ниже. Это преимущество газопоршневых двигателей неоспоримо для мощностей до 30 МВт, также газопоршневые электростанции имеют преимущества в надежности, ресурсе, широком диапазоне мощностных режимов. [3] При использовании мощной (от 50 МВт) автономной ТЭЦ в коммунальном хозяйстве, например, газотурбинная установка способна отдать в 1,5 раза больше бесплатной тепловой энергии, нежели поршневой агрегат аналогичной мощности. Это имеет определяющее значение при выборе типа силовых агрегатов, особенно при большом и равномерном потреблении именно тепловой энергии. Наоборот, там где тепло не требуется в больших количествах, а нужен акцент именно на производстве электрической энергии, будет экономически целесообразнее использование газопоршневых установок.

Высокая температура на выходе газотурбинных установок позволяет использовать в составе электростанции паровую турбину. Это оборудование бывает востребованным, если потребителю необходимо получить максимальное количество электрической энергии при одном и том же объеме потраченного газового топлива, и таким образом достичь высокого электрического КПД — до 59%. [4]

Библиографический список

1. Барков В.М. Когенераторные технологии: возможности и перспективы.// «ЭСКО» электронный журнал энергосервисной компании «Экологические системы».- №7.-2004.
2. Ситников.В.Выгоды когенерации.//«ЭСКО»электронный журнал энергосервис-

ной компании «Экологические системы».- №7.- 2005.

3.Перспективы внедрения когенерации [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://esco-ecosys.narod.ru/2004_1/art140.htm - Загл. с экрана.

4. Что лучше газотурбинные или газопоршневые силовые агрегаты [Электронный ресурс]. – Режим доступа:

http://www.manbw.ru/analitics/which_is_better_gas_piston_or_gas_turbine_power_units.html – Загл.с экрана.

*Е.А.Авдеева, студ.; рук. А.В.Банников доц., к.т.н.,
С.В.Васильев доц., к.т.н. (ИГЭУ, г.Иваново)*

СОВРЕМЕННЫЕ РАБОЧИЕ АГЕНТЫ В ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ТРАНСФОРМАТОРАХ ТЕПЛОТЫ

Для осуществления процессов в трансформаторах тепла применяют рабочие вещества, обладающие необходимыми термодинамическими, физико-химическими свойствами. Они могут быть однородными или являться смесью нескольких, обычно двух, веществ. В настоящее время в трансформаторах тепла применяют: холодильные агенты, газы и газовые смеси, рабочие агенты и абсорбенты, воду.

Из вышеперечисленных рабочих веществ остановимся на холодильных агентах. До начала 1930-х годов типичными хладагентами были аммиак, диоксид серы, метилхлорид и диоксид углерода. Однако ни одно из этих веществ не обладало всеми свойствами идеального хладагента. С течением времени происходили новые открытия, целью которых было доведение рабочего вещества до оптимальных свойств. Основной проблемой, с которой сталкивались открыватели, была проблема, связанная с разрушением озонового слоя[1]. На сегодняшний день существует три типа фреонов:

1.Фреоны - ХФУ хлорфторуглероды, обладающие самым высоким потенциалом истощения озона. Хладагенты этого типа включают: Фреон-11, Фреон-12, Фреон-13, Фреон-500, Фреон-502 и Фреон-503

2.Фреоны - ГХФУ гидрохлорфторуглероды, например, Хладон-22. Содержание атомов водорода в ГХФУ приводит к более короткому времени существования этих хладагентов в атмосфере по сравнению с ХФУ, в результате - меньшее влияние на истощение озонового слоя.

3.Фреоны - ГФУ гидрофторуглероды, которые вообще не содержат хлора. Они не разрушают озоновый слой и имеют короткий период жизни в атмосфере[2].

У холодильных агентов, принадлежащих к ХФУ и ГХФУ, отсутствует запах, они нетоксичны, имеют приемлемые термодинамические характеристики, у них высокая энергоэффективность, химическая и

термическая стабильность. Но молекулы хладагентов — долгожители, способные находиться в атмосфере Земли многие десятки лет. Высокая химическая и термическая стабильность с точки зрения климатологии — негативный момент [3].

Хладагенты ГФУ считаются долгосрочными альтернативными заменителями ХФУ и ГХФУ для большинства систем. Хотелось бы в этом убедиться. Для этого мы попробуем сравнить два фреона: всем известный R22, входящий в группу ГХФУ и R134a, принадлежащий к озонобезопасной группе ГФУ. Построим циклы в диаграмме i - lgP и совместим их [4]. Данные, необходимые для построения, мы возьмём из технического паспорта теплового насоса для горячего водоснабжения ТWH 200 E, установленного в Центре энергоэффективных технологий ИГЭУ (тепловой насос работает на R134a).



Рис. 1. Схема теплового насоса ТWH 200 E для горячего водоснабжения.

Ниже приведены технические характеристики данного теплового насоса.

Таблица 1. Технические характеристики теплового насоса TWH 200 E для горячего водоснабжения.

Модель теплового насоса	TWH	200 E
Емкость	л	210
Мощность теплового насоса	Вт	1700
Потребляемая мощность *	Вт	500
Мощность ТЭНа	Вт	2400
Напряжение	В	230 В, однофазное
Предохранитель	А	16
Время нагрева от 15 до 51°C	ч	5
Объем разбираемой горячей воды с темп. 40°C (холодная вода с темп. 15°C)	л	240
Расход воздуха	м3/ч	385
Располагаемое давление воздуха	Па	50
Объем хладагента R 134 A	кг	10/20
Акустическое давление	дБ (А)	1,45

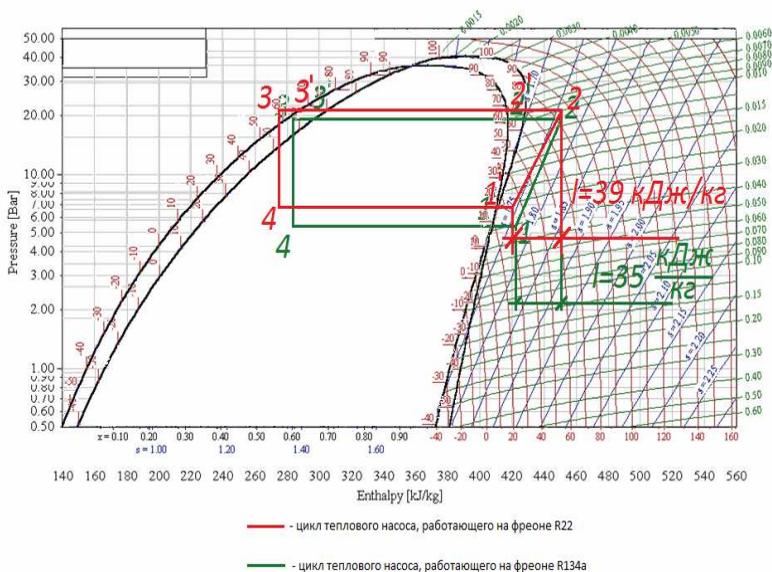


Рис. 2. Графическое изображение цикла теплового насоса для горячего водоснабжения, работающего на фреоне R22 и фреоне R134a

Из рис.2 видно, что работа сжатия теплового насоса, работающего на хладагенте R134a меньше, чем у R22 и составляет 35 кДж/кг, что говорит об менее затраченной работе. Конечно же, это хороший ре-

зультат, но нельзя судить лишь по одному показателю. Попробуем сравнить эти два рабочих агента по физическим и эксплуатационным свойствам. Составим следующую таблицу:

Таблица 2. Основные физические свойства и эксплуатационные характеристики R22 в сравнении с R134a

Показатель	R22	R134a
Средняя температура кипения при атмосферном давлении, °С	-40,8	-26,3
Критическая температура, °С	96,3	101,5
Критическое давление, МПа	4,98	4,06
Потенциал разрушения озона ODP	0,05	0
холодильный коэффициент	6,43	4,4
цена за 13,6кг в руб.	3410	9300

Из вышеприведённой таблицы, можно сделать следующие выводы:

- озонобезопасные хладагенты не наносят вреда озоновому слою;
- энергетическая эффективность озонобезопасных хладагентов приближена к озоноразрушающим;
- озонобезопасные хладагенты можно применять даже в помещениях, где сосредоточены дети (детский сад, школа, ВУЗ), а также и там, где находятся больные люди (больницы), без риска для здоровья;
- с экономической точки зрения озонобезопасный хладагент R134a дороже R22 почти в 3 раза, также недостатком озонобезопасных хладагентов является то, что дозаправка системы возможна, только при утечке не более 20-30%. В противном случае необходима полная замена хладагента в системе. В результате стоимость обслуживания увеличивается пропорционально количеству дозаправок.

Хладон R134a - идеальный хладагент для областей применения, где особое значение придается безопасности и постоянству эксплуатационных характеристик. Конечно же, с точки зрения эксплуатации, фреон R22 удобнее, чем R134a и намного дешевле. Также, чтобы перейти с озоноразрушающих на озонобезопасные хладагенты, необходимо изменять холодильную систему, что, естественно, приводит к дополнительным затратам. Именно поэтому в России фреон R22 широко используется, несмотря на то, что уже в Японии и Европе его запретили. Так как свойства эффективности фреонов R22 и R134a очень схожи, стоит лишь единственный выбор о разнице экономических затрат, которые могут привести к экологическим проблемам, связанным с разрушением озонового слоя. А выбор для себя каждый должен сделать сам.

Библиографический список

1. Миллер Т. Жизнь в окружающей среде. М., 1980
2. Назаров И.С. Рабочие агенты тепловых и холодильных установок. М.: Энергия, 2010
3. Цветков О.Б. Энергоэкологические парадигмы холодильных агентов. Ст. П.: Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий, 2006.
4. Термодинамические диаграммы i - lgP для хладагентов. М.: Ависанко, 2003.

*П.В. Королёв, студ.; рук. С.В. Васильев, к.т.н., доц.,
А.В. Банников, к.т.н., доц. (ИГЭУ г. Иваново)*

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ОТ ВОДОГРЕЙНОЙ КОТЕЛЬНОЙ

Важнейшим направлением Энергетической программы до 2020 г., принятой Правительством РФ в 2003 г., является энергосбережение в различных отраслях промышленности. Основным направлением повышения энергетической эффективности в системах теплоснабжения является модернизация всех её элементов.

В работе рассмотрена система теплоснабжения от водогрейной котельной с вариантами использования конденсационного теплоутилизатора, различных когенерационных установок на источнике.

С целью повышения экономичности таких котельных необходимо совместить процессы подогрева воды и утилизации теплоты уходящих газов. В газифицированных водогрейных котельных утилизация теплоты уходящих газов может производиться в подогревателях контактного или поверхностного типа [1, 2].

Автором рассмотрены варианты повышения энергетической эффективности источника на примере водогрейной котельной г. Пошехонье Ярославской области. Котельная оборудована водогрейными котлами REX 350. Максимальный КПД действующей системы равен 93% при температуре наружного воздуха -31°C . Установка теплоутилизатора обеспечит использование высшей теплоты сгорания топлива, что связано с реализацией конденсационного режима.

Другим вариантом повышения эффективности работы котельной является перевод её в режим когенерации путём присоединения газопоршневой или газотурбинной установки. Однако существует ряд факторов, существенно снижающий экономическую целесообразность их использования, одним из которых является низкая степень использования низкопотенциальной энергии.

Вариантом повышения энергетической эффективности когенерационных установок является технология утилизации излишков выработанного тепла на основе внедрения цикла Ренкина, используя в качестве рабочего тела низкокипящий агент (НКА) [3].

Для реализации данного мероприятия необходимо решить ряд задач, связанных с выбором низкокипящего рабочего тела, оптимальных параметров работы оборудования, определением величины максимальной электрической мощности, которую можно получить для рассматриваемой котельной. Применение низкокипящего контура позволяет достаточно простыми техническими средствами утилизировать теплоту даже в тех случаях, когда другие методы неэффективны.

При выборе НКА должны учитываться различные параметры: теплотехнические свойства, нетоксичность, озонобезопасность, иметь невысокую стоимость и лёгкость в обнаружении утечек, необходимость завершения процесса расширения в области перегретого пара, при этом обеспечивая высокий удельный перенос тепловой энергии. Исходя из вышеперечисленных факторов, наиболее подходящим рабочим телом является фреоны и их азеотропные смеси, аммиак и группа предельных углеводородов.

Например, контур, использующий в качестве рабочего тела бутан, 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 объединить с водогрейным котлом независимо от параметров котла и его тепловой мощности. Возможна также схема совместного использования технологий утилизации теплоты и когенерации [4].

Так же, в работе рассмотрена экономическая целесообразность реконструкции котельной с применением вышеперечисленных технологий.

Библиографический список

1. Бухаркин Е.Н. О технико-экономической целесообразности применения конденсационных теплоутилизаторов в водогрейных котельных // Промышленная энергетика. 1995, № 6. С. 24-27.
2. Кудинов А.А. Повышение эффективности котлов // Промышленная энергетика. 1997, № 8.
3. Репин Л.А., Тарасов Д.Н., Макеева А.В. Возможности производства электроэнергии в водогрейных котельных // Новости теплоснабжения. 2008, №9.
4. Долинский А.А., Басок Б.И., Коломейко Д.А. Эффективность когенерационных тепловых схем // Наукові праці, том 61, выпуск 48.

*В.Н. Лапшин, студ.; рук. С.В. Васильев, к.т.н., доц.(ИГЭУ),
С.М. Кулагин, к.т.н., доц.,
зам. директора ООО НТЦ «Промышленная энергетика»*

АНАЛИЗ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ И ВОДОГРЕЙНОЙ КОТЕЛЬНОЙ НА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ СТАНЦИЯХ

Анализ рынка потребителей электрической и тепловой энергии показывает, что около 30% потребителей не нуждаются в десятках и сотнях мегаватт мощности, и следовательно, не нуждаются в обязательном централизованном энергоснабжении, поэтому когенерационные установки малой мощности на базе газопоршневых двигателей-генераторов находят все более широкое применение для автономного энергоснабжения потребителей. Область применения их широка: везде, где необходимо электричество и тепло, и имеется газ, пригодный для использования в двигателях – сфера услуг, жилищно-коммунального хозяйства, промышленности, сельское хозяйство. Кроме перечисленных областей применения когенерационные установки используются на газоперекачивающих станциях (ГПС) для обеспечения собственных нужд. В результате внедрения когенерационных установок решаются проблемы обеспечения потребителей тепловой и электрической энергией без дополнительного, затратного, строительства новых линий электропередачи и теплотрасс. Приближенность источников к потребителям позволяет значительно снизить потери при передаче энергии и улучшить ее качество, что позволяет повысить коэффициент использования энергии топлива, а также повышается надежность энергоснабжения потребителей [1]. В последние годы были построены когенерационные установки или электростанции собственных нужд (ЭСН) на следующих газоперекачивающих станциях: «Торжокская», «Каменск-Шахтинская», «Микуньская», «Ивановская», «Новоарзамасская». На данных объектах для обеспечения надежности наряду с ЭСН эксплуатируются котельные. По опыту эксплуатации совместной работы ЭСН и котельных были выявлены следующие проблемы:

- пусконаладочные работы и комплексные испытания котельной и ЭСН проводились в отдельности;
- отсутствует тепловой баланс совместной работы;
- отсутствует автоматическое регулирование температуры контура отопления и ГВС при работе от ЭСН;

- проектом котельной не предусмотрена схема работы только от ЭСН;
- необходимость постоянного участия в процессе регулирования дежурного персонала;
- относительно низкая оперативность в аварийных ситуациях;
- низкая точность устанавливаемой температуры;
- отсутствие температурного графика теплоносителя при работе ЭСН;
- несоответствие температуры температурному графику системы отопления;
- повышенная инертность системы.

К решению выявленных проблем необходимо подходить индивидуально для каждого объекта. В общем случае для повышения энергетической эффективности необходимо:

- отработать технологические режимы совместной работы котельной с ЭСН;
- на основании технологических режимов разработать температурный график для ЭСН;
- разработать схему регулирования температуры в котельной и на ЭСН в автоматическом режиме.

Так, например, для ГПС «Ивановская» для решения возникших при эксплуатации проблем и повышения энергетической эффективности следует установить систему автоматического управления задвижек и линию байпаса, разработать температурный график (зависимость температуры сетевой воды, уходящей с ЭСН, от температуры наружного воздуха), установить систему автоматического управления положением затворов. Устранение данных проблем позволит сэкономить за зимние месяцы около 85000 м³ газа или 250 тыс.руб.

Библиографический список

1. Храмов С. Общие сведения о мини-ТЭЦ [Электронный ресурс] -- Режим доступа: <http://www.rosteplo.ru>, свободный.
2. Недостатки и проблемы малой энергетики [Электронный ресурс] -- Режим доступа: <http://www.cogeneration.ru>, свободный.
3. Мини-ТЭЦ [Электронный ресурс] -- Режим доступа: <http://www.4plus5.ru>, свободный.

*О.А. Макарычева, студ.;
рук-ли С.В. Васильев, к.т.н., доц.; А.В.Банников к.т.н., доц.;
(ИГЭУ, г. Иваново)*

АНАЛИЗ ПОДХОДА К РЕШЕНИЮ ПРОБЛЕМЫ СОВМЕСТНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ В КОГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВКАХ

Во многих странах мира, в рамках государственных программ по развитию энергетики и экономики в целом, приоритетным выбран такой способ генерации, как совместная выработка электрической и тепловой энергии. Обычный (традиционный) способ получения электричества и теплоты заключается в их раздельной генерации (электростанция и котельная). При этом значительная часть энергии первичного топлива не используется. Можно значительно уменьшить общее потребление топлива путем применения когенерации (совместного производства электроэнергетики и тепла).

Когенерация есть комбинированное производство электрической (или механической) и тепловой энергии из одного и того же первичного источника энергии. Произведенная механическая энергия также может использоваться для поддержания работы вспомогательного оборудования, такого как компрессоры и насосы. Тепловая энергия может использоваться для отопления.

Наибольший экономический эффект когенерации может быть, достигнут только при оптимальном использовании обоих видов энергии на месте их потребления. В этом случае бросовая энергия (тепло выхлопных газов и систем охлаждения агрегатов, приводящих в движение электрогенераторы, или излишнее давление в трубопроводах) может быть использована по прямому назначению. Для этого необходимо совместное регулирование электрической и тепловой энергии в когенерационных установках.

Одним из способов повышения эффективности когенерационных технологий и согласования суточных графиков электрической и тепловой нагрузок КУ является аккумуляция тепла. Использование тепловых аккумуляторов дает экономию капитальных затрат от снижения номинальной мощности установки, мощности дополнительных (пиковых) источников тепла, а также экономию топлива от снижения продолжительности работы пиковых установок.

Наиболее часто применяемыми методами регулирования являются регулирование по тепловой нагрузке (тепловая нагрузка - ведущая,

электрическая - ведомая) и по электрической нагрузке (электрическая нагрузка - ведущая, тепловая - ведомая). Регулирование по тепловой нагрузке реализуется по средством применения электрических аккумуляторов, внешних электрических сопротивлений, замещающих нагрузку. Регулирование по электрической нагрузке осуществляется на основе применения тепловых аккумуляторов.

С точки зрения экономического распределения затрат наиболее рациональным методом является метод отключения, или метод Генри Гинтера. Данный метод предполагает построение сетки распределения затрат между электрической и тепловой энергией. На основе этой сетки для наглядности строится график, при помощи которого уже без проведения расчетов с большой точностью можно в дальнейшем находить наиболее приемлемые уровни себестоимости.

Как известно, суммарные затраты включают издержки на производство тепловой и электрической энергий:

$$U_{\Sigma} = C_{TЭ} \cdot Q_{omn} + C_{ЭЭ} \cdot W_{omn}, \text{ руб/год.}$$

Если принять $Q_{omn} = 0$, тогда $C_{ЭЭ} = \frac{U_{\Sigma}}{W_{omn}} = \max$,

т.е. себестоимость электроэнергии будет максимальна,

в противном случае принимаем

$$W_{omn} = 0, \text{ тогда } C_{TЭ} = \frac{U_{\Sigma}}{Q_{omn}} = \max,$$

т.е. себестоимость тепловой энергии максимальна.

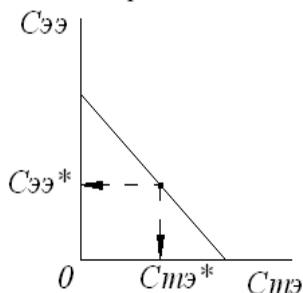


Рис.1. Треугольник Г. Гинтера

Преимущество данного метода перед используемым в настоящее время физическим методом заключается в том, что возникает возможность гибкого использования преимуществ комбинированного произ-

водства электрической и тепловой энергии на ТЭЦ. Снижение себестоимости производства тепловой энергии влияет на конечный тариф для потребителей и тем самым позволяет эффективно управлять конкурентоспособностью ТЭЦ на региональном рынке тепловой энергии.

Из вышесказанного можно сделать вывод, что такой способ получения электричества и тепла, как когенерация, является наиболее рациональным и экономически выгодным. Однако при этом необходимо решать проблему совместного регулирования тепловой и электрической энергии в когенерационных установках, используя наиболее эффективные методы.

Библиографический список

1. **Банников А.В., Банникова С.А.** Топливные элементы в системах энергообеспечения: Учеб.пособие /ГОУВГТО "Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина". - Иваново, 2010.- 1 12 с.
2. **Барков В.М.** Когенераторные технологии: возможности и перспективы.// «ЭСКО» электронный журнал энергосервисной компании «Экологические системы».- №7.-2004.
3. Когенерация // [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.rae.ru/forum2012/313/2907>
4. Новая генерация // [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.npo-st.ru/info/energy/descr-energy.html>

А.А. Гуськова, студ.;
рук-ли А.В. Банников к.т.н., доц., С.В. Васильев к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)

ПОЛУЧЕНИЕ ВОДОРОДНОГО ТОПЛИВА НА ОСНОВЕ БИОФОТОЛИЗА

Современная энергетика является топливной и более чем на 90% базируется на использовании топлив на основе природных горючих ископаемых: нефти, газа, угля, запасы которых на планете ограничены и будут, в конце концов, истощены. Это определяет, с одной стороны, необходимость энергосбережения и разработку высокоэффективных методов добычи и переработки всех доступных ископаемых топлив, а с другой — поиск новых источников энергии и получение на их основе синтетических топлив.

По мнению некоторых специалистов [3], одним из наиболее перспективных видов синтетических топлив энергетики XXI века является молекулярный водород. Кроме того, водород — не только высокоэффективное топливо, но и ценное сырье для химической промышленности.

Потенциал водорослей для использования в качестве источника энергии впервые обнаружил Ханс Гафрон, немецкий исследователь, который работал в университете Чикаго в 1930-е годы. Гафрон в 1939 г. наблюдал, что водоросли по неизвестным причинам иногда переключаются с производства кислорода на производство водорода на короткий период времени. 60 лет исследователи пытались использовать энергетический потенциал водорослей безуспешно, так как причину перехода не удавалось обнаружить.

Прорыв наступил в 1999 году, когда в университете Калифорнии в Беркли, профессор Тасиос Мелис, наряду с исследователями из Национальной Лаборатории По Возобновляемым Источникам Энергии, обнаружил, что лишение водорослей серы и кислорода позволяет производить водород длительные периоды времени. Он выявил ответственный за это поведение фермент гидрогеназу, который теряет эти функции в присутствии кислорода. Мелис сделал вывод, что серное голодание прерывает внутреннюю циркуляцию кислорода, меняя окружение гидрогеназы таким образом, что она становится способна синтезировать водород.

С. А. Марков получил патент на изобретение, которое относится к биологическим способам получения молекулярного водорода за счет энергии солнечного света [2].

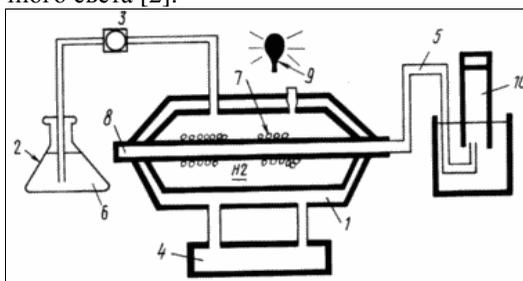


Рис.1. Типовой фотобиореактор

В состав типового биореактора, изображенного на чертеже входят следующие составные части:

- термостатируемая стеклянная колонка с полыми волокнами, соединенными вместе так, что внутреннее пространство волокон имеет общий выход (1),
- емкость для питательной среды (2),
- насос для подачи питательной среды (3),
- термостат (4),
- соединительные шланги (5).

Из таких частей готовится биореактор необходимой производительности.

Получение водорода в фотобиореакторе осуществляется следующим образом. Предварительно готовится питательная среда Алена-Арнона (6) из минеральных солей и воды. Питательная среда вводится с помощью вакуумного насоса. В фотобиореактор вносятся суспензии сине-зеленых водорослей (7), которые фиксируются на внешней поверхности полых волокон (8). С помощью насоса (3) в фотобиореактор непрерывно перекачивается питательная среда (6). При освещении (9) в условиях сниженного содержания воздуха (молекулярного азота) в питательной среде сине-зеленые водоросли выделяют водород. Важно для фотобиореактора, что присутствие в среде молекулярного азота и углекислого газа позволяет сине-зеленым водорослям расти и осуществлять свою жизнедеятельность.

Непрерывно выделяющийся водород, растворяясь в питательной среде, поступает с ней во внутреннюю часть полых волокон (8) и далее через шланг (5) в газожидкостный сепаратор (10). В последнем под нагреванием до 90°C водород отделяется от питательной среды.

Выделение водорода в фотобиореакторе в условиях сниженного количества воздуха продолжается непрерывно 5-6 месяцев со скоростью до 2 миллилитров водорода на миллиграмм сухого веса биомассы водорослей в час (приблизительно 40 кг H₂ на га в час). Фотобиореактор полностью герметичен, что позволяет вести процесс с экологически и бактериально чистой культурой.

Продолжительное по времени выделение водорода связано с тем, что необходимый для роста и жизнедеятельности сине-зеленых водорослей молекулярный азот содержится в уменьшенном количестве в питательной среде [4].

Использование альтернативного природным горючим ископаемым топлива - водорода – одно из лучших решений экологических, да и экономических проблем. Очевидное преимущество водорода – неисчерпаемые ресурсы в природе и возможность получения из возобновляемых сырьевых источников. А продукты сгорания водорода практически не содержат вредных компонентов. Биологическое производство водорода имеет ряд преимуществ по сравнению с другими способами получения водорода [1]. Оно требует небольших водоемов или простых устройств — фотобиореакторов, которые могут быть простым прозрачным баком или пластиковыми трубками. Другое преимущество биологического производства водорода — это низкие энергетические затраты, особенно при производстве из водорослей и бактерий, использующих солнечный свет как источник энергии. В настоящее время

максимальная эффективность превращения солнечной энергии в водород водорослями, описанная в литературе, была 24 % [6]. Тем не менее, это намного больше эффективности преобразования солнечной энергии в другие биологические топлива, основанные на фотосинтезе, такие как биоэтанол и биодизель (в настоящее время меньше 4 %).

Библиографический список

1. **Марков С. А.** Биоводород: возможное использование водорослей и бактерий для получения молекулярного водорода// Международный научный журнал альтернативная энергетика и экология. 2007. №1. С. 30-35.
2. Научно-технический портал [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://ntpo.com/patents_gas/gas_1/gas_45.shtml - Загл. с экрана.
3. **John Gartner** Algae: Power Plant of the Future?// Журнал «WIRED». 08.2002.
4. **Тихонов А.Н.** Трансформация энергии в хлоропластах — энергообразующих оргanelлах растительной клетки // Соросовский Образовательный Журнал. 1996. № 4. С. 24-32.
5. **Мищенко Ю.** Топливо из зеленых водорослей// Журнал «Еженедельник 2000». 2008. №10 (405).
6. **Greenbaum E.** Energetic efficiency of hydrogen photoevolution by algal water splitting// Biophysical Journal. Vol. 54. P. 365-368.

И.Г. Дворов, студ.;

рук-ли В.М. Захаров к.т.н., доц., Н.Н. Смирнов ст. препод.

(ИГЭУ, г. Иваново)

ИНФОРМАЦИОННЫЙ ПОИСК В ВОПРОСАХ ПРОМЫШЛЕННОЙ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ

Современное инженерное проектирование и научное исследование в области промышленной теплоэнергетики требует от специалистов оценки технического уровня решений, их патентоспособности, патентной чистоты и конкурентоспособности, но, в первую очередь, и проведение грамотного информационного поиска.

Основные источники информации можно условно подразделить на первичные и вторичные. Перечень основных источников информации представлен на рис.1.

Данные источники можно найти не только в муниципальных, вузовских и государственных библиотеках, но и в подразделениях, входящих в Государственную систему научно-технической информации (ГС НТИ). **ГСНТИ** представляет собой совокупность всероссийских, региональных, ведомственных и низовых органов НТИ, призванных профессионально заниматься сбором, хранением, аналитической переработкой всей имеющейся и вновь появляющейся информации. Круп-

нейшими всероссийскими органами НТИ являются ИНИОН, ВНИЦентр, ВИНТИ, ГПНТБ, ВКП, РГБ.

Основные источники информации		
Первичные		Вторичные
Опубликованные	Неопубликованные	
1. Непериодические (Книги, брошюры) 2. Периодические (журналы, газеты) 3. Нормативные документы (законы, постановления, инструкции; ГОСТы, ТУ...)	1. Научные отчеты 2. Диссертации 3. Депонированные рукописи 4. Научно-технические переводы 5. Рукописи статей 6. Публичные выступления	1. Аннотации 2. Рефераты 3. Обзоры 4. Библиографические указатели, списки литературы 5. Картотеки, каталоги

Рис.1 Основные источники информации

Данные источники можно найти не только в муниципальных, вузовских и государственных библиотеках, но и в подразделениях, входящих в Государственную систему научно-технической информации (ГС НТИ). **ГСНТИ** представляет собой совокупность всероссийских, региональных, ведомственных и низовых органов НТИ, призванных профессионально заниматься сбором, хранением, аналитической переработкой всей имеющейся и вновь появляющейся информации. Крупнейшими всероссийскими органами НТИ являются ИНИОН, ВНИЦентр, ВИНТИ, ГПНТБ, ВКП, РГБ.

Информационные технологии признаются сегодня главным ресурсом планеты, они стали фактором мировой экономики и политики. Нельзя говорить об информации, не упоминая возможности глобальной информационной сети ИНТЕРНЕТ.

Среди информационных порталов, предоставляющих актуальную информацию в области промышленной теплоэнергетики, стоит отметить такие сайты, как www.rosteplo.ru, www.abok.ru, www.novostienergetiki.ru, energsovet.ru и т.д.

Для проведения обзора существующих разработок существуют патентно-информационные ресурсы, которые используются практически на всех стадиях НИОКР, и регламентированы ГОСТом Р15.011-96 «Патентные исследования. Содержание и порядок проведения».

К патентно-информационным ресурсам относится патентно-лицензионная документация: описания изобретений к авторским свидетельствам и патентам, опубликованные заявки, а также описания полезных моделей, промышленных образцов.

Патентные исследования позволяют выявить патентную чистоту, а также патентоспособность технического устройства и/или технологии, а также сильные и слабые стороны при патентовании и их дальнейшем развитии.

Среди основных целей патентного поиска можно выделить:

- Проверка уникальности изобретения.
- Определение особенностей нового продукта.
- Определение других сфер применения нового продукта.
- Поиск изобретателей или компании, получивших патенты на изобретения в той же области.
- Поиск патентов на какой-либо продукт.
- Найти последние новинки в исследуемой области.

Проведение патентного поиска является сложной и долгой процедурой, но существуют бесплатные Интернет-ресурсы, которые могут помочь в достаточно сжатые сроки достигнуть наиболее эффективных результатов и получить точную информацию.

Одним из самых внушительных информационных ресурсов, является патентно-информационный массив Европейского патентного ведомства (ЕПВ) со свободным доступом через Интернет www.european-patent-office.org. В эту организацию входят 19 государств, а именно: Австрия, Бельгия, Великобритания, Греция, Дания, Ирландия, Испания, Италия, Кипр, Лихтенштейн, Люксембург, Монако, Нидерланды, Португалия, Финляндия, Франция, ФРГ, Швейцария, Швеция.

Всероссийский институт научной и технической информации (ВИНИТИ) предлагает платный доступ к БД (на основе реферативных журналов (РЖ)), содержащим патентную и научно-техническую информацию. Поиск возможен по библиографическим данным документов и рефератам <http://www.viniti.msk.su>.

В настоящее время наиболее эффективным и бесплатным способом проведения патентных исследований в России является просмотр патентов и изобретений в банке данных Федерального института промышленной собственности <http://www.fips.ru>. В систему включена база данных по изобретениям, полезным моделям, полным рефератам патентных документов на русском и английском языках с 1993 г.

Основные виды поиска:

- Предметный поиск – является основным и чаще всего применяемым. При этом виде поиска формулируется техническая задача (предмет поиска), выбором рубрики (рубрик) патентной классификации ограничивается тематическая область поиска, выявляются и анализируются патентные материалы, относящиеся к ней за необходимый временной промежуток.

- Именной (или фирменный) – поиск проводится в том случае, когда известны имя (имена) изобретателя (изобретателей) или названия фирм. Этот вид поиска дополняет предметный поиск.
- Нумерационный поиск – осуществляется, когда известен номер охранного документа и по его номеру требуется узнать другие данные об изобретении, полезной модели, промышленном образце.
- Поиск патентов-аналогов – проводится для выявления патентов, выданных в какой-либо стране и запатентованных затем в других странах, т.е. выявляются патенты, выданные в каждой стране патентования на одно и то же изобретение. К этому виду поиска целесообразно прибегать, если найден патент, интересующий специалиста, на редком языке (например, японском), а патенты-аналоги позволяют ознакомиться с описанием этого изобретения на других более доступных языках (например, английском).

Предмет поиска зависит от точности информационного запроса. В большинстве БД можно проводить поиск по следующим критериям:

- систематический поиск (по индексам МКИ);
- лексический поиск (по ключевым словам);
- авторский поиск (по имени автора);
- фирменный поиск (по имени заявителя);
- поиск по публикационным данным (по номеру и дате публикации);
- поиск по приоритетным данным (по номеру и дате конвенционной заявки);
- поиск по заявочным данным (по номеру и дате заявки).