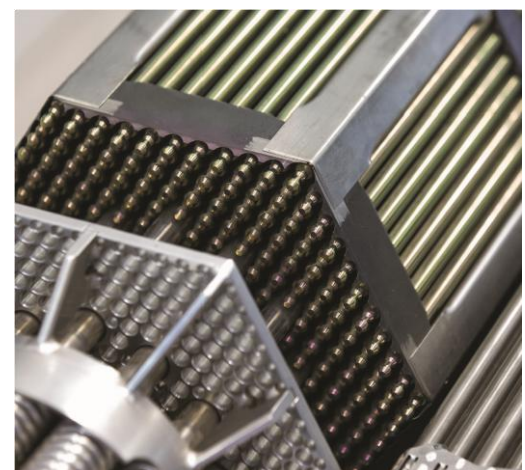
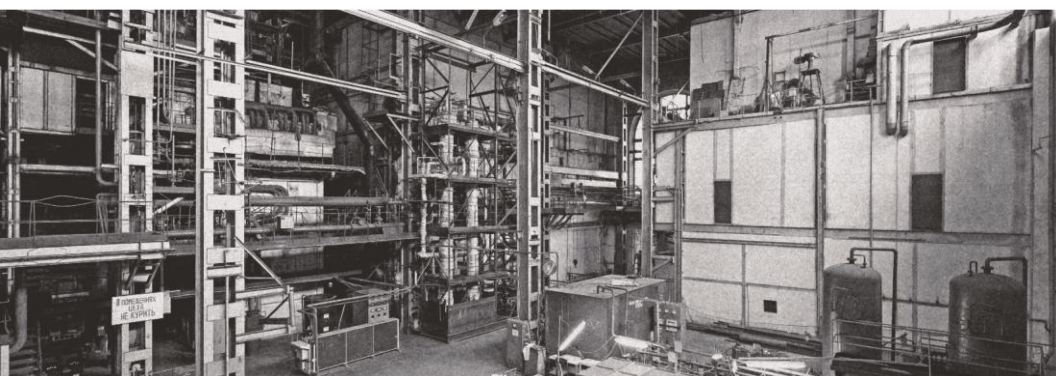




ВТИ
ВСЕРОССИЙСКИЙ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ
И Н С Т И Т У Т



ВЕСТНИК ВТИ



Развиваем энергетику с 1921 года

Москва — 2025

Акционерное общество «Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени
Теплотехнический научно-исследовательский институт»
(АО «ВТИ»)

ВЕСТНИК ВТИ

СБОРНИК СТАТЕЙ

Под научной редакцией д-ра техн. наук Е.А. Гриня

Москва

2025

УДК 621.311:620.4

ББК 31.3

В 38

В-38 Вестник ВТИ [Текст]: сборник статей / под общ. ред. д-ра техн. наук Е.А. Гриня. — М.: АО «ВТИ», 2025. — 184 с.: ил.

ISBN 978-5-905858-69-7

Сборник научных статей «Вестник АО «ВТИ» — 2025» содержит публикации по итогам научно-исследовательской деятельности Акционерного общества «Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени Теплотехнический научно-исследовательский институт» за 2025 год.

Материалы сборника освещают широкий круг актуальных вопросов: инновационные технологии и оригинальные технические решения, способствующие развитию отечественной тепловой энергетики и энергомашиностроения. Основная направленность представленных материалов — это совершенствование эксплуатации энергоустановок путём повышения их эффективности и надёжности. В ряде статей предложены подходы к оптимизации технологий сжигания нетрадиционных видов топлив с одновременным сокращением выбросов загрязняющих веществ. Природоохранная тематика, присутствующая в статьях, касается вопросов защиты атмосферы и утилизации отходов производства.

Ряд статей напрямую или косвенным образом касаются темы импортозамещения. В частности, рассмотрены вопросы обеспечения надёжного функционирования и сервиса газовых турбин зарубежного производства, а также замены импортной продукции (сварочных материалов, масел) на отечественные аналоги. Представлен опыт реализации на энергообъектах ремонтно-восстановительных технологий, позволяющих поддерживать работоспособность и продлевать срок службы длительно работающего оборудования. Подробно рассмотрены вопросы совершенствования организации и обеспечения надёжного функционирования систем теплоснабжения.

Материалы сборника адресованы работникам энергетической отрасли (научный, научно-технический и производственный сегменты). Материалы будут полезны инженерно-техническим работникам, исследователям, а также преподавателям, студентам и аспирантам образовательных организаций высшего образования и научных организаций.

ISBN 978-5-905858-69-7

© АО «ВТИ», 2025

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Киреенко В. С., Тугов А. Н., Безруков В.А.</i> Оценка времени испарения капель раствора карбамида при использовании технологии снкв в котлах для сжигания ТКО.....	5
<i>Рябов Г. А., Фоломеев О. М., Литун Д. С.</i> Исследование технологий эффективной переработки биомассы для получения тепла и электроэнергии, а также полезных продуктов с минимальным углеродным следом	19
<i>Федоров А.И., Баев Д.А., Александров В.А.</i> Работы АО «ВТИ» по исследованию причин повреждения выносных солевых отсеков барабанных котлов	28
<i>Киселева О.А., Строков А.А., Епихин А.Н., Бондарев В.В., Колчин К.И.</i> Нарботки АО «ВТИ» в области защиты воздушного бассейна от вредных выбросов тепловых электростанций.....	36
<i>Булысова Л.А., Гутник М.М, Лебедев А.В., Акилин В.А.</i> Методы подавления неустойчивости горения в малоэмиссионных камерах сгорания ГТУ	45
<i>Тарадай Д.В., Горбачев А.Н., Попов Д.М., Прохоров И.В.</i> Развитие технологии формирования защитных покрытий методом электроискрового легирования на рабочих лопатках паровых турбин	56
<i>Чаплин А.Г., Зорченко Н.В.</i> Проведение испытаний импульсных разгрузок на ТЭС и построение импульсных диаграмм паровых турбин	60
<i>Звончевский А.Г., Такташев Р.Н., Богданов А.Л. , Егоров А.Ю.</i> Результаты исследования физико-химических параметров проведения химических очисток конденсаторов электростанции с оборотной системой технического водоснабжения	69
<i>Латыпов А.М., Хрушков И.И., Садартынов Н.Б., Алмазкин Д.В.</i> О влиянии зависимых факторов на оптимальные параметры рециркуляции охлаждающей воды прямоточных ТЭС в условиях переменных ставок за водопользование	76
<i>Донников В.Е., Ондар А.Б., Капанович И.Б.</i> Методика определения удельной загрязненности топливопроводов коксом, выделяющимся из дизельного топлива при длительном термическом воздействии	84
<i>Хрушков И.И., Звончевский А.Г., Поликахин М.В.</i> Определение подачи циркуляционного насоса косвенным методом по энергетической и напорной характеристике.....	94
<i>Петрухин В.А., Додоха Р.В.</i> Опыт применения разработанной установки для очистки огнестойкого масла в системе регулирования на действующем энергообъекте	110
<i>Первушина Н.М., Аржиновская Н.В.</i> Исследования возможности применения масел отечественного производства взамен аналогичных импортных	115
<i>Калугин Р.Н.</i> Сварочные материалы для изготовления и ремонта трубных элементов из хромистых марок сталей в составе высокотемпературного оборудования электростанций	121

<i>Пшеченкова Т. П., Крейцер К. К., Шмычков П. С.</i> Исследование микроструктурных изменений металла дисков газовых турбин из сплава Inconel 718 методом реплик в процессе эксплуатации.....	127
<i>Любимов А.А.</i> Нормативная документация по оценке состояния и продлению срока службы металла основных элементов зарубежных энергетических газотурбинных установок.....	132
<i>Макарова Е.В., Сорокина Б.А.</i> Проблемы утилизации шламов водоподготовки ТЭС.....	138
<i>Желнов А.Ю., Ключников А.М., Рубан Е.М.</i> Расчет тепловых потерь через изоляцию двухтрубных сетей при прокладке в непроходном канале	143
<i>Нагдасев В.М., Щербаков А.П., Соловьев О.В.</i> Фактические характеристики систем отопления зданий.....	153
<i>Байбаков С. А., Емелин Д. А., Рамонова З. Г.</i> Оптимизация затрат на транспорта тепла с использованием эквивалентных характеристики тепловых сетей	163

ОЦЕНКА ВРЕМЕНИ ИСПАРЕНИЯ КАПЕЛЬ РАСТВОРА КАРБАМИДА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТЕХНОЛОГИИ СНКВ В КОТЛАХ ДЛЯ СЖИГАНИЯ ТКО

В статье рассматриваются теоретические основы и расчётные методы определения времени испарения капель раствора карбамида при использовании технологии селективного некаталитического восстановления (СНКВ) оксидов азота. Показано влияние диаметра капель, дисперсного состава и мольного соотношения NH_3/NO_x на эффективность снижения выбросов NO_x . Представлены зависимости для расчёта скорости витания, времени испарения и общего времени пребывания восстановителя в реакционной зоне.

Ключевые слова: форсунки, диаметр капель, скорость витания, СНКВ, карбамид, время контакта, испарение.

Введение

Селективное некаталитическое восстановление (СНКВ) является одной из ключевых технологий снижения выбросов оксидов азота (NO_x) на тепловых электростанциях, в том числе, на которых твердые коммунальные отходы (ТКО) являются основным топливом. Простота реализации, относительно низкая стоимость и отсутствие необходимости применения дорогостоящих катализаторов делают данный метод востребованным в промышленности и энергетике, особенно при сжигании ТКО. Эффективность всего процесса СНКВ существенно зависит от ряда взаимосвязанных факторов: точного соблюдения требуемого температурного диапазона, оптимального мольного соотношения реагента и NO_x , качества смешения и, что особенно важно, времени пребывания реагента в высокотемпературной зоне [1]. Это время должно быть достаточным для полного испарения капель, термического разложения карбамида до аммиака и протекания основных восстановительных реакций.

Именно последний фактор — время пребывания — играет особую роль. Слишком короткое время приводит к неполному испарению капель и снижению степени восстановления NO_x , тогда как чрезмерно длительное пребывание может вызвать образование побочных продуктов или снижение термодинамической эффективности процесса [2]. Поэтому расчёт временных характеристик движения и испарения капель является обязательным этапом при проектировании и оптимизации систем СНКВ.

Особое значение имеет и начальный размер капель. Он влияет не только на скорость их испарения, но и на траекторию движения в газовом потоке, что в конечном итоге определяет распределение реагента в объёме топочной камеры. Укрупнённые капли испаряются дольше и могут выпадать из зоны оптимальных температур, в то время как слишком мелкие — быстро испаряются, не всегда обеспечивая достаточную глубину проникновения реагента в газовый поток.

Практическая значимость выполненного исследования определяется конкретными условиями эксплуатации СНКВ на заводах для энергетической утилизации ТКО, реализуемых сейчас в Московской области. Согласно регламенту на этих заводах необходимо снизить концентрацию NO_x в дымовых газах до уровня 160 мг/м^3 . По данным эксплуатации, без использования технологии СНКВ она составляет примерно 210 мг/м^3 . Для достижения данного показателя необходимо не только обеспечить правильный выбор мольного соотношения NH_3/NO_x , но и точно рассчитать время пребывания реагента в зоне реакции.

Целью настоящей работы является **теоретическое обоснование и расчёт времени испарения капель раствора карбамида в высокотемпературной зоне котла**, а также определение зависимости между диаметром капель, временем их испарения, мольным соотношением NH_3/NO_x и степенью снижения концентрации NO_x . Полученные зависимости позволяют связать параметры распыления с практическими требованиями по сокращению выбросов — в частности, обеспечению снижения концентрации NO_x с 210 до 160 мг/м^3 .

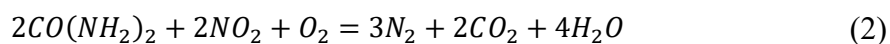
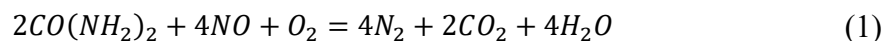
Общая характеристика процесса СНКВ

Системы СНКВ являются эффективным и экономически оправданным методом снижения выбросов оксидов азота (NO_x) в установках для термической переработки отходов и в других топочных агрегатах. Принцип метода основан на впрыске водных растворов восстановителей в зону топочной камеры с температурой порядка 850–1100 °С, где происходит химическая реакция восстановления NO_x до молекулярного азота и водяного пара.

В работе [1] показано, что использование воздуха в качестве транспортирующего агента позволяет достичь высокой степени распыла раствора восстановителя и равномерного распределения капель по сечению газохода котла, а также обосновано конкретное значение расхода воздуха, обеспечивающее оптимальный распыл. Помимо этого, в данной работе указаны ключевые факторы, влияющие на эффективность системы СНКВ, такие как:

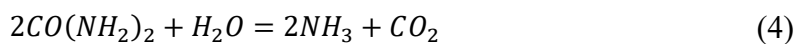
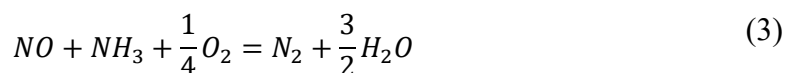
1. Конкретная температурная зона в котле;
1. Время, необходимое для полного завершения реакций восстановления;
2. Мольное соотношение NH_3 и NO_x ;
3. Качество смешения реагентов с дымовыми газами.

Одним из ключевых факторов, определяющих эффективность процесса, является **время пребывания капель восстановителя в зоне высоких температур**. Оно должно быть достаточным для полного испарения жидкости, разложения восстановителя и протекания химической реакции с NO_x [2]:



Непосредственную роль в эффективности восстановления играет мольное соотношение NH_3 и NO_x . Для повышения эффективности процесса желательно увеличивать мольное отношение NH_3/NO_x , но следует помнить, что при этом возрастает проскок аммиака, что ведет к загрязнению конвективных поверхностей нагрева. Как правило, соотношение NH_3/NO_x находится на уровне 1,1–1,5 [1].

Механизм реакций при использовании раствора карбамида достаточно сложен и может быть описан с учетом термоллиза и гидролиза. Для оценки количества реагента примем, что восстановлению оксидов азота осуществляется при взаимодействии с аммиаком, образующегося при гидролизе раствора карбамида [3]:



Из вышеуказанных реакций видно, что соотношение NH_3/NO_x напрямую оказывает влияние на количество раствора карбамида. На рисунке 1 приведена зависимость расхода 33 % раствора карбамида от мольного соотношения NH_3/NO_x для снижения концентрации NO_x с 210 мг/м^3 до 160 мг/м^3 , из которого видно, что увеличение мольного соотношения NH_3/NO_x приводит к линейному росту расхода раствора восстановителя.

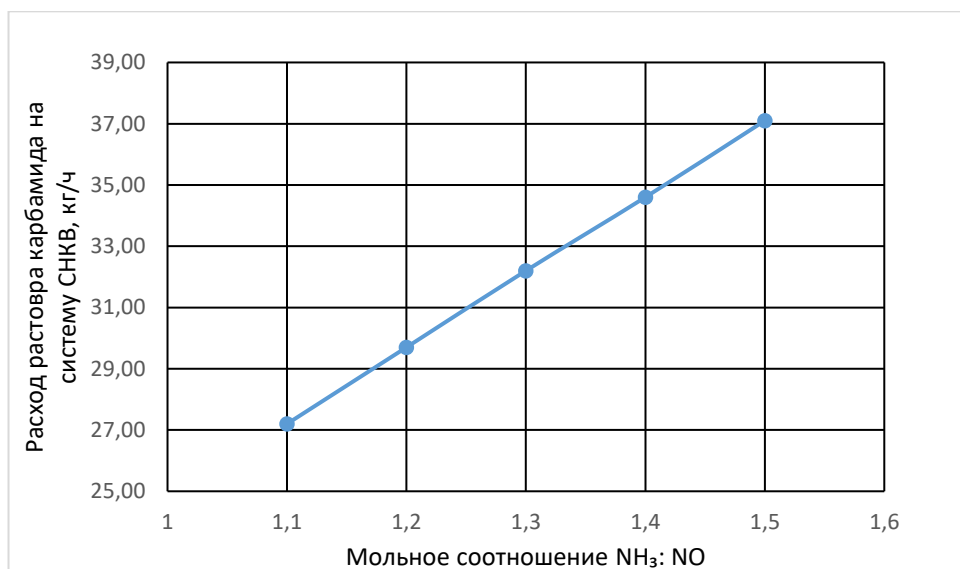


Рисунок 1. Зависимость расхода раствора карбамида от мольного соотношения NH_3/NO_x

Время пребывания капли в зоне газового потока играет ключевую роль в процессах испарения и массообмена. Оно определяется как промежуток между моментом впрыска жидкости и моментом её полного испарения либо выхода из реакционной зоны. На величину времени пребывания влияют такие факторы, как:

- начальный диаметр капли;
- относительная скорость между газом и жидкостью;
- плотность и вязкость газовой среды;
- температура газа.

Таким образом, для капли определяющими параметрами становятся её начальный диаметр, скорость витания и время полного испарения.

Теоретические основы оценки времени пребывания капель

На строящих заводах в Московской области используются пневматическое распыление восстановителя в высокотемпературную зону с помощью воздуха [1]. При пневматическом распылении основную роль играет «быстрый» поток транспортирующего газа (в нашем случае воздуха), который разбивает более медленно движущуюся жидкость на мелкие капли. Выходящий из канала газовый поток имеет большую скорость, в то время как скорость истечения жидкости сравнительно невелика. Из-за этого струя жидкости разбивается на мелкие капли. Таким образом, за счет пневматического воздействия достигается мелкодисперсное распыление. К достоинствам пневматического способа распыления относятся: возможность получения относительно мелкодисперсных капель жидкости, менее выраженная зависимость качества распыления от расхода жидкости, надежность в эксплуатации, возможность распыления относительно вязких жидкостей [1, 3].

В [4–5] исследовался расчёт медианного диаметра капель для пневматического распыли жидкости, учитывающий плотность и вязкость жидкости, скорость и плотность газа, а также массовое соотношение расходов жидкость/воздух. Формула имеет вид:

$$d_{SMD} = 0,48 * d_0 * \left(\frac{\sigma}{\rho_{air} * U_{air}^2 * d_0} \right)^{0,4} * \left(1 + \frac{G_{liq}}{G_{air}} \right)^{0,4} +$$

$$0,15 * d_0 * \left(\frac{G_{liq}^2}{\rho_{liq} * d_0 * \sigma} \right)^{0,5} * \left(1 + \frac{G_{liq}}{G_{air}} \right) \quad (5)$$

где: σ – поверхностное натяжение жидкости, Н/м; ρ_{liq} – плотность жидкости, кг/м³; G_{liq} – расход жидкости, кг/ч; ρ_{air} – плотность воздуха, кг/м³; G_{air} – расход воздуха, кг/ч; d_0 – диаметр сопла, м; U_{air} – скорость воздуха, м/с.

После их образования капли начинают двигаться в турбулентном потоке горячих дымовых газов. Они имеют значительную начальную скорость, соответствующую скорости струи, из которой они образовались [6]. Их скорость относительно транспортирующего газа быстро снижается под действием сил сопротивления и гравитации, достигая установившегося значения — скорости витания. Для описания этого движения используется уравнение баланса сил:

$$\frac{\pi * d^3}{6} * g * (\rho_{liq} - \rho_{gas}) = \xi * \frac{\rho_{gas} * u_{вит}^2}{2} * \frac{\pi * d^2}{4} \quad (6)$$

где: d – диаметр капли, м; ρ_{liq} – плотность жидкости, кг/м³; ρ_{gas} – плотность дымового газа, кг/м³; ξ – коэффициент аэродинамического сопротивления; $u_{вит}$ – скорость витания капли, м/с.

Откуда соотношение для скорости витания будет иметь вид:

$$u_{вит} = \sqrt{\frac{4 * g * d * (\rho_{liq} - \rho_{gas})}{3 * \xi * \rho_{gas}}} \quad (7)$$

Скорость витания определяются равновесием сил тяжести и сопротивлением среды. При нахождении коэффициента сопротивления важным элементом является число Рейнольдса [6]:

$$Re_0 = \frac{d * u}{\nu_{gas}} \quad (8)$$

где: d – диаметр капли, м; u – скорость капли относительно скорости потока дымовых газов, м/с; ν_{gas} – кинематическая вязкость газа, м²/с.

Коэффициент сопротивления в зависимости от числа Рейнольдса имеет следующие значения, представленные в таблице 1 [6].

Таблица 1

Зависимость коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса

Характер движения	Пределы Re	Коэффициент сопротивления
Ламинарный	<2	$\frac{24}{Re_0}$
Промежуточный	2-500	$\frac{18,6}{Re_0^{0,6}}$
Турбулентный	>500	0,44

Умножая уравнение (6) на $\frac{\rho_{gas}}{v_{gas}^2}$, приводим его к виду:

$$\xi * Re_0^2 = \frac{4}{3} * Ar \quad (9)$$

где: $Ar = \left(\frac{g * d^3}{v_{gas}^2} \right) * \left(\frac{\rho_{liq} - \rho_{gas}}{\rho_{gas}} \right)$ – критерий Архимеда, характеризующий воздействие гравитационных сил на каплю.

Критерий Архимеда в зависимости от числа Рейнольдса имеет следующие значения, представленные в табл. 2 [6].

Таблица 2

Зависимость Критерия Архимеда и числа Рейнольдса

$Re_0 < 2$	$Ar < 2$	$Re_0 = 0,0056 * Ar$
$Re_0 = 2-500$	$Ar = 36-83 * 10^3$	$Re_0 = 0,152 * Ar^{0,715}$
$Re_0 > 500$	$Ar > 83 * 10^3$	$Re_0 = 1,74 * Ar^{0,5}$

Теоретически капле требуется бесконечно много времени, чтобы достичь абсолютно постоянной (установившейся) скорости. На практике это время очень мало: скорость становится практически постоянной очень быстро после начала падения. Однако за это короткое время капля успевает пролететь большое расстояние (вплоть до нескольких метров) [6]. Поэтому в реальных условиях часто приходится рассматривать движение капли, когда её скорость еще не успела стабилизироваться (нестационарное движение). Именно для описания этого неустановившегося движения и было выведено дифференциальное уравнение равновесия сил [6]:

$$V * \rho_{liq} * \frac{d^2 z}{dt^2} = V * (\rho_{liq} - \rho_{gas}) * g - \xi * F * \frac{\rho_{gas} * u^2}{2} * \text{sing}(u) \quad (10)$$

где: V – объем капли, m^3 ; F – площадь проекции капли на плоскость, перпендикулярную к направлению ее движения, m^2 ; z – координата пути в вертикальном направлении (положительное направление сверху вниз), m .

Относительная скорость u и сила сопротивления среды направлены в противоположные стороны и могут иметь как положительные, так и отрицательные значения. Функция $\text{sing}(u) = 1$ при $u > 0$ и $\text{sing}(u) = -1$ при $u < 0$.

В топочной камере котла капли при впрыске движутся ускоренно, то есть разгоняются газом до скорости витания. Соответственно для определения скорости капли необходимо применить следующие соотношения:

$$u = u_{\text{витания}} * cth(m + \sqrt{A * B} * t_{\text{вит}}) \quad (11)$$

$$z = w * t_{\text{вит}} + \left(\frac{1}{A}\right) \ln \left(\frac{sh * (m + \sqrt{A * B} * t_{\text{вит}})}{sh(m)} \right) \quad (12)$$

$$A = \frac{3 * \xi}{4 * d} * \frac{\rho_{gas}}{\rho_{liq}} \quad (13)$$

$$B = g * \left(\frac{\rho_{liq} - \rho_{gas}}{\rho_{gas}} \right) \quad (14)$$

$$m = \frac{1}{2} * \ln \left(\frac{A * u_0 + \sqrt{A * B}}{A * u_0 - \sqrt{A * B}} \right) \quad (15)$$

где: w – скорость газового потока, м/с; u_0 – начальная относительная скорость капли, м/с; $u_{\text{витания}}$ – скорость витания, м/с; $t_{\text{вит}}$ – время витания, с; m – константа, определяющая, как быстро капля переходит от скорости u_0 к $u_{\text{витания}}$.

После того как капля попала в высокотемпературную зону котла, ей необходимо время, за которое она испарится. Испарение капель происходит по закону, описанному в [7–9]. Сама же зависимость представлена ниже:

$$d_i = d_n^2 - K * t_i \quad (16)$$

где: d_i – новый диаметр капли, м; d_n – начальный диаметр капли, м; t_i – временной интервал, с; $K = \frac{8 * \lambda_{gas}}{\rho_{liq} * r} * (T_{gas} - T_w) * (1 + 0,27 * Re^{0,5} * Sc^{0,33})$ – коэффициент испарения, который учитывает термодинамические свойства газа, такие как теплопроводность (λ_{gas}), температуру газа (T_{gas}).

Число Рейнольдса (Re) в данном случае отражает степень турбулентности и интенсивность перемешивания газа вокруг капли. При больших значениях Re усиливается конвективный тепло- и массообмен, теплоперенос к поверхности капли ускоряется, и скорость испарения возрастает. Число Шмидта (Sc) характеризует относительную роль процессов переноса количества движения (вязкость) и переноса массы (диффузия) в жидкости или газе. Полное время испарения капли определяется из соотношения (16):

$$t_{\text{vapor}} = \frac{d_n^2}{K} \quad (17)$$

Важно понимать, что данное уравнение допустимо применять при равенстве u и $u_{\text{витания}}$, так как капля будет испаряться с одинаковой скоростью, Re и Sc не оказывают на нее влияния, так как далее происходит испарение и разрешение капли. На рисунке 2 отображена взаимосвязь временных и размерных характеристик испарения одиночной капли.

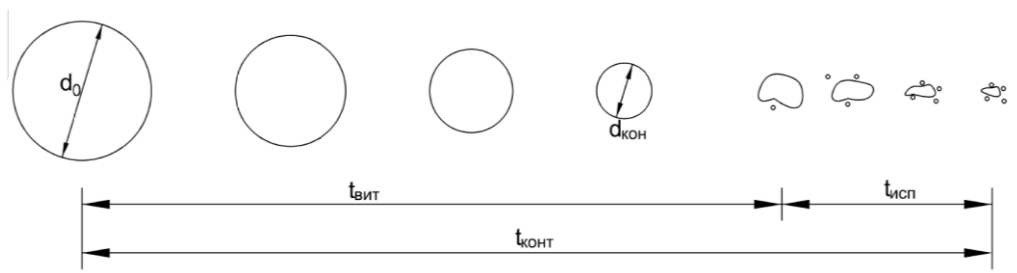


Рисунок 2. Взаимосвязь временных и размерных характеристик испарения одиночной капли:
 d_n и $d_{кон}$ – начальный и конечный диаметры соответственно

Следовательно, общее время пребывания капли в зоне реакции ($t_{конт}$) определяется суммой времени её движения до установления скорости витания ($t_{вит}$) и времени полного испарения ($t_{исп}$). Таким образом, оценка времени пребывания капли требует комплексного учёта как аэродинамических факторов, так и термодинамических свойств дымового газа. Далее рассмотрена методика расчёта времени пребывания капель восстановителя в условиях топочной камеры котла, примененного на заводах для энергетической утилизации ТКО в Московской области.

Результаты расчёта и анализ результатов

Для оценки эффективности процесса СНКВ был проведён расчёт изменения диаметра капель, времени их пребывания в зоне высоких температур и расхода раствора карбамида в зависимости от мольного соотношения NH_3/NO_x . Расчёты проводились для форсунок диаметром 3 и 5 мм со следующими допущениями:

1. Коэффициент диффузии паров жидкости в дымовом газе принимаем равным коэффициенту диффузии воды в воздухе.
2. Температура дымовых газов в ярусах (рис. 3) не изменяется после впрыска раствора карбамида. Расход карбамида принимается из [1]. Для определения температуры дымового газа после впрыска восстановителя запишем уравнение теплового баланса и выразим из него температуру газа в каждом ярусе:

$$G_{\Sigma} * c_{p_{liq}} * (T_{gas}'' - T_{liq}) + q_{liq} = G_{gas} * (T_{gas} - T_{igas}'') \quad (18)$$

где: G_{Σ} – расход карбамида суммарный, кг/ч; G_{gas} – расход газа, $nm^3/ч$; q_{liq} – теплота парообразования раствора карбамида, кДж/кг; T_{gas} – начальная температура газа, °C; T_{igas}'' – температура газа на выходе из i-го яруса, °C.

Далее из вышеуказанного соотношения определим температуру дымовых газов после каждого яруса.

Результаты представлены в таблице 3.

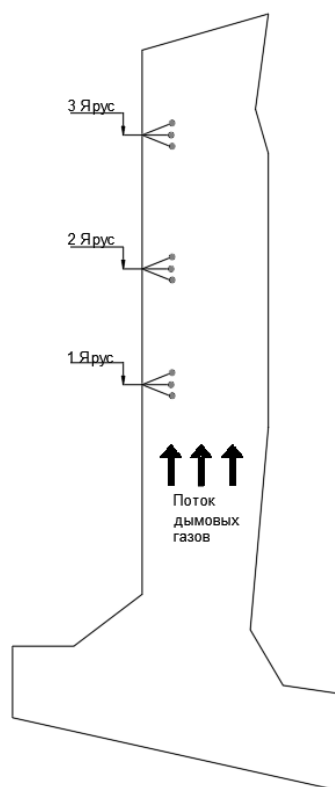


Рисунок 3. Расчётная схема для определения изменения температуры газов

Таблица 3

Температура дымовых газов после каждого яруса форсунок

Расход карбамида суммарный	G_{Σ}	кг/ч	74,1
Расход карбамида в 1 ярусе	G_1	кг/ч	24,7
Расход карбамида во 2 ярусе	G_2	кг/ч	24,7
Расход карбамида в 3 ярусе	G_3	кг/ч	24,7
Расход газа	G_{gas}	нм ³ /ч	163298
Теплота парообразования раствора карбамида	q_{liq}	кДж/кг	2250
Начальная температура газа	T_{gas}	°C	900
Температура газа на выходе из 1 яруса	T_{gas1}	°C	899,53
Температура газа на выходе из 2 яруса	T_{gas2}	°C	899,06
Температура газа на выходе из 3 яруса	T_{gas3}	°C	898,6
Погрешность	Δ	%	0,15

Исходя из вышеуказанных результатов можно принять, что температура после каждого яруса не изменится и будет равна 900 °С. Теплофизические свойства дымового газа определялись с помощью [10–11] и представлены ниже в таблице 4.

Таблица 4

Свойства дымовых газов

Параметр	Значение
Теплоемкость, кДж/кг·К	1,34
Теплопроводность, Вт/м·К	0,082
Плотность, кг/м ³	0,296
Кинематическая вязкость, м ² /с	$1,55 \cdot 10^{-4}$
Коэффициент диффузии, м ² /с	$2,25 \cdot 10^{-5}$
Температура, °С	900

Для оценки эффективности процесса СНКВ был проведён расчёт изменения диаметра капель, времени их пребывания в зоне высоких температур и расхода раствора карбамида через форсунку в зависимости от мольного соотношения NH_3/NO_x . Расчёты выполнены для условий впрыска через пневматические форсунки при использовании воздуха в качестве транспортирующего агента с постоянным расходом на систему СНКВ, равным 807 нм³/ч [1]. Данные для расчёта диаметра по соотношению (5) представлены в таблице 5, а сами расчеты в таблице 6.

Таблица 5

Исходные данные для расчёта диаметра капель

Поверхностное натяжение раствора карбамида, Н/м	0,0735	
Плотность воздуха, кг/м ³	10,384	
Плотность карбамида, кг/м ³	1093,2	
Диаметр сопла, м	0,003	0,005
Вязкость карбамида, кг/м·с	0,00157	

Таблица 6

Зависимость диаметра капель от расхода карбамида на систему СНКВ и мольного соотношения NH_3/NO_x при $d_0 = 3/5$ мм

Мольное соотношение	Диаметр капли, мкм ($d_0 = 3$ мм)	Диаметр капли, мкм ($d_0 = 5$ мм)
1,1	91,61	142,47
1,2	91,67	142,56
1,3	91,75	142,64
1,4	91,83	142,73
1,5	91,90	142,81

На основе данных таблицы 6 была построена зависимость диаметра капли от расхода раствора карбамида через форсунку (рис. 4–5).



Рисунок 4. Зависимость диаметра капли от мольного соотношения NH_3/NO_x для форсунки $d_0 = 3$ мм

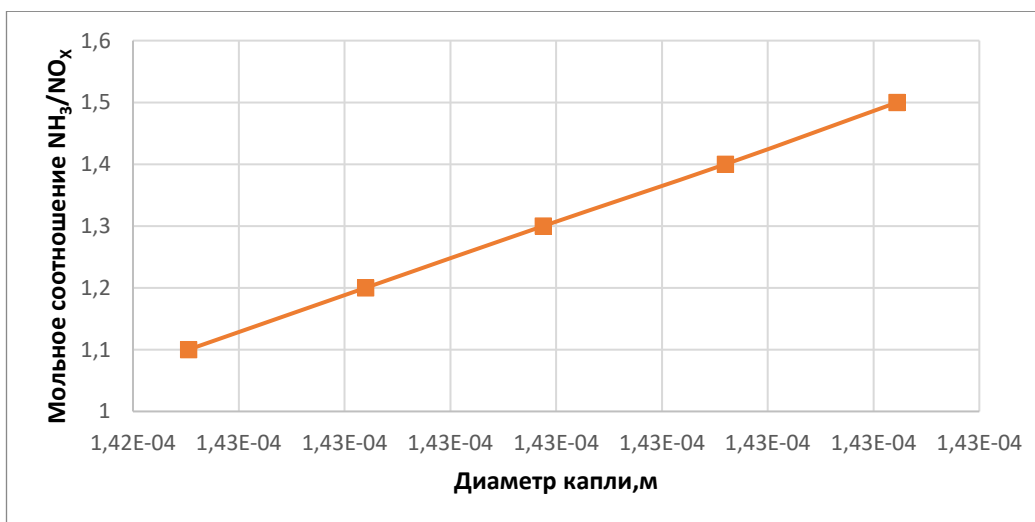


Рисунок 5. Зависимость диаметра капли от мольного соотношения NH_3/NO_x для форсунки $d_0 = 5$ мм

Как видно из данных, изменение мольного соотношения NH_3/NO_x в пределах 1,1–1,5 практически не оказывает влияния на дисперсный состав капель и продолжительность их испарения.

Ключевым параметром, определяющим характеристики капель, является расход воздуха на систему СНКВ. Именно он определяет интенсивность дробления струи жидкости в пневматических форсунках и напрямую влияет на медианный диаметр капель и, следовательно, скорость их испарения.

Расчёты выполнены для диапазона расходов воздуха 565–1050 $\text{м}^3/\text{ч}$, включая контрольную точку 807 $\text{м}^3/\text{ч}$, указанную в [1] как оптимальное значение для эксплуатации. Расход восстановителя принимается при мольном соотношении NH_3/NO_x , равном 1,5, и составляет 37,1 $\text{кг}/\text{ч}$.

Результаты расчётов сведены в таблицу 7. На рисунках 6 и 7 показана зависимость медианного диаметра капли от расхода воздуха на систему СНКВ.

Таблица 7

Зависимость медианного диаметра капель от расхода воздуха на систему СНКВ при $d_0 = 3/5$ мм

Расход воздуха на систему СНКВ, $\text{м}^3/\text{ч}$	Медианный диаметр капли, мкм ($d_0 = 3$ мм)	Медианный диаметр капли, мкм ($d_0 = 5$ мм)
564,9	122,6	191,5
645,6	110,1	171,8
807,00	92,0	143,6
968,4	79,6	124,0
1049,1	74,7	116,4

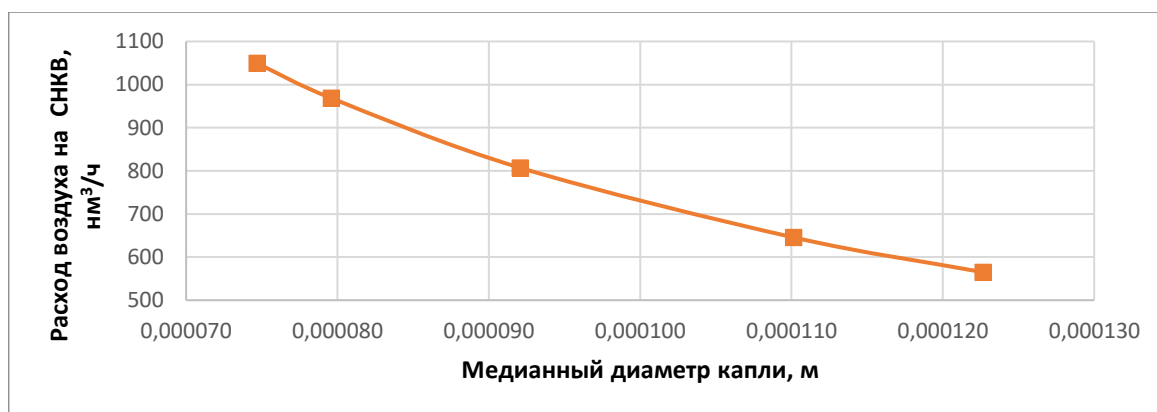


Рисунок 6. Зависимость медианного диаметра капли от расхода воздуха на систему СНКВ для форсунки $d_0 = 3$ мм

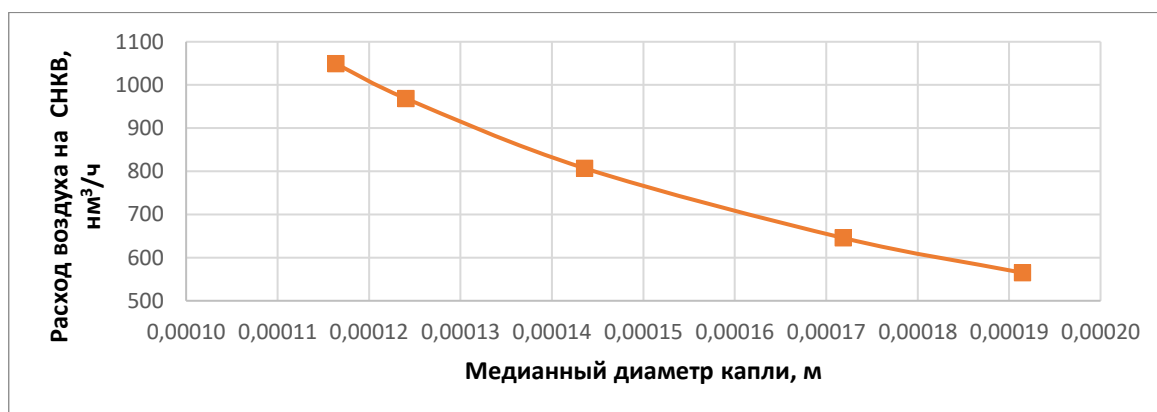


Рисунок 7. Зависимость медианного диаметра капли от расхода воздуха на систему СНКВ для форсунки $d_0 = 5$ мм

Таким образом, расхода воздуха расхода воздуха на систему СНКВ приводит к большей дисперсности распыла и уменьшению медианного диаметра капель.

Далее был выполнен расчёт времени пребывания капель в зоне высоких температур котла. Для этого использовалась модель испарения капель по закону квадрата диаметра, где

коэффициент испарения зависит от теплопроводности газа, числа Рейнольдса и числа Шмидта.

Результаты расчётов приведены в таблице 8. На рисунках 8 и 9 показана зависимость времени контакта капли с дымовыми газами от расхода воздуха на систему СНКВ для форсунок диаметром 3 и 5 мм соответственно.

Таблица 8

Зависимость времени контакта от расхода воздуха на систему СНКВ при $d_0 = 3/5$ мм

Расход воздуха на систему СНКВ, $\text{нм}^3/\text{ч}$	Время контакта, с ($d_0 = 3$ мм)	Время контакта, с ($d_0 = 5$ мм)
564,9	0,38	1,03
645,6	0,29	0,85
807,00	0,19	0,63
968,4	0,17	0,55
1049,1	0,16	0,53

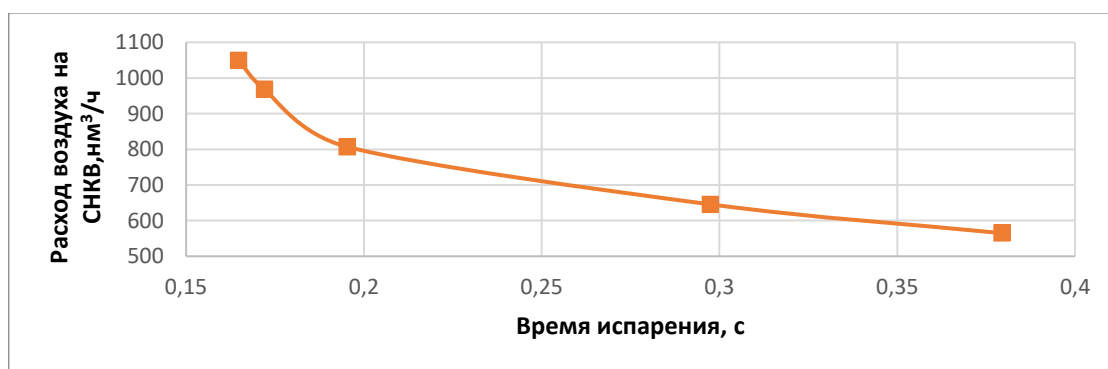


Рисунок 8. Зависимость время контакта капли с дымовыми газами от расхода воздуха на систему СНКВ для форсунки $d_0 = 3$ мм

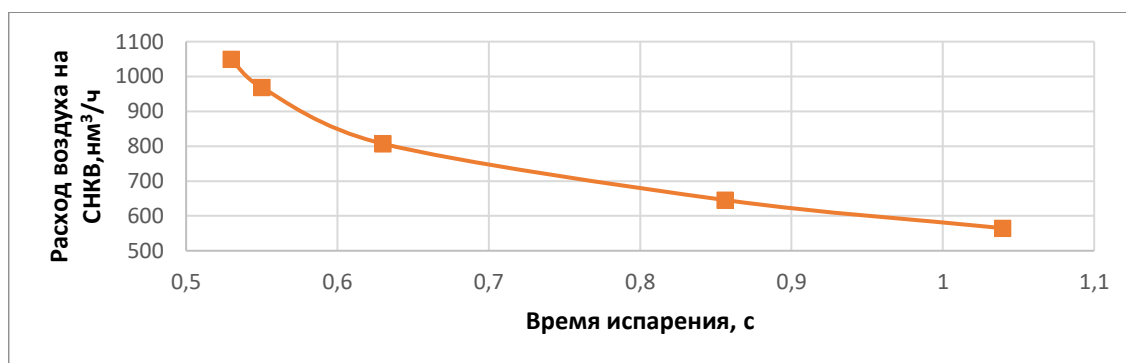


Рисунок 9. Зависимость время контакта капли с дымовыми газами от расхода воздуха на систему СНКВ для форсунки $d_0 = 5$ мм

Из данных таблицы 8 и рисунков 8–9 видно, что с ростом расхода воздуха на систему СНКВ время контакта капель и дымовых газов уменьшается.

Проведённые расчёты диаметров капель и времени испарения показали, что при расходе сжатого воздуха $807 \text{ нм}^3/\text{ч}$ совместная работа форсунок с диаметрами сопел 3 и 5 мм обеспечивает оптимальные условия для протекания реакций селективного некаталитического восстановления оксидов азота. Для форсунки диаметром 3 мм

формируются капли порядка 90 мкм, время их пребывания в газовом потоке составляет около 0,19–0,2 с. Такие капли быстро испаряются и обеспечивают мгновенное выделение аммиака, что положительно сказывается на начальной стадии реакции восстановления оксидов азота.

Для форсунки диаметром 5 мм образуются капли крупнее — порядка 140 мкм, а время их испарения в зоне высоких температур увеличивается до 0,62–0,63 с. Это обеспечивает более длительный контакт с дымовыми газами и способствует более полному протеканию реакции восстановления NO_x .

В котлах, сжигающих ТКО, время выдержки дымовых газов при температуре более 850 °С составляет более 2 с, что более, чем достаточно для полного испарения даже более крупных капель.

Согласно данным из [1], форсунки работают одновременно, соответственно достигается комбинированное распределение капель:

- более мелкие (≈ 90 мкм) обеспечивают быстрое испарение и начальный импульс для снижения концентрации NO_x ;
- более крупные (≈ 140 мкм) увеличивают время пребывания до 0,6 с и поддерживают процесс восстановления на протяжении всего интервала нахождения в температурном окне.

Такой комбинированный режим позволяет достичь снижения концентрации NO_x с 210 мг/нм³ до 160 мг/нм³ при любом мольном соотношении NH_3/NO_x , и этим объясняет выбор конструктивных решений для системы СНКВ, реализованных на заводах в Московской области.

Заключение

В работе рассмотрены теоретические основы и выполнены расчёты, позволяющие оценить время пребывания капель раствора карбамида в зоне высоких температур процессов СНКВ.

- Мольное соотношение NH_3/NO_x в диапазоне 1,1–1,5 не оказывает заметное влияние на расход раствора карбамида, через изменение расхода и на процессы испарения.
- Оптимальное значение расхода воздуха 807 нм³/ч, рекомендованное в [1], подтверждено расчётами как наиболее рациональное. Оно обеспечивает формирование капель с достаточным временем испарения и пребывания в зоне высоких температур, что необходимо для снижения концентрации NO_x в дымовых газах с исходных 210 мг/м³ до целевых 160 мг/м³.
- Существенную роль играет диаметр форсунки. Форсунки меньшего диаметра ($d_0 = 3$ мм) формируют капли, которые испаряются за короткое время ($\sim 0,2$ с), что позволяет реагенту быстро вступить в реакцию. Форсунки большего диаметра ($d_0 = 5$ мм) создают более крупные капли с временем испарения около $\sim 0,62$ с, что увеличивает продолжительность взаимодействия с газами и способствует более полному протеканию реакций.

В дальнейшем полученные зависимости будут использованы для численного моделирования, что позволит учесть турбулентность, распределение скоростей и температуры, а также более точно рассчитать эффективность системы СНКВ.

Список литературы

1. Киреенко, В.С. Система селективного некаталитического восстановления NO_x на заводах по энергетической утилизации ТКО в Московской области: обоснование

- принятых решений / В.С. Киреенко, А.Н. Тугов, В.А. Безруков // Теплоэнергетика. – 2025. – № 9. – С. 94–102.
2. Аничков, С.Н. Развитие технологии СНКВ и перспективы ее применения / С.Н. Аничков, А.М. Зыков, А.Г. Тумановский и др.//Теплоэнергетика. – 2021. – №. 6. – С. 110–116.
 3. Ходаков Ю.С. Оксиды азота и теплоэнергетика. Проблемы и решения. М.: ЭСТ-М, 2001.
 4. Lefebvre A. H., McDonell V. G. Atomization and sprays. – CRC press, 2017.
 5. Ashgriz N. (ed.). Handbook of atomization and sprays: theory and applications. – Springer Science & Business Media, 2011.
 6. Рамм В.М. Абсорбция газов. – 1976.
 7. Osgerby I. T. Fuel evaporation rate in intense recirculation zones //AIAA Journal. – 1975. – Т. 13. – №. 3. – С. 394–395.
 8. Téré, D. et al. Evaporation and combustion of a drop of liquid fuel – A review //Smart Grid and Renewable Energy. – 2022. – Т. 13. – №. 2. – С. 28–54.
 9. Witte, A. Single droplet combustion of iron nitrate-based precursor solutions: Investigation of time-and size scales of isolated burning FSP-droplets / A. Witte, L. Mädler //Applications in Energy and Combustion Science. – 2023. – Т. 14. – С. 100147.
 10. Doble, M. Perry's chemical engineers' handbook. – McGraw-Hill: New York, NY, USA, 1984.
 11. Poling, B.E. et al. The properties of gases and liquids. – New York: Mcgraw-hill, 2001. – Т. 5.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЙ ЭФФЕКТИВНОЙ ПЕРЕРАБОТКИ БИОМАССЫ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ТЕПЛА И ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ, А ТАКЖЕ ПОЛЕЗНЫХ ПРОДУКТОВ С МИНИМАЛЬНЫМ УГЛЕРОДНЫМ СЛЕДОМ

Показано, что использование биомассы, особенно при улавливании CO_2 (BECCS) является путем к достижению «отрицательных выбросов» при одновременном производстве возобновляемой энергии. Совместное сжигание биомассы с углем дает относительно быстрый и экономичный способ частичной декарбонизации выработки электроэнергии из угля в краткосрочной и среднесрочной перспективе. Технология циркулирующего кипящего слоя (ЦКС) наиболее приспособлена к совместному сжиганию, благодаря большой топливной гибкости. Использование водорода является одним из главных направлений декарбонизации за 2030 годом. При этом водород должен быть произведен с минимальным углеродным следом («зеленый» или «голубой» водород, то есть полученный при использовании возобновляемых источников или с улавливанием CO_2). Наряду с водородом предполагается применение метанола, также полученного без выбросов CO_2 . Технология циркулирующего кипящего слоя (ЦКС) наиболее приспособлена к совместному сжиганию, благодаря большой топливной гибкости. Кратко изложены результаты разработок АО «ВТИ» в направлении сжигания биомассы (совместного сжигания с углем) с возможностью улавливания CO_2 и получения полезных продуктов с минимальным углеродным следом. Принципиально новым решением в наших работах является применение полигенерирующей системы, с аллотермической паровой газификацией биомассы вместо газогенератора с парокислородным дутьём. Предложены новые схемы получения водорода и метанола на основе использования технологии ЦКС при сжигании и газификации биомассы. Выполнены расчетные оценки показателей схемы с котлом ЦКС под давлением и газовой турбиной при сжигании в котлах щепы, а также схемы с использованием химических циклов при газификации щепы. Определены технико-экономические показатели, включая приведенную стоимость продуктов за жизненный цикл работы установки.

Ключевые слова: биомасса, углеродный след, улавливание CO_2 , связанные реакторы с циркулирующим кипящим слоем, водород, метанол.

Введение

Сжигание биомассы считается углеродно-нейтральным способом производства электроэнергии, поскольку CO_2 , образующийся при сжигании биомассы, ранее удалялся из атмосферы путем фотосинтеза растущих растений. Наиболее важную роль биомасса играет в секторе тепловой энергетики. Вклад биомассы в валовое производство тепловой энергии в ЕС достиг 15,8 %, что соответствует третьему месту после природного газа (43 %) и угля (28,5 %). Так как выбросы CO_2 при сжигании не учитываются, то улавливая монооксид углерода из дымовых газов можно достичь отрицательных выбросов CO_2 [1]. В сценарии устойчивого развития (SDS) международного энергетического агентства (МЭА) подробно описаны меры по снижению выбросов CO_2 [2]. Согласно SDS выбросы CO_2 в 2030 году должны снизиться до 26,7 Гт CO_2 в год, в 2050 году до 10 Гт CO_2 . Приблизительно 3 Гт CO_2 в год необходимо будет компенсировать отрицательными выбросами от использования биомассы с CCUS (BECCS) в 2070 году. BECCS обеспечивает путь к достижению «отрицательных выбросов» при одновременном производстве возобновляемой энергии. Кроме того, использование лесных отходов в качестве топлива из биомассы помогает предотвратить неконтролируемые лесные пожары, повышая экологическую и общественную безопасность.

BECCS опирается на ряд хорошо отлаженных процессов. В качестве топлива используются отходы лесного хозяйства, сельскохозяйственные отходы и другие устойчивые источники биомассы. В противном случае эти материалы разлагались бы или горели, выделяя CO_2 . Затем биомасса сжигается или газифицируется для производства тепла, электроэнергии или биотоплива. CO_2 улавливается, сжимается, транспортируется по трубопроводам или другими способами и вводится в геологические формации для постоянного хранения. Компания Drax (Великобритания) планирует добавить блоки улавливания CO_2 к двум котлам с ЦКС, стремясь стать крупнейшим в мире объектом улавливания углерода. К 2030 году Drax намерена улавливать и хранить восемь миллионов тонн CO_2 в год [3]. Компания Ørsted (Дания) улавливает около 90 процентов CO_2 с электростанций, работающих на биомассе. Уловленный CO_2 сжимается, транспортируется и хранится в геологических формациях Норвегии с достижением расхода CO_2 430 000 тонн в год к 2026 году. Компания Stockholm Exergi (Швеция): планирует построить установку BECCS на своей биокогенерационной станции в Вяртане, Стокгольм, стремясь улавливать 800 000 тонн CO_2 в год. Этот проект получил поддержку Шведского энергетического агентства в размере 20 млрд шведских крон (около 1,8 млрд долларов США).

Канада занимает уникальное положение, чтобы стать мировым лидером в BECCS благодаря нескольким ключевым преимуществам [3]. Канада имеет крупнейшие ресурсы биомассы на душу населения в мире, что обеспечивает надежные поставки сырья для проектов BECCS. Имеются также хорошо подходящие геологические формации для безопасного постоянного хранения CO_2 . Благодаря мощным ресурсам биомассы, геологическим возможностям хранения и промышленному опыту Канада имеет все возможности использовать BECCS как для внутренних сокращений выбросов, так и для международных рынков углеродных кредитов.

Как указано в [4], совместное сжигание биомассы с углем (далее – совместное сжигание) дает относительно быстрый и экономичный способ частичной декарбонизации выработки электроэнергии из угля в краткосрочной и среднесрочной перспективе. Однако многие страны Европы постепенно отказываются от производства электроэнергии на угле, что уменьшает возможности для совместного сжигания биомассы с углем. Некоторые страны переходят к 100% сжиганию биомассы вместо совместного сжигания для достижения целей в области возобновляемых источников энергии. Однако совместное сжигание имеет преимущества перед сжиганием только биомассы. Совместное сжигание на крупной современной угольной электростанции может обеспечить более высокий КПД, чем специализированная электростанция, работающая только на биомассе, которая почти всегда меньше по мощности. Обычные угольные электростанции с докритическими параметрами пара работают с КПД около 36 % (по низшей теплоте сгорания рабочей массы), а КПД современных сверхкритических блоков достигает 47 %. Учитывая незначительное относительное количество добавляемой биомассы (менее 10 % биомассы) это мало скажется на эффективности выработки угольной электростанции [5]. Дополнительные инвестиции в совместное сжигание значительно ниже, чем в отдельное строительство ТЭС на биомассе.

Считается, что использование водорода является одним из главных направлений декарбонизации за 2030 годом [2]. При этом водород должен быть произведен с минимальным углеродным следом («зеленый» или «голубой» водород, то есть полученный при использовании возобновляемых источников или с улавливанием CO_2). Наряду с водородом предполагается применение метанола [6], также полученного без выбросов CO_2 . В настоящее время использование метанола в химической промышленности имеет огромные масштабы. Благодаря своей энергетической ценности (22,7 МДж/кг) примерно вдвое меньше бензина (44–46 МДж/кг), метанол можно считать хорошим альтернативным топливом. По сравнению с водородом и метаном метанол является жидким в условиях окружающей среды, что обеспечивает лучшее хранение и транспортировку.

В настоящей статье кратко изложены результаты разработок АО «ВТИ» в направлении сжигания биомассы (совместного сжигания с углем) с возможностью улавливания CO_2 и получения полезных продуктов с минимальным углеродным следом.

1. Разработки АО ВТИ в области сжигания биомассы и совместного сжигания биомассы и угля

АО «ВТИ» традиционно занимается вопросами сжигания и газификации различных видов биомассы. При этом проводились, как фундаментальные (фрагментация частиц и агломерация слоя [7, 8]), так и прикладные исследования (проведение промышленных исследований и разработка методов расчета [9, 10]). Известно, что технология циркулирующего кипящего слоя (ЦКС) наиболее приспособлена к совместному сжиганию, благодаря большой топливной гибкости [11]. В АО «ВТИ» выполнен ряд исследований, касающихся применения технологии ЦКС для совместного сжигания, включая расчетные исследования изменения показателей котлов в зависимости от доли биомассы [12, 13].

Для совместного сжигания желательно максимально приблизить физические свойства биомассы к свойствам угля. Технологии предварительной обработки включают промывку и выщелачивание, торрефикацию, паровой взрыв, а также уплотнение и гранулирование (пеллетизация). Как правило, технологии предварительной обработки взаимосвязаны, и готовые гранулы биомассы часто проходят несколько обработок. В последнее время особое внимание уделяется обработке сельскохозяйственных отходов. Для условий факельного сжигания особенно важным является предварительная подготовка биомассы (пеллетизация, торрефикация и другие).

Применительно к совместному сжиганию биомассы и угля технология ЦКС обладает следующими преимуществами:

- большая топливная гибкость по теплотворной способности, влагосодержанию и зольности, что позволяет диверсифицировать виды топлива на существующих ТЭС;
- подача известняка для рентабельного удаления серы (вместо оборудования для десульфуризации дымовых газов);
- высокая эффективность сгорания даже при использовании низкосортного топлива;
- хорошие экологические характеристики установок с низкими выбросами CO , NO_x и высоким КПД котла (около 90 %);
- технология может быть преобразована с угля на совместное сжигание с небольшими инвестициями.

Кроме того, в технологии ЦКС может быть реализовано с меньшими затратами на собственные нужды сжигание в среде кислорода с рециркуляцией CO_2 . Это полностью отвечает целям снижения выбросов парниковых газов до близких к нулевым значений.

В АО «ВТИ» проведено расчетное исследование влияния совместного сжигания различных видов угля и биомассы на эффективность работы котла, а также на некоторые экологические показатели [12, 13]. Показано, что сжигание 10 % биомассы (по тепловыделению) не приводит к существенному снижению эффективности котла брутто, однако прирост затрат электроэнергии на собственные нужды вызовет снижение эффективности нетто энергоблока в целом. Совместное сжигание может привести к увеличению топливных затрат. Однако в условиях благоприятных для ТЭС (бесплатная биомасса) можно добиться их снижения, за счет меньшего потребления угля. Показано влияние совместного сжигания на учитываемые выбросы CO_2 . Сжигание до 10 % биомассы по тепловыделению позволит снизить выбросы CO_2 на 18–22 %. Таким образом, при отсутствии стимулов к снижению вредных выбросов, включая парниковые газы, технология совместного сжигания экономически оправдана только в вариантах

использования «бесплатных» отходов предприятий деревообработки или сельского хозяйства.

По сравнению с традиционной технологией сжигания кислородное сжигание с одновременным сжиганием угля и биомассы в котле ЦКС может снизить выбросы CO_2 на 120 %. Тем не менее, необходимы дополнительные данные для более глубокого понимания основ и объяснения преимуществ совместного сжигания в среде кислорода в ЦКС. Концепция двойного сжигания, которая позволяет электростанции функционировать как с системой сепарации и удаления CO_2 , так и без нее является наиболее актуальной. Сочетание этой концепции и совместно сжигания угля и биомассы представляется очень перспективным.

Перспективы использования технологий совместного сжигания в России во многом определяются экономическими факторами, которые в последнее время начали находиться под давлением требований углеродного следа в продукции (по крайней мере – экспортной). При отсутствии стимулов к снижению вредных выбросов, включая парниковые газы, технология совместного сжигания экономически оправдана только в вариантах использования «бесплатных» отходов предприятий деревообработки или сельского хозяйства. Требования к снижению углеродного следа в продукции могут стать дополнительным стимулом к внедрению технологий совместного сжигания.

Внедрение технологий совместного сжигания требует проведения ряда научных исследований и практических разработок [14]. Среди них следует отметить исследования предварительной обработки биомассы, изучение вопросов безопасности объектов совместного сжигания, проведение комплексных исследований процессов образования и подавления вредных выбросов при совместном сжигании углей и различных видов биомассы, в особенности, при сжигании в среде кислорода с рециркуляцией CO_2 , исследования влияния различных элементов биомассы (щелочные элементы, хлориды) на образование отложений и коррозию поверхностей нагрева и агломерацию слоя.

2. Разработки АО ВТИ с целью получения водорода и метанола из биомассы с помощью технологий кипящего слоя

За последние годы выполнен ряд исследований, касающихся применения технологий кипящего слоя, включая технологию химических циклов со связанными между собой реакторами с кипящим и циркулирующим кипящим слоем, для получения водорода и метанола [15–18]. В [15] рассмотрены вопросы получения водорода различными способами, дано их сравнение по стоимости и углеродному следу. Даны результаты расчетов установки с получением водорода при использовании котла с ЦКС паропроизводительностью 100 т/ч с паровой турбиной, электроэнергия от которой поступает в электролизер. Рассмотрено два варианта биомассы – щепа и пеллеты. Котел рассчитывался для воздушного сжигания, кислородного сжигания с рециркуляцией CO_2 и вариантов с добавкой кислорода от электролизера при 50 % и 100 % подачи выработанной электроэнергии. Определены показатели котла и расходы водорода и кислорода в этих вариантах.

Выполнена оценка приведенной стоимости водорода в течении жизненного цикла (LCON), которая составила 2,2 дол./кг. Предложенная углеродно-нейтральная установка дает значение приведенных затрат на нижней границе существующих установок с электролизом из возобновляемых источников. Расчеты показали, что при переходе к полному кислородному сжиганию при плате за выбросы 30 дол./т CO_2 LCON будет порядка 2 дол./кг водорода. Такой проект BECCS будет достаточно перспективным.

Грубые оценки показали, что, косвенный углеродный след для предложенной установки равен 0,38–0,95 кг/кг. Сравнивая эти результаты с данными, для других технологических решений, можно заключить, что предложенная схема безусловно

соответствует требованиям по низкоуглеродному водороду (углеродный след менее 4,4 кг/кг).

Принципиально новым решением в работах [16, 17] является применение полигенерирующей системы, с аллотермической паровой газификацией биомассы вместо газогенератора с парокислородным дутьём. Это позволяет отказаться от использования кислородного дутья и связанных с ним затрат на получение кислорода и соответствующего усложнения технологического процесса, а также снизить количество диоксида углерода в синтетическом газе. При этом часть фиксированного углерода, содержащегося в горючей массе топлива, сжигается в реакторе с ЦКС с получением тепла, необходимого для поддержания процесса газификации в газогенераторе, и выработки перегретого пара в котле для преобразования в электроэнергию в паросиловом цикле вместе с теплом, утилизируемым в химическом цикле с получением водорода.

Исходная древесная биомасса после сушки в паровой панельной сушилке поступает в газогенератор кипящего слоя с паровым дутьём, сообщающийся с реактором ЦКС (топкой). Сушка топлива обеспечивает влажность его на входе в газогенератор 8 %. Она осуществляется за счет отбора пара из паровой турбины. В газогенераторе происходит частичная паровая газификация биомассы с образованием влажного синтетического газа и коксового остатка, содержащего углерод. В работе [17] Уточнена методика и технологическая схема установки получения водорода с использованием аллотермической газификации биомассы и химических циклов с оксидами железа. Выполнены расчетные оценки показателей реакторов и определены их габариты. Результаты расчетов свидетельствуют о достижении заданных параметров по расходу циркулирующих частиц при заданном перепаде давлений. Расход циркулирующих частиц может быть увеличен при росте перепада давлений (уровне загрузки или массы материала в реакторах). Это послужило основой для оценки капитальных затрат и эксплуатационных затрат. Получена приведенная за жизненный цикл стоимость водорода – 1,45 дол. США/кг, которая относится к условиям использования биомассы, то есть при отсутствии учитываемых выбросов CO₂. Около 2/3 расхода CO₂ уже готово к захоронению, поэтому остается удалить CO₂ только из потока дымовых газов от реактора с ЦКС газогенератора. Это значение находится на уровне известных зарубежных данных по подобным установкам на природном газе и ниже по сравнению с технологией парового риформинга природного газа с улавливанием CO₂ (около 2,39 дол. США/кг).

Наконец, последние разработки, частично представленные в [18], рассматривают как гибридные схемы получения метанола, так и схемы с аллотермической газификацией и химическими циклами. Схема получения водорода, разработанная авторами в [17], фактически имеет несколько потоков осушенного CO₂ и поток водорода. Остается только дополнительно очистить генераторный газ от частиц в керамическом фильтре и убрать возможные остатки кислорода и соединений серы. Были также выполнены расчеты этой схемы в вариантах с работой газификатора при атмосферном давлении и восстановлении оксидов железа до FeO. Общая схема установки в варианте работы всей системы под давлением около 2 МПа приведена на рисунке 1.

Исходная древесная биомасса после сушки в паровой панельной сушилке поступает в газогенератор кипящего слоя с паровым дутьём, сообщающийся с реактором ЦКС (топкой). Сушка топлива обеспечивает влажность его на входе в газогенератор 8 %. В газогенераторе происходит частичная паровая газификация биомассы с образованием влажного синтетического газа и коксового остатка, содержащего углерод. Последний, вместе с циркулирующей между реакторами золой поступает в реактор ЦКС с воздушным дутьём, где сжигается с выделением тепла, аккумулируемого золой и дымовыми газами. Летучая зола улавливается в высокотемпературном циклоне и поступает в газогенератор, осуществляя подвод тепла, необходимого для поддержания процесса газификации. Тепло, содержащееся в дымовых газах, утилизируется в поверхностях нагрева парового котла.

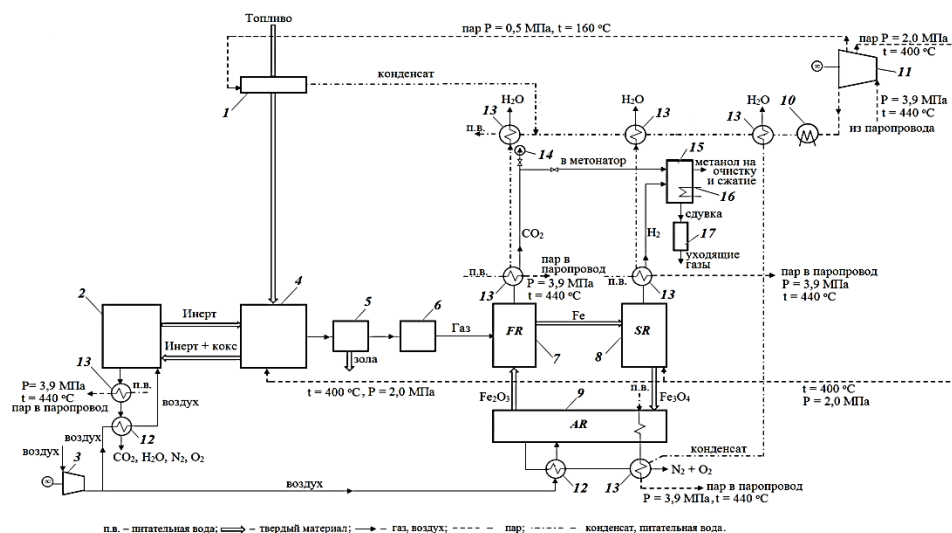


Рисунок 1. Принципиальная схема установки получения метанола с использованием химических циклов:

1 – сушилка щепы; 2 – реактор ЦКС системы газогенератора; 3 – компрессор;
 4 – газогенератор; 5 – керамический фильтр; 6 – очистка от серы; 7 – топливный реактор;
 8 – паровой реактор; 9 – воздушный реактор; 10 – конденсатор турбины; 11 – паровая турбина;
 12 – воздухоподогреватель; 13 – теплообменники-утилизаторы; 14 – компрессор потока CO_2 на захоронение; 15 – метанатор; 16 – отвод тепла от метанатора; 17 – утилизатор тепла сдувки

Влажный синтетический газ без охлаждения и осушения поступает непосредственно в топливный реактор системы химического цикла (FR), где CO , H_2 , CH_4 , содержащиеся в газе, реагируют с носителем кислорода циркулирующим в системе реакторов (Fe_2O_3), частично восстанавливая его до Fe (в общем случае количество циркулирующего в системе Fe_2O_3 превышает стехиометрически необходимое для полной конверсии синтетического газа). Образующиеся в ходе реакций CO_2 и H_2O вместе с содержащимися в исходном синтетическом газе, поступают в систему утилизации тепла. Избыточный пар, поступающий в реактор, конденсируется при охлаждении в системе утилизации тепла реакторного газа. Оксиды Fe_3O_4 окисляются до Fe_2O_3 в воздушном реакторе (AR). Носитель кислорода, полностью состоящий из Fe_2O_3 , поступает в топливный реактор, обеспечивая подвод тепла необходимого для протекания реакций.

Тепло отработанного окислителя (смесь азота и избыточного воздуха) используется для подогрева дутьевого воздуха, поступающего в реактор AR и выработки перегретого пара. Вся система связанных реакторов работает при рабочем давлении 2 МПа за исключением тракта сушки топлива (панельной сушилки). Для получения метанола эта схема дополнена метанатором (поз. 15 на рис. 2) с системой отвода тепла о него кипящей водой (поз. 16 на рис. 3) и утилизатором тепла сдувки (поз. 17 на рис. 3). Водород из парового реактора (поз. 8 на рис. 3) после теплообменника (поз. 9 на рис. 3) поступает в метанатор. Часть CO_2 из топливного реактора (поз. 7 на рис. 3) также поступает в метанатор, а другая часть сжимается компрессором (поз. 14 на рис. 3) и отводится на захоронение.

Для того, чтобы сравнить предложенные системы получения метанола с другими аналогичными системами с низким углеродным следом необходимо выполнить оценку приведенной стоимости метанола в течении жизненного цикла (LCOM). Приведенная стоимость производства продукта (электроэнергии или метанола) рассчитывается как результат деления суммы затрат (капитальные затраты, затраты на топливо и другие эксплуатационные затраты) по каждому году, с учетом переменного дисконта на сумму произведенного продукта по годам, также с учетом дисконта. В табл. 1 приведено

сравнение данных по LCOM по результатам наших расчетов в сравнении с зарубежными данными для подобных установок в дол. США за тонну метанола в ценах начала 2025 года.

Таблица 1

Сравнение с зарубежными данными для подобных установок по стоимости метанола за жизненный цикл с учетом инфляции 5 %

Установка	Предложенные гибридные схемы			Газификация и химические циклы	Данные [19]	Данные [20]
	Без давления, 21 % O ₂	Без давления, 30 % O ₂	Давление 3 МПа, 21 % O ₂	Давление 3 МПа, 21 % O ₂	Гибридная схема	Газификация
LCOM, дол. США за тонну	818	774	746	508	887	712

Значения приведенной стоимости метанола за жизненный цикл работы установки при использовании гибридной схемы с электролизером близки к зарубежным данным. Значительно ниже эта стоимость для разработанной схемы с аллотермической газификацией и химическими циклами. Однако, эта схема заметно сложнее и в ней используются пока еще не отработанное в промышленном масштабе оборудование. Необходимо отметить, что в настоящее время мировые цены на «голубой» метанол находятся на уровне 500 дол. США за тонну. Поэтому, разработанные схемы являются вполне жизнеспособными. Если гибридные схемы с котлами ЦКС предполагают использование хорошо отработанного оборудования, то схемы с газогенераторами и химическими циклами требуют применения новых, пока еще коммерчески не опробованных решений.

Заключение

Показано, что использование биомассы, особенно при улавливании CO₂ (BECCS), является путем к достижению «отрицательных выбросов» при одновременном производстве возобновляемой энергии. Совместное сжигание биомассы с углем дает относительно быстрый и экономичный способ частичной декарбонизации выработки электроэнергии из угля в краткосрочной и среднесрочной перспективе. Технология циркулирующего кипящего слоя (ЦКС) наиболее приспособлена к совместному сжиганию, благодаря большой топливной гибкости.

Перспективы использования технологий совместного сжигания в России во многом определяются экономическими факторами, которые в последнее время начали находиться под давлением требований углеродного следа в продукции (по крайней мере – экспортной). Внедрение технологий совместного сжигания требует проведения ряда научных исследований и практических разработок.

Разработанная схема получения водорода в химических циклах с оксидами железа и использованием газогенератора со связанными между собой реакторами, оказалась довольно эффективной. Стоимости водорода – 1,45 дол. США/кг фактически получено для условий использования биомассы, то есть при отсутствии учитываемых выбросов CO₂.

Предложена новая схема получения метанола с котлом ЦКС при давлении 3 МПа и кислородном сжигании щепы. Выполненные технико-экономические оценки дали значение приведенной за жизненный цикл стоимости метанола с учетом инфляции на уровне 67,9–74,4 тыс. руб. (746–818 дол. США) за тонну, что соответствует данным зарубежных разработок. Схема с аллотермической газификацией и химическими циклами

представляется наиболее перспективной. Стоимость тонны метанола без учета инфляции составляет 26,1 тыс. руб. (287 дол. США), а с ее учетом 46,2 тыс. руб. (508 дол. США). Учитывая, что в настоящее время мировые цены на «голубой» метанол находятся на уровне 500 дол. США за тонну, разработанные схемы являются вполне жизнеспособными.

Список литературы

1. CSLF Technology Roadmap 2021. – ULR: www.cslforum.org, May 2021.
2. Energy Technology Perspectives 2020. Special Report on Carbon Capture Utilisation and Storage. CCUS in clean energy transitions. Paris: International Energy Agency. – ULR: <https://webstore.iea.org/ccus-in-clean-energy-transitions>.
3. Bioenergy carbon capture and storage (BECCS): The basics and its role in Canada, Canadian Biomass, March, 3. – 2025. – ULR: <https://www.canadianbiomassmagazine.ca/bioenergy-carbon-capture-and-storage-beccs-the-basics-and-its-role-in-canada/>
4. Zhang, X. Technology Developments in the Cofiring of Biomass IEA Clean Coal Centre / X. Zhang, S. Meloni // Report № CCC/301. – 08.2020. – ISBN 978–92–9029–628-7.
5. Madanayake, B.N. Biomass as an energy source in coal cofiring and its feasibility enhancement via pretreatment techniques / B.N. Madanayake, S. Gan, C. Eastwick, H. K. Ng // Fuel Processing Technology. – May 2017. – 159. – P. 287–305.
6. IEA. The Role of Low-Carbon Fuels in the Clean Energy Transitions of the Power Sector, IEA, Paris, 116 pp (Oct. 2021). – ULR: <https://www.iea.org/reports/the-role-of-low-carbon-fuels-in-the-clean-energy-transitions-of-the-power-sector>
7. Рябов, Г.А. Исследование влияния различных факторов на изменение концентрации щелочных элементов, вызывающих агломерацию слоя / Г.А. Рябов, О.М. Фоломеев, О.А. Смирнова, Д.С. Литун // Теплоэнергетика. – 2021. – № 1. – С. 85–94.
8. Litun, D. S. Features of Primary Fragmentation of Wood Biomass during Fast Heating and Devolatilization / D. S. Litun, G. A. Ryabov, E. A. Shorina // Thermal Engineering. – 2022. – Vol. 69. – No. 7. – P. 523–534.
9. Литун, Д.С. Трехзонный инженерный метод теплового расчета топок с кипящим слоем на основе данных промышленных исследований распределения тепловыделения при сжигании биомассы / Д.С. Литун, Г.А. Рябов // Теплоэнергетика. – 2016. – № 2. – С. 65–74.
10. Рябов, Г.А. Опыт сжигания различных видов биомассы в России и Белоруссии / Г.А. Рябов, Д.С. Литун, Е.А. Пицуха [и др.] // Электрические станции. – 2015. – № 9. – С. 9–17.
11. Zabetta, E. Role and Challenges of CFB in a Changing Energy Market / E. Zabetta, J. Kovacs, T. Eriksson // Proc. of the 12th Int. Conf. on CFB (May 23–26, 2017). – Krakow, Poland. – P. 77–83.
12. Рябов, Г.А. Использование на ТЭЦ технологии циркулирующего кипящего слоя при совместном сжигании биомассы и ископаемых топлив / Г.А. Рябов, И.А. Долгушин // Электрические станции. – 2012. – № 10. – С. 4–8.
13. Долгушин, И.А. Исследование и совершенствование схемы ТЭС с котлом ЦКС в целях повышения эффективности и улучшения экологических показателей / И.А. Долгушин, Г.А. Рябов, А.С. Седлов // Энергетик. – 2014. – № 8. – С. 33–36.
14. Рябов, Г.А. Совместное сжигание биомассы и ископаемых топлив – путь к декарбонизации производства тепла и электроэнергии / Г.А. Рябов // Теплоэнергетика. – 2022. – № 6. – С. 17–32.
15. Рябов Г. А. Сжигание биомассы в кипящем слое с возможностью получения водорода при частичном удалении CO₂ / Г.А. Рябов, О.М. Фоломеев //

- Международный научный журнал: «Альтернативная энергетика и экология». – 2023. – № 6.
16. Литун, Д. С. Расчетное обоснование системы получения водорода из биомассы с использованием газификации в химических циклах / Д.С. Литун, Г.А. Рябов // Теплоэнергетика. – 2024. – № 2. – С. 90–106.
 17. Рябов, Г. А. Определение размеров реакторов и технико-экономическое обоснование новой системы получения водорода из биомассы с использованием газификации в химических циклах / Г.А. Рябов, Д.С. Литун, О.М. Фоломеев // Теплоэнергетика. – 2024. – № 9. – С 75– 91.
 18. Рябов Г. А. Использование технологии кипящего слоя для получения метанола / Г.А. Рябов // Промышленная энергетика. – 2024. – № 9. – С. 32–40.
 19. Pratschner, S. Techno-economic assessment of a power-to-green methanol plant / S.Pratschner, F. Radosits, A. Ajanovic, F. Winter // Journal of CO2 Utilization. – 2023. – 75. – Article 102563. – ULR: <https://doi.org/10.1016/j.jcou.2023.102563>.
 20. Poluzzi, A. Flexible Power and Biomass-To-Methanol Plants With Different Gasification Technologies / A. Poluzzi, G. Guandalini, S. Guffanti, M. Martinelli, S. Moioli, P. Huttenhuis, G. Rexwinkel, J. Palonen, E. Martelli, G. Groppi and M. C. Romano // Frontiers n Energy Research, www.frontiersin.org January 2022. – 2022. – Vol. 9. – Article 795673. – P. 1–23.

РАБОТЫ АО «ВТИ» ПО ИССЛЕДОВАНИЮ ПРИЧИН ПОВРЕЖДЕНИЯ ВЫНОСНЫХ СОЛЕВЫХ ОТСЕКОВ БАРАБАННЫХ КОТЛОВ

Приведены данные по повреждаемости выносных солевых отсеков (СО) барабанных котлов ТЭС. Показано, что наиболее повреждаемыми в СО являются экранные трубы, условно замкнутые на «дальние» (по ходу воды) циклоны, имеющие по два циклона на сторону котла и замкнутые на одну экранную поверхность нагрева. Разработанные ранее модель процессов в таких СО, а также уточненная методика расчета линий солевого выравнивания (ЛСВ) позволили объяснить причины повреждения экранных труб, условно замкнутых на «дальние» циклоны. Установлены основные причины повреждений выносных СО и способы их устранения. Приведены рекомендации по проектированию.

Ключевые слова: барабанные котлы, ступенчатое испарение, котловая вода, непрерывная продувка, выносные солевые отсеки, циклоны, циркуляционные контуры, испарительные трубы, линии солевого выравнивания, методика расчета, повреждаемость солевых отсеков, рекомендации по проектированию.

На ТЭС России находятся в эксплуатации более 1000 барабанных котлов высокого давления (ВД). Большинство этих котлов изготовлены со ступенчатым испарением котловой воды (КВ) и выносными СО. В зависимости от мощности (паропроизводительности) СО все котлы можно разделить на три типа:

1. С одним выносным циклоном (ВЦ) с каждой стороны котла: БКЗ-160-100, ТГМ-96Б, ТПЕ-430, ТГМЕ-464, ТГМЕ-206 и др. – с относительной паропроизводительностью СО второй ступени испарения этих котлов не более 5% номинальной паропроизводительности.

2. С двумя ВЦ с каждой стороны котла: БКЗ-210-140, БКЗ-220-100, БКЗ-320-140, ТГМ-84, ТП-80, ТП-87, ТГМ-444, ТГМ-436, ТПЕ-208, ТГМ-104, ТПЕ-131 и др. – с относительной паропроизводительностью СО 5 – 10%.

3. С тремя ВЦ с каждой стороны котла: БКЗ-420-140, БКЗ-500-140 и др. – с относительной паропроизводительностью СО около 10%.

Как показывает опыт эксплуатации котлов ТЭС, повреждаемость экранных труб выносных СО выше, чем циркуляционных контуров чистых отсеков (ЧО). Следует отметить, что выносные СО, имеющие по одному циклону на сторону котла, работают более надежно, чем СО с двумя или тремя циклонами на сторону котла и имеющие более сложную гидравлическую схему.

В данной статье обобщен опыт эксплуатации, наладки и исследования выносных СО с целью определения причин повреждения на котлах следующих типов [1, 2, 3]:

- ТГ-104 с двухсторонними выносными СО с двумя циклонами на сторону;
- ТПЕ-208 с односторонними выносными СО с двумя циклонами;
- БКЗ-420-140 с двухсторонними выносными СО с тремя циклонами на сторону;
- ТПЕ-131 с двухсторонними выносными СО с двумя циклонами на сторону.

На рисунке 1 показан выносной СО котла ТГ-104. Видно, что во 2^ю ступень испарения включены вторые панели боковых экранов (2ПБЭ), имеющие по 36 труб. На этом же рисунке приведены также данные по повреждаемости испарительных труб данного выносного СО. Следует отметить, что трубы № 1–18 условно замкнуты на ближний циклон, а трубы № 19–36 на дальний. Как видно из рисунка 1, основное количество повреждений сосредоточено в трубах № 19–36, условно замкнутых на циркуляционный контур дальнего

циклона и имеющий 12 повреждений. В трубах № 1–18, условно замкнутых на ближний циклон имеется 5 повреждений.

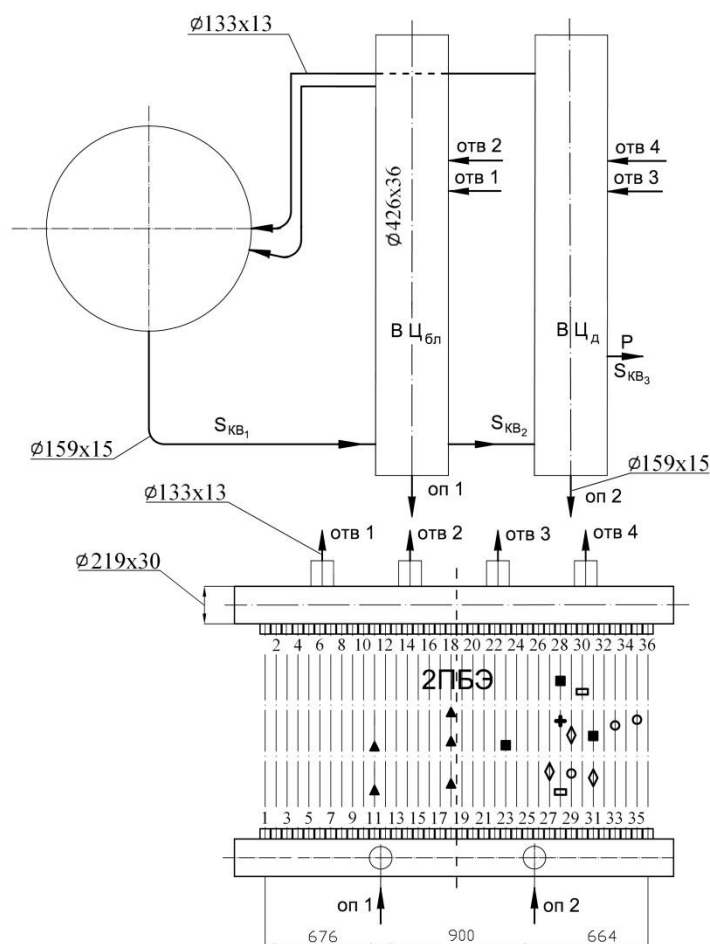


Рисунок 1. Конструкция и повреждаемость выносных солевых отсеков котлов ТГ-104

○ – котел № 5; + – котел № 6; ■ – котел № 11; ▲ – котел № 13;
 □ – котел № 4; ◇ – котел № 15

На рисунке 2 показан нижний коллектор выносного СО котла ТПЕ-208, в который включена 2ПБЭ, имеющая 32 экранные трубы, причем трубы № 1–16 условно включены на ближний циклон, а трубы № 17–32 – на дальний. Как видно из этого рисунка повреждения в данном СО были в трубах № 18, № 24 (дважды), № 29 (дважды) и в трубе № 32, т.е. все поврежденные трубы условно включены на дальний циклон.



Рисунок 2. Нумерация экранных труб, замкнутых на солевой отсек котла ТПЕ-208

На рис. 3 приведена конструкция боковых экранов котла БКЗ-420-140 и показаны номера повреждаемых труб. В выносной отсек данного котла включены передние части 2ПБЭ, имеющие 24 трубы с каждой стороны котла. 1ПБЭ имеющая 36 труб и задняя часть 2ПБЭ, имеющая 14 труб включены в чистый отсек. В выносной СО включены трубы № 37–44 (8 шт.) и № 53–60 (8 шт.), условно включенные на ближние (крайние) циклоны, которые питаются водой из барабана, и трубы № 45–52 (8 шт.), включенные на средний циклон.

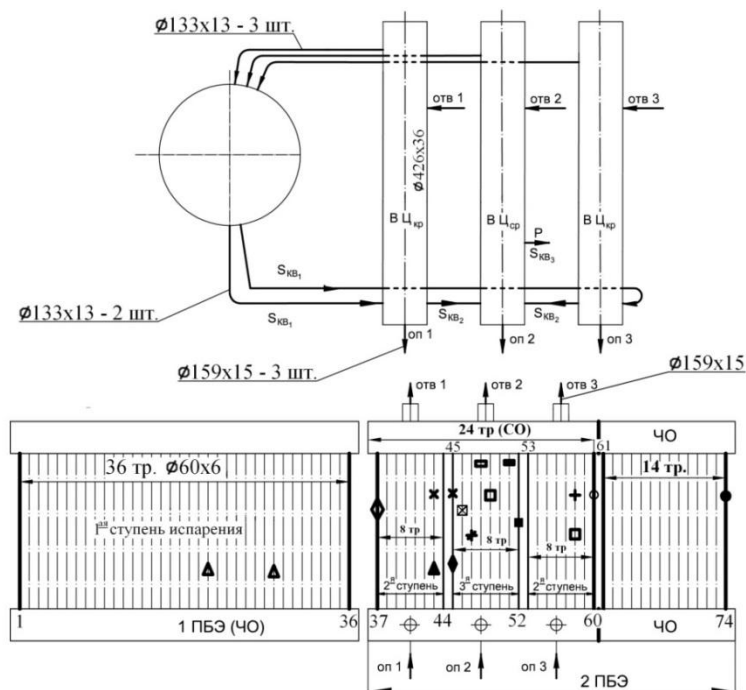


Рисунок 3. Конструкция и повреждаемость боковых экранов котлов БКЗ-420-140 НГМ

$\triangle \diamond \times \blacklozenge \boxtimes \square \blacksquare + \circ$ – котел ст. № 1; $\square \blacksquare$ – котел ст. № 3
 $\blacktriangle \bullet \triangle$ – котел ст. № 2; $\star$ – котел ст. № 5

Как видно из этого рисунка, основное количество повреждений сосредоточено в трубах выносного СО – 14 повреждений, причем 8 повреждений из 14 сосредоточены в трубах № 45–52, условно включенных на средний циклон, из которого и ведется непрерывная продувка.

На рисунке 4 показана конструкция выносного солевого отсека котла ТПЕ-131, в который включены 1ПБЭ, имеющие 24 экранные трубы с каждой стороны. Трубы № 1–12 условно замкнуты на ближний циклон, а № 13–24 на дальний. Как видно из этого рисунка трубы, условно замкнутые на дальний циклон, имеют 9 повреждений, а трубы, замкнутые на ближний, 2^я повреждения.

На основании результатов исследований выносных солевых отсеков, длительное время проводившихся в ВТИ, была разработана модель процессов в солевых отсеках с 2^{мя} циклонами на сторону котла, замкнутых на одну экранную поверхность нагрева. [1, 2, 3].

В симметричных СО, имеющих по два ВЦ с замкнутыми СО на общую экранную поверхность нагрева с верхним и нижним коллекторами без перегородок, концентрация солей распределяется таким образом, что в контуре ближнего циклона (условно вторая ступень испарения) она приблизительно в 2 раза выше, чем была бы во второй ступени при трехступенчатой схеме испарения котловой воды (КВ), а в контуре дальнего циклона (условно третья ступень испарения) концентрация солей приблизительно в 2,5 ÷ 3,0 раза выше, чем в контуре ближнего циклона. Повышенная концентрация солей в контуре ближнего циклона вызвана перебросом части КВ контура дальнего циклона в контур

ближнего циклона по экранным трубам вследствие изменения числа этих труб, работающих в каждом контуре за счет циркуляционных пульсаций.

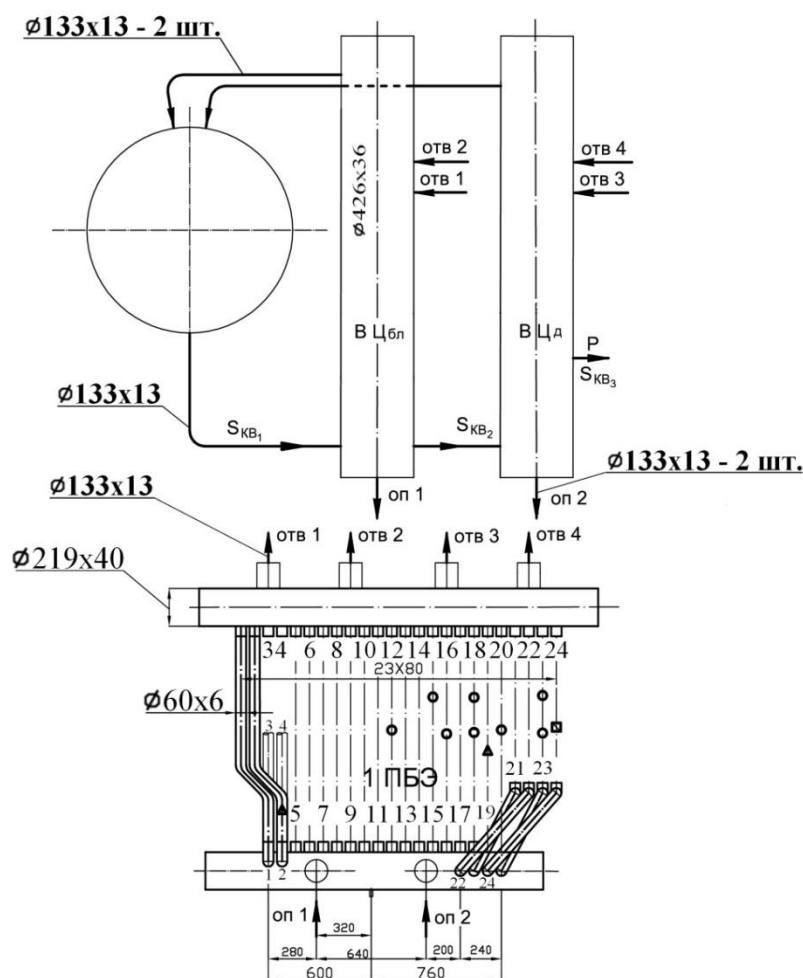


Рисунок 4. Повреждаемость выносных солевых отсеков котлов ТПЕ-131 ст. № 1, 2, 3

○ – котел № 1 Δ – котел № 2 □ – котел № 3

Следует отметить, что разработанная модель процессов для СО с 2^м циклонами на сторону котла применима и для СО, которые имеют по 3^м циклона на сторону, как например у котла БКЗ-420-140, однако численные значения отношения концентраций солей в крайних и среднем циклонах будут несколько отличаться от величин, приведенных выше.

Из представленных выше данных по конструкции, результатам исследования и повреждаемости испарительных труб выносных солевых отсеков котлов ТГ-104, ТПЕ-208, БКЗ-420-140 и ТПЕ-131 можно сделать следующие выводы:

а) На всех котлах основное количество повреждений сосредоточено в экранных трубах, условно замкнутых на дальние циклоны (контур и циклон, из которого ведется непрерывная продувка)

б) Концентрация примесей в контуре дальних циклонов (условно 3^я степень испарения) приблизительно в 2,5 ÷ 3,0 раза выше, чем в контуре ближних циклонов (условно 2^я степень испарения)

в) На основании исследований гидравлического режима в СО, имеющих по 2^а циклона на сторону котла, установлено, что скорости циркуляции в экранных и опускных трубах, а также кратности циркуляции и другие циркуляционные характеристики в контуре

ближнего циклона приблизительно одинаковы с характеристиками контура, замкнутого на дальний циклон [1, 2]

г) У правильно спроектированных котлов в выносные СО, как правило, выделяются панели, размещенные ближе к центру топки (котлы ТГ-104, ТПЕ-208 и БКЗ-420-140). В связи с этим условия обогрева и воспринятые тепловые потоки, для труб замкнутых на ближние циклоны, приблизительно такие же, как у труб, замкнутых на дальние циклоны.

Основное отличие в работе испарительных труб, замкнутых на дальние циклоны, от труб, замкнутых на ближние циклоны, заключается в том, что эти трубы работают на КВ с повышенной, приблизительно в $2,5 \div 3,0$ раза, концентрацией примесей.

В отечественном котлостроении практически на всех котлах ВД с выносными СО применяются линии солевого выравнивания (ЛСВ). Эти линии были разработаны для выравнивания концентрации примесей между двухсторонними СО, т.е. для ликвидации солевых перекосов, которые могут возникнуть из-за неравномерности обогрева и расходов непрерывной продувки СО по сторонам котла [4].

Однако опыт эксплуатации котлов с ЛСВ свидетельствует, что при наличии тепловых перекосов между панелями СО солевые перекосы между СО не устраняются. [5]

Были выполнены исследования СО с ЛСВ котла ТГ-104, схема включения которых приведена на рис. 5. Эти исследования показали, что при перекосах по теплу между левыми и правыми панелями СО наличие 2^х сторонних ЛСВ не устраняет солевые перекосы между СО [6].

В связи с этим для объяснения неработоспособности ЛСВ при перекосах по теплу в ВТИ была разработана методика расчета ЛСВ, которая подтвердила приведенные выше экспериментальные результаты – наличие ЛСВ не устраняет солевые перекосы между левыми и правыми панелями СО при перекосах по теплу между этими панелями. [3].

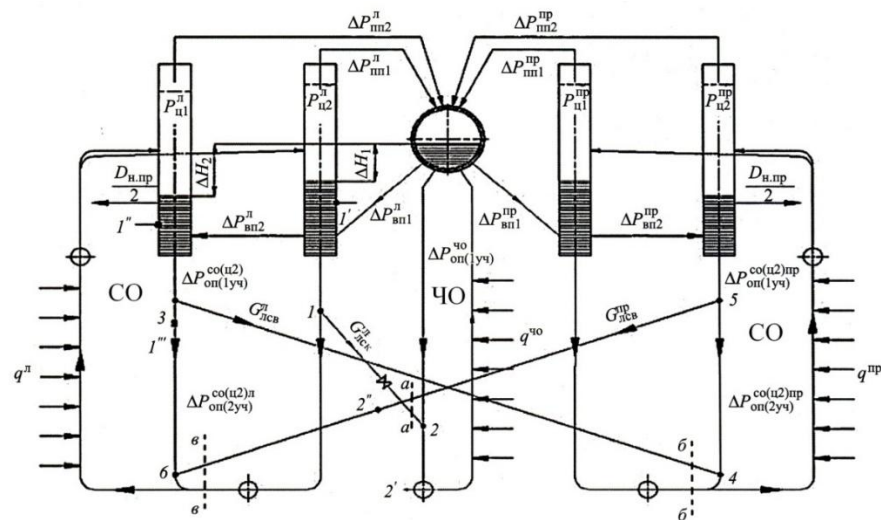


Рисунок 5. Выносной солевой отсек котлов высокого давления с линиями солевого выравнивания и солевой кратности

На основании данной методики было также установлено, что наличие ЛСВ в циркуляционном контуре СО при перекосах по теплу, не только не устраняет солевые перекосы, но еще и способствует увеличению концентрации солей в отсеке с большим тепловосприятием. Следовательно наличие ЛСВ приводит к увеличению солевых перекосов.

Дополнительное количество солей, которое вводится, например, в левый СО, имеющий большее тепловосприятие, будет равно

$$\Delta G_{\text{ЛСВ}} \cdot (S_{\text{КВ III}}^{\text{пр}} - S_{\text{КВ II}}^{\text{л}}), \quad (1)$$

где $\Delta G_{\text{ЛСВ}}$ – разница в расходах между левой и правой ЛСВ; $S_{\text{КВ III}}^{\text{пр}}$ – концентрация солей в правом дальнем циклоне; $S_{\text{КВ II}}^{\text{л}}$ – концентрация солей в левом ближнем циклоне.

Характер повреждений экранных труб СО котлов, рассмотренных выше:

- на ТГ-104 – подшламовая коррозия, водородное охрупчивание, кратковременный перегрев, кислотная коррозия;
- на ТПЕ-208 все повреждения испарительных труб были вызваны подшламовой коррозией из-за недостаточно эффективной непрерывной продувки контура дальнего циклона (рис. 6);

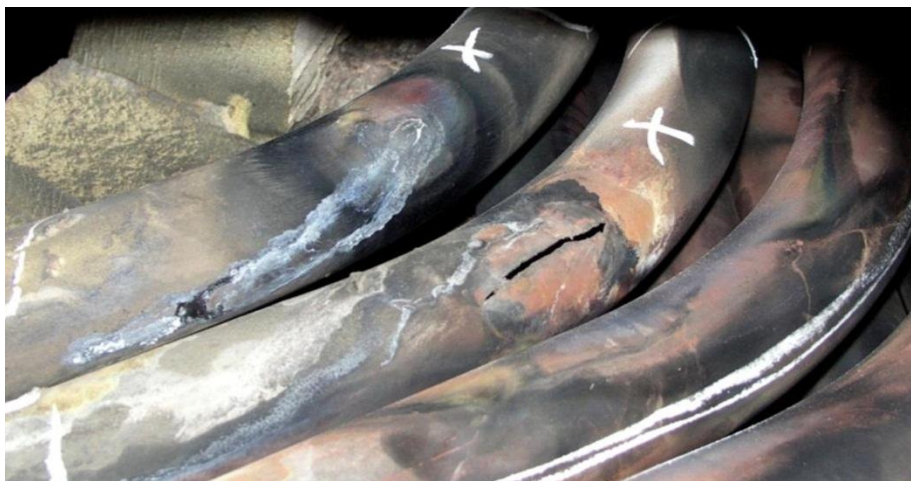


Рисунок 6. Характер повреждений труб солевого отсека № 63 и № 64

- на БКЗ-420-140 все повреждения испарительных труб выносных СО были вызваны подшламовой коррозией из-за недостаточной концентрации фосфатов в СО (при некоторых режимах работы меньше норм ПТЭ) и малой величиной непрерывной продувки иногда с $p < 0,5 \%$.
- на ТПЕ-131 все повреждения были вызваны разрушением защитной оксидной пленки за счет медных отложений (гальванокоррозия), упариванием КВ между стенкой трубы и слоем отложений, что вызывало подшламовую коррозию. Характер этих повреждений приведен на рисунках 7 и 8.

Причины повреждения выносных СО

- Работа котлов с величиной непрерывной продувки $P \approx 0,5 \%$ и менее.
- Объединение на ряде котлов линий непрерывных продувок из левых и правых СО в одну.
- Наличие в СО линий солевого выравнивания (ЛСВ).
- Недостаточно эффективные периодические продувки из-за малого времени продувок, как правило, не более 60 с.
- Периодические незафиксированные нарушения ВХР из-за недостаточной частоты выполнения хим. анализов
- Недостаточные запасы циркуляционной надежности экранных труб.



Рисунок 7. Характер повреждения трубы № 24 солевого отсека котла ТПЕ-131

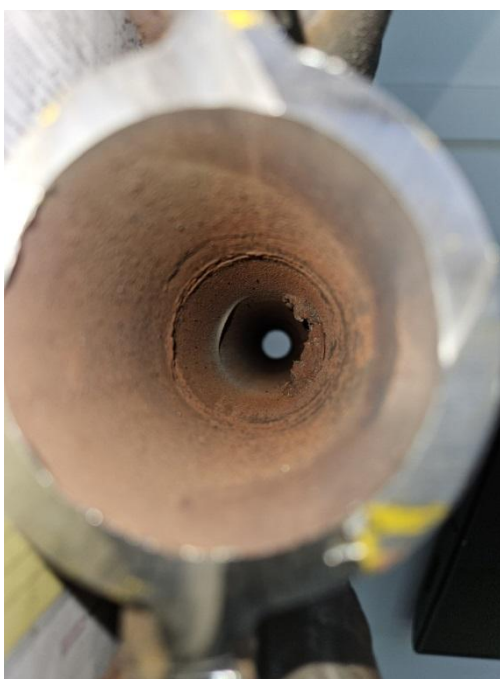


Рисунок 8. Внутреннее состояние поврежденной трубы № 24 солевого отсека котла ТПЕ-131

Выводы и рекомендации по эксплуатации и проектированию выносных СО

1. При всех режимах работы котла величина непрерывной продувки по расходомеру должна поддерживаться не менее 1,0 % от паропроизводительности котла.
2. При наличии на котле 2^х сторонних выносных солевых отсеков каждый отсек должен иметь свою линию непрерывной продувки с расходомером.
3. Отбор проб котловой воды СО необходимо выполнять из опускной трубы дальнего циклона и из линии непрерывной продувки.
4. При наличии большого количества шлама в СО для эффективного его удаления из контуров СО необходимо увеличение времени периодической продувки более 60 с. Для

этих целей необходимо предусматривать измерение уровня воды в дальних циклонах для определения максимально безопасного времени периодической продувки.

5. Рекомендации по проектированию:

5.1. Нецелесообразно применять в циркуляционных контурах линии солевого выравнивания (ЛСВ).

5.2. Размещать экранные панели СО в топочных камерах в зонах с более умеренными тепловыми потоками, исключающие наброс факела на экранные испарительные трубы СО.

5.3. Расчетные кратности циркуляции принимать не менее 5,0.

5.4. Отношения сечения опускной системы к сечению экрана принимать не менее 0,5–0,6.

5.5. Скорости циркуляции воды в экранных трубах при номинальной нагрузке принимать не менее 1,5 м/с.

5.6 Для исключения гидравлических разверок между экранными трубами количество гибов на одной трубе не должно быть больше 3.

5.7. Сечение труб питания ближних по ходу воды циклонов принимать не менее 20–25 % от сечения экрана, замкнутого на СО, а скорости циркуляции воды в этих трубах не должны как правило превышать 0,8–1,0 м/с.

5.8. Сечение труб отвода пара из выносных циклонов в барабан принимать не менее 0,55–0,6 от сечения экрана.

Список литературы

1. Федоров, А.И. Исследование причин повреждений экранных труб выносного солевого отсека котла ТПЕ-208 энергоблока 210 МВт / А.И. Федоров // Теплоэнергетика. – 2003. – № 4. – С. 17–22.
2. Федоров, А.И. Опыт наладки внутрикотловых устройств барабанных котлов ТЭС: аналитический обзор / А.И. Федоров – М.: ОАО «ВТИ», 2017. – 56 с.
3. Федоров, А.И. Обобщение исследований гидравлических и тепломеханических режимов в сепарационных устройствах, выносных солевых отсеках и циркуляционных контурах котлов ТЭС / А.И. Федоров // Теплоэнергетика. – 2021. – № 6. – С. 33–44
4. РТМ 108.030.05–75. Расчет и проектирование внутрикотловых схем и сепарационных устройств барабанных котлов высокого давления. – Введ. 1976. – 08. – 01. – М.: Министерство энергетического машиностроения, 1975. – 64 с.
5. Беляков, И.И. Исследование причин повреждений экранных труб барабанных котлов высокого давления / И.И. Беляков, А.Ф. Белоконова, А.В. Михайлова // Электрические станции. – 1980. – № 6. – С. 30–34
6. Федоров, А.И. Исследование влияния перекаса по расходу газа по горелкам на распределение концентрации солей в топочных панелях барабанного котла высокого давления / А.И. Федоров, Д.А. Баев, В.А. Баторшин // Водоподготовка и водно-химические режимы ТЭС. Цели и задачи.: сб. докл., под общ. ред. Е.В. Ереминой / VII Международная научно-техническая конференция. – М.: ОАО «ВТИ», 2020. – С. 41–46.

НАРАБОТКИ АО «ВТИ» В ОБЛАСТИ ЗАЩИТЫ ВОЗДУШНОГО БАССЕЙНА ОТ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

В статье приводится опыт АО «ВТИ» в части разработки и внедрения технологии аммиачно-сульфатной сероочистки (АСТ), а также в улучшении работы золоуловителей (рукавный фильтр и электрофильтр). АСТ позволяет очищать дымовые газы не только от оксидов серы, но частично и от оксидов азота. Кроме того, достоинством данной технологии является получение азотного удобрения — сульфата аммония $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$, что делает эту технологию окупаемой. Разработанный специалистами АО «ВТИ» совместно с технологами завода «Монтем» новый отечественный фильтрующий материал ФСА 400-7.2Т при улавливании золы высокозольных углей имеет более высокий в 2–3 раза ресурс работы по сравнению с импортными аналогами. Применение современных систем управления агрегатами питания электрофильтров позволяет снизить выбросы летучей золы в 1.5–2 раза и многократно увеличивает надежность работы агрегатов питания.

Ключевые слова: абсорбер; агрегат питания; аммиачная вода; аммиачно-сульфатная сероочистка; воздухопроницаемость; диоксид серы; дымовой газ; зола; межэлектродный промежуток; оксиды азота; пробой; рукавный фильтр; система управления; сульфат аммония; фильтрующий материал; электрофильтр.

Защита воздушного бассейна Российской Федерации от вредных выбросов тепловых электростанций – тема не новая. Существует много отработанных и реализованных методов удаления из дымовых газов ТЭС твердых частиц, диоксида серы, оксидов азота, но постоянно возникает запрос на новые методы или на усовершенствование старых известных методов.

Выбросы вредных веществ, содержащихся в дымовых газах ТЭС, подлежат нормированию [1] и для них в [2] определены технологические показатели для наилучших доступных технологий (НДТ), утвержденные в [3].

Объекты 1-й категории негативного воздействия на окружающую среду (НВОС), к которым относится большинство крупных ТЭС [4], в соответствии с законодательными документами [5, 6], должны быть оснащены системами автоматического контроля выбросов.

Помимо этого, в рамках реализации Федерального проекта «Чистый воздух» проводится эксперимент по квотированию вредных выбросов [7], направленный на снижение валовых выбросов загрязняющих веществ на 20–50 %, в 12 городах с неблагоприятной экологической обстановкой независимо от выполнения установленных технологических показателей. Список участников эксперимента по квотированию был расширен еще на 29 городов России [8]; планируется распространить действие данного проекта на города РФ с высоким и очень высоким уровнем загрязнения атмосферного воздуха, не вошедших в перечень действующих участников эксперимента по квотированию выбросов опасных загрязняющих веществ [9].

1. Аммиачно-сульфатная сероочистка, разработанная в АО «ВТИ»

Существует большое количество различных технологий очистки дымовых газов от SO_2 , которые отличаются, прежде всего, видом и состоянием используемого реагента. При использовании высокосернистого топлива на ТЭС для обеспечения высокой степени

сероочистки (85% и более) применяют «мокрые» технологии, для которых реагентами являются, в основном, аммиачная вода и суспензии извести/известняка.

Применяют и «мокро-сухие» технологии сероочистки, например технологии с циркулирующей инертной массой (ЦИМ), но для достижения показателей, сравнимых с показателями «мокрых» систем, требуется установка рукавного фильтра.

Специалисты АО «ВТИ» разрабатывают самые различные установки сероочистки в зависимости от содержания диоксида серы в дымовых газах ТЭС, наличия реагента, требований по отходам, наличия свободных площадей, в том числе и такие нетипичные для России технологии, как использование морской воды.

Аммиачно-сульфатная технология сероочистки (АСТ) была разработана в АО «ВТИ». Главным достоинством этой технологии является превращение диоксида серы не в отход, а в товарный продукт – азотное удобрение сульфат аммония $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$, имеющий цену выше стоимости аммиака, за счет чего технология сероочистки становится окупаемой, а также полное отсутствие стоков. Получаемое удобрение хотя и уступает по содержанию питательного элемента – азота (21% масс.) карбамиду и аммиачной селитре, однако для ряда сельскохозяйственных культур и определенных видов почв в РФ и за рубежом является единственно возможным вариантом применения. Дополнительным преимуществом АСТ является снижение выбросов оксидов азота в дымовых газах на 30-35% за счет их восстановления сульфитами аммония до азота.

Принцип действия АСТ заключается в связывании диоксида SO_2 и триоксида серы SO_3 промежуточным раствором сульфит-бисульфит-сульфата аммония в абсорбере, а введением реагента (аммиака NH_3 или аммиачной воды NH_4OH) вне абсорбционной зоны осуществляется корректировка состава оросительных растворов. Продукт получается последующим окислением сульфита и бисульфита аммония воздухом.

АСТ вошла в справочник [2] как НДТ. В ней используется тот же реагент, что и для технологий очистки дымовых газов от оксидов азота (СКВ и СНКВ), что позволяет экономить капитальные затраты при совместном применении серо- и азотоочистки на ТЭС.

Упрощенный вид АСТ представлен на рисунке 1.

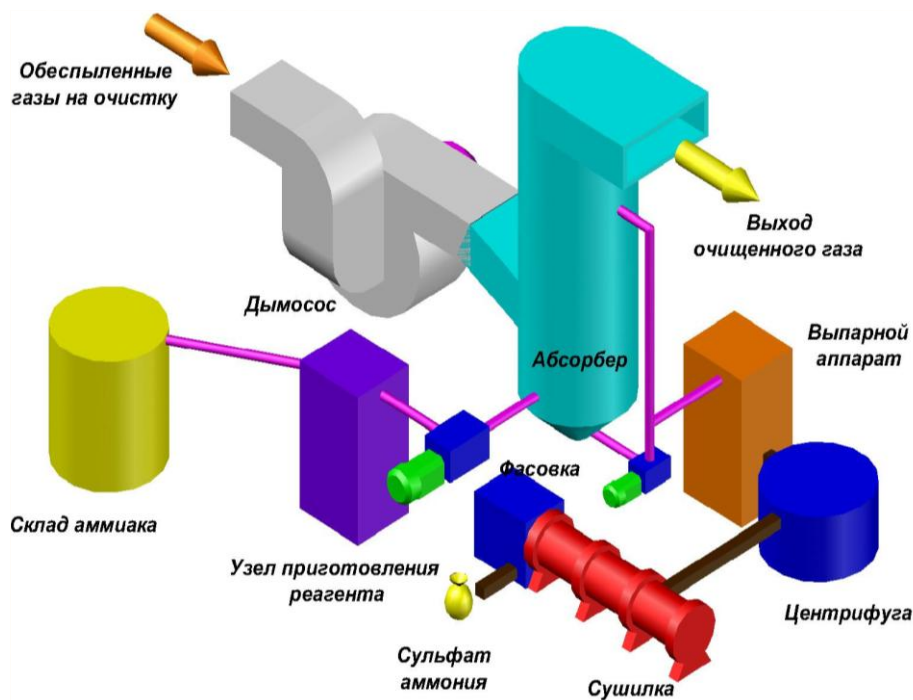


Рисунок 1. Упрощенный вид аммиачно-сульфатной технологии сероочистки

В настоящее время в АО «ВТИ» проводятся экспериментальные исследования по азотоочистке дымовых газов в условиях АСТ с использованием катализаторов на основе соединений меди. Первые опыты показали возможность увеличения степени поглощения NO с 30–35% до 70%.

Показатели АСТ применительно к ТЭС, работающих на сернистом и высокосернистом топливе, в зависимости от расхода, состава, температуры очищаемого газа и других параметров приведены в таблице 1, расходные показатели – в таблице 2.

Таблица 1

Технико-экономические показатели аммиачно-сульфатной технологии сероочистки для ТЭС

Степень сероочистки	До 99,5 %
Доля потребляемой энергии энергоблока	1,00–1,50 %
Общая площадь, занимаемая установкой сероочистки	12–22 м²/МВт
Удельные капитальные затраты	4000-8000 руб./кВт (зависят от содержания серы в топливе и от характеристик конечного продукта (раствор сульфата аммония/кристаллический сульфат аммония)

Таблица 2

Расходные показатели аммиачно-сульфатной технологии сероочистки для ТЭС на 1 тонну получаемого сульфата аммония

Воздух	2,00–3,15 т/т
Аммиачная вода	1,00–1,03 т/т
Химически очищенная вода	0,6–5,00 т/т
Насыщенный водяной пар	1,5–2,2 т/т
Электроэнергия	75–400 кВт-ч/т

АО «ВТИ» имеет успешный опыт (1993–1996 годы) внедрения опытно-промышленной установки аммиачно-сульфатной сероочистки на Дорогобужской ТЭЦ (Смоленская область) производительностью 500 000 м³/час при н.у. по дымовому газу. В качестве топлива использовался высокосернистый подмосковный уголь. Содержание SO₂ в дымовых газах составляло 8-10 г/м³ при н.у.; степень очистки от SO₂ составляла 95-98%; получаемый товарный сульфат аммония имел необходимый гигиенический сертификат (№ 2387 от 17.10.1995 г.) соответствия требованиям ТУ 113-03-625-90 «Сульфат аммония – побочный продукт». После того как Дорогобужскую ТЭЦ перевели на сжигание природного газа, установка сероочистки перестала функционировать.

В настоящее время аммиачно-сульфатная технология сероочистки, базовый проект которой был разработан АО «ВТИ» в 2021 году, внедряется на одном промышленном объекте РФ. На сегодняшний день проводятся пуско-наладочные работы этой установки.

Внедряемая установка состоит из двух узлов: 1) охлаждение дымовых газов и абсорбция диоксида серы; 2) выпарка концентрированного раствора сульфата аммония и сушка твердого вещества с получением кристаллического продукта.

С учетом опыта эксплуатации сероочистки на Дорогобужской ТЭЦ, применен ряд следующих технических решений, влияющих на эффективность работы сероочистки:

- осуществляется охлаждение дымового газа перед абсорбером в испарительном полом скруббере с одновременным концентрированием раствора сульфата аммония;
- в абсорбере установлены два яруса орошения высокоэффективной насадки с удельной поверхностью $250 \text{ м}^2/\text{м}^3$ с различной концентрацией рабочих растворов;
- на выходе дымовых газов из абсорбера установлен сетчатый туманоуловитель;
- ввод свежей аммиачной воды осуществляется вне абсорбционной зоны с помощью специальных смесителей в потоки рециркуляционных поглотительных растворов.

Эти решения позволяют повысить эффективность поглощения SO_2 , а также значительно снизить проскок аммиака и образование трудноулавливаемого тумана аммиачных солей.

Поскольку зола используемого топлива специфична и в ней присутствуют тяжелые металлы и несгоревший углерод, «улучшать» сульфат аммония такими веществами категорически нельзя; в связи с этим в проекте предусмотрена высокоэффективная система фильтрации концентрированного раствора сульфата аммония.

В таблице 3 приведены технико-экономические показатели аммиачно-сульфатной технологии сероочистки, внедряемой на объекте.

Таблица 3

Технико-экономические показатели установки аммиачно-сульфатной сероочистки

Степень очистки дымовых газов	98,0 %
Расход дымовых газов	1 500 000 $\text{м}^3/\text{час}$ (при н.у.)
Начальное содержание SO_2 в дымовых газах	6,1–6,8 $\text{г}/\text{м}^3$ (при н.у.)
Конечное требуемое содержание SO_2	не превышает 200 $\text{мг}/\text{м}^3$ (при н.у.)
Проскок аммиака	не более 10 ppm
Начальная температура дымовых газов	170°C
Коэффициент избытка реагента (аммиачная вода)	1,0
Диапазон устойчивой работы установки (нагрузка по дымовому газу)	35–110 %
Доля потребляемой энергии энергоблока	1,5 % (с учетом дымососа)
Площадь для размещения оборудования	8000 м^2 (18 $\text{м}^2/\text{МВт}$)
Удельные капитальные вложения	5800 руб./кВт

2. Совершенствование фильтрующих материалов

В последние годы в мире все большее внимание уделяется проблеме сокращения выбросов взвешенных частиц в атмосферу. В развитых странах введены стандарты (PM10 и PM 2,5) на выбросы тонких частиц, негативно влияющих на здоровье людей.

Пылеугольные тепловые электростанции (ТЭС) являются одним из основных источников поступления в атмосферный воздух твердых частиц, состоящих из большого количества мелких частиц. Самым современным и эффективным способом улавливания подобных частиц считается использование рукавных фильтров.

Опыт применения рукавных фильтров на российских ТЭС показал, что основной проблемой является низкий срок службы рукавов. Увеличение ресурса работы рукавов - актуальная задача, решение которой позволит снизить не только стоимость рукавного фильтра, но и эксплуатационные затраты.

Проведенные в АО «ВТИ» исследования, показали, что основной причиной снижения срока службы рукавов при улавливании золы экибастузского угля является забивание пор фильтрующего материала мелкими частицами золы [10]. В рассматриваемом случае можно уменьшить скорость забивания пор материала, заменив волокна круглого сечения на волокна сложной (многолепестковой) формы сечения [11].

Специалистами АО «ВТИ» совместно с технологами завода «Монтем» был разработан и испытан в промышленных условиях инновационный отечественный фильтрующий материал, который предназначен для изготовления рукавов фильтров, улавливающих золу высокозольных углей. Состав и структура этого материала были определены на основе анализа существующих данных, расчётов, испытаний образцов на стенде АО «ВТИ» и промышленных испытаний в реальных условиях ТЭС.

В результате проведенных работ найден оптимальный вариант двухслойного фильтрующего материала, получивший наименование ФСА 400-7.2Т (по классификации завода), для улавливания золы экибастузского угля (высокозольный уголь). Структура материала представляет собой два нетканых фильтрующих полотна и расположенный между ними тканый каркас. Оба нетканых слоя изготавливаются из смешанных в соотношении 50:50 волокон PTFE с круглой формой поперечного сечения и волокон P84 с многолепестковой формой поперечного сечения. Поверхностная плотность материала составляет 500 г/м². Каркас материала представляет собой сетку из монофиламентных нитей PTFE поверхностной плотностью 120 г/м².

Из материала ФСА 400-7.2Т были изготовлены 1310 рукавов. В июле 2022 г. экспериментальные рукава были установлены в одну из секций рукавного фильтра Омской ТЭЦ-5. Для проведения в дальнейшем сравнительных испытаний в данную секцию также были установлены и стандартные рукава, изготовленные из материала PPS.

Серия испытаний была проведена через 1104 часов работы экспериментальной секции. Для проведения испытаний были сняты несколько рукавов (штатных и экспериментальных) из середины секции. Внешний осмотр рукавов и исследование их образцов на сканирующем электронном микроскопе «Vega3LMN» производства фирмы «Tescan» (Чехия) не выявило механических или химических повреждений их поверхности. Однако на поверхности рукава, изготовленного из экспериментального материала, визуально наблюдалось в несколько раз большее количество золы, чем на поверхности штатного рукава.

Разрывные нагрузки для образца материала ФСА 400-7.2Т практически совпали с паспортными значениями. Незначительно снизились разрывные нагрузки образца, изготовленного из штатного материала.

Воздухопроницаемость обоих материалов уменьшилась, что объясняется забиванием пор материалов золой. Однако воздухопроницаемость экспериментального материала снизилась значительно меньше (на 58%), чем штатного (на 95%).

Таким образом, поры материала, из которого был изготовлен штатный рукав, к моменту его снятия практически полностью забились золой. Этим и объясняется наличие большого количества золы на поверхности экспериментального рукава, так как через штатный рукав из-за его на порядок меньшей воздухопроницаемости практически не происходила фильтрация дымового газа. Более того, можно предположить, что рукава остальных секций фильтра находились не в лучшем состоянии, чем штатные рукава в экспериментальной секции, а, значит, дымовой газ при работе, в основном, шел через экспериментальную секцию. Даже в таких экстремально тяжелых условиях экспериментальные рукава работали, что позволяет утверждать об увеличении срока службы экспериментальных рукавов по сравнению со штатными рукавами, как минимум в 2 раза.

На рисунках 2, 3 представлена структура срезов образцов материалов, полученная при помощи светового микроскопа. Внизу каждого рисунка находится лицевая часть материалов, а сверху – внутренняя.

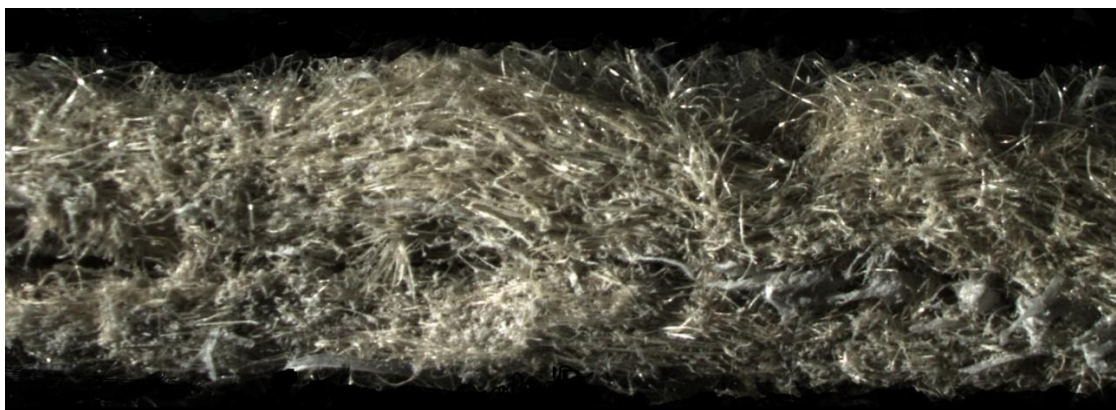


Рисунок 2. Структура среза образца, изготовленного из экспериментального материала

Из рисунка 2 видно, что зола находится только в верхней половине среза слоя образцов экспериментального материала.

В штатном материале зола равномерно и очень плотно заполняет его срез на 2/3 толщины материала (рисунок 3). Кроме того, внутри экспериментального материала находится гораздо меньшее количество частиц, чем внутри штатного. Таким образом, верхний слой экспериментального материала лучше задерживает частицы золы, не давая им проникнуть внутрь. Этим объясняется снижение скорости забивания пор экспериментального материала по сравнению со штатным материалом.

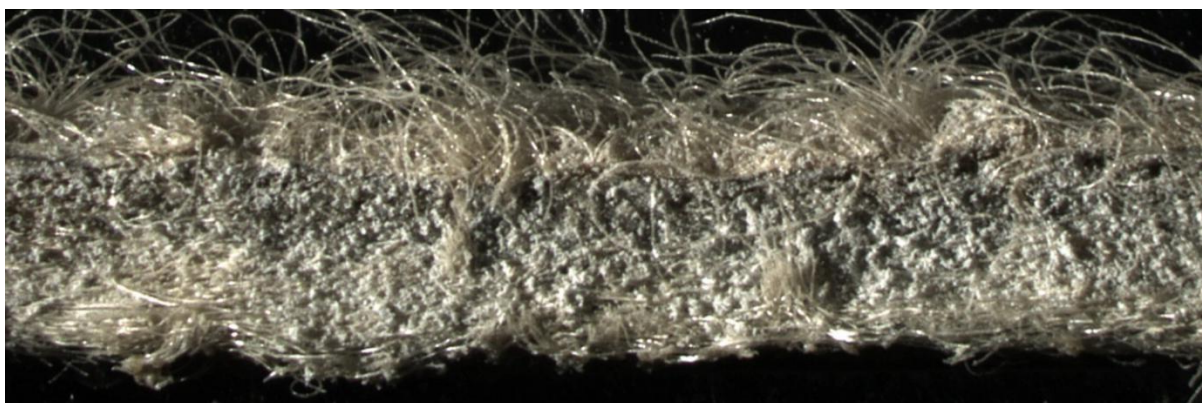


Рисунок 3. Структура среза образца, изготовленного из штатного материала

Таким образом, разработанный материал ФСА 400-7.2Т следует применять при изготовлении рукавов фильтров, улавливающих золу высокосольных углей.

3. Замена устаревших систем управления электрофильтрами – один из способов малозатратной модернизации электрофильтров

Электрофильтры находят широкое применение для очистки дымовых газов котельных установок ТЭС от летучей золы. Эти аппараты являются основным пылеулавливающим оборудованием, установленным на ТЭС России.

В среднем эксплуатационная эффективность российских электрофильтров составляет около 96%, что объясняется моральным и физическим износом данных аппаратов. Одним из способов, позволяющим увеличить эффективность работы электрофильтров, является замена устаревших систем управления этими золоуловителями.

Силовая часть агрегатов питания, производимых разными фирмами, абсолютно одинакова, отличие заключается в алгоритмах, которые заложены в контроллеры системы управления. При улавливании зол со средним удельным электрическим сопротивлением увеличение среднего напряжения на электрофильтре приводит к росту эффективности очистки. Алгоритм работы контроллеров различных систем управления в этом случае примерно одинаков. Упрощенно этот алгоритм можно описать следующим образом.

После пробоя межэлектродного промежутка и выдержки времени, необходимого для релаксации образовавшихся после пробоя ионов, напряжение быстро (за 30–50 мс) поднимается до 80–90 % величины среднего напряжения пробоя, затем следует очень медленный подъем напряжения на электрополе до момента, пока не произойдет следующий пробой, после чего алгоритм повторяется.

Если сразу после пробоя попытаться поднять напряжение на электрополе, то оставшиеся ионы спровоцируют дуговой разряд в ЭФ. Отметим, что минимальное время выдержки после пробоя определяется конструкцией агрегата питания и для всех традиционных агрегатов питания составляет 10 мс (половина периода колебания напряжения сети), хотя экспериментально доказано, что во многих случаях после искровых пробоев достаточно выдержать 5 мс.

Обычно контроллеры системы управления ЭФ соединяются в одну общую сеть. Большинство современных контроллеров управляют не только работой агрегатов питания, но и механизмов встряхивания соответствующих полей. При соединении в сеть один из контроллеров следит за тем, чтобы встряхивание каких-либо полей не происходило бы одновременно.

В современных контроллерах заложена функция снижения напряжения (или полного его отключения) во время встряхивания. Применение этой функции позволяет лучше очистить электроды при встряхивании.

Специалисты АО «ВТИ» имеют опыт установки современных систем управления электрофильтрами взамен устаревших. Начиная с 2005 года, было установлено около 40 современных систем управления на электрофильтры Каширской, Черепетской и Троицкой ГРЭС.

На рисунке 4 приведен пример замены специалистами АО «ВТИ» штатной системы управления (А) агрегатом питания электрофильтра на микропроцессорную систему управления (Б) с контроллером фирмы Castlet.

В результате замены повышается эффективность работы электрофильтра (обычно выбросы снижаются в 1,5–2 раза) и значительно увеличивается надежность работы агрегатов питания. Кроме того, современный контроллер каждого агрегата питания управляет не только напряжением на соответствующем электрополе, но и механизмами встряхивания электродов, что позволяет устанавливать оптимальные интервалы встряхивания и дополнительно снизить выбросы из электрофильтра.

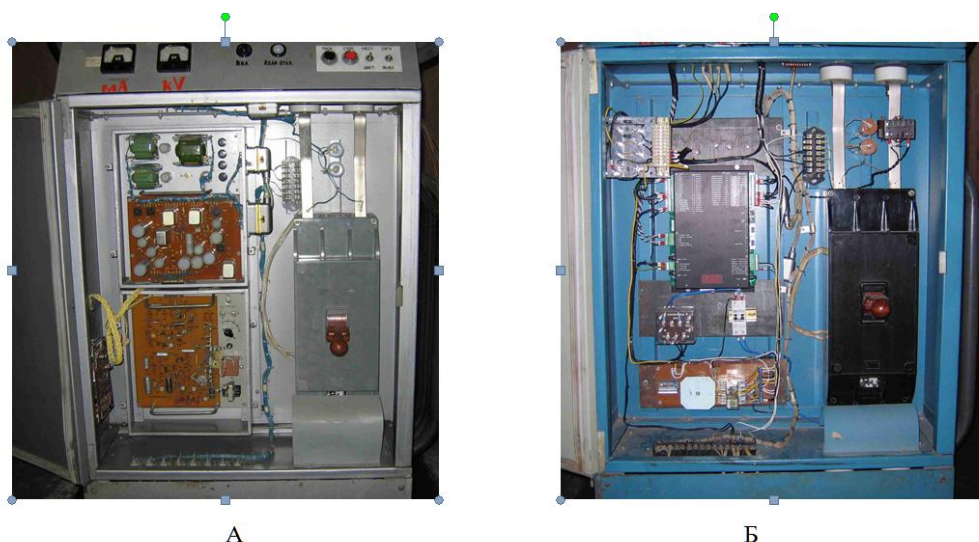


Рисунок 4. Агрегаты питания электрофильтра со штатной (А) и микропроцессорной (Б) системами управления

Таким образом, замена устаревших систем управления электрофильтрами на современные позволяет снизить выбросы из электрофильтров и увеличить надежность работы газоочистного оборудования.

Заключение

В ближайшее время планируется расширение задач по национальному проекту «Чистый воздух», связанных с проведением эксперимента по квотированию выбросов в городах со средним и высоким уровнями загрязнения [9] для обеспечения благоприятной экологической ситуации в этих городах.

В России на ТЭС, работающих на сернистом топливе, для уменьшения выбросов диоксида серы возникнет необходимость внедрения установок сероочистки, поэтому для успешного внедрения мероприятий по снижению выбросов диоксида серы на ТЭС необходима предварительная проработка возможных к внедрению технологий сероочистки (ТЭО, математическое моделирование, при необходимости дополнительные лабораторные, стендовые и опытно-промышленные испытания), включая рекомендованные ИТС 38-2024 [2].

Таким образом, рассмотренная в статье технология аммиачно-сульфатной сероочистки, становится востребованной и конкурентоспособной в силу ее окупаемости и возможности дополнительного снижения выбросов оксидов азота.

Внедрение современных систем управления агрегатами питания электрофильтров можно рассматривать как один из способов снижения выбросов твердых частиц из электрофильтра в 1,5–2 раза, что в отдельных случаях может требоваться для выполнения проекта «Чистый воздух».

Применение нового отечественного фильтрующего материала в условиях улавливания золы высокозольных углей позволяет увеличить ресурс работы рукавов, как минимум, в 2 раза, что позволяет увеличить надежность работы рукавных фильтров.

Список литературы

1. Распоряжение Правительства Российской Федерации от 20 октября 2023 г. № 2909-р (ред. от 23.12.2023) «Об утверждении перечня загрязняющих веществ, в отношении которых применяются меры государственного регулирования в области охраны

- окружающей среды и признании утратившими силу некоторых Постановлений Правительства РФ».
2. ИТС 38-2022 «Сжигание топлива на крупных установках в целях производства энергии».
 3. Приказ Минприроды России от 25.04.2023 г. № 248 «Об утверждении нормативного документа в области охраны окружающей среды «Технологические показатели наилучших доступных технологий сжигания топлив на крупных установках в целях производства энергии».
 4. Приказ Минприроды России от 18.04.2018 № 154 «Об утверждении перечня объектов, оказывающих негативное воздействие на окружающую среду, относящихся к I категории, вклад которых в суммарные выбросы, сбросы загрязняющих веществ в Российской Федерации составляет не менее чем 60 процентов».
 5. Постановление Правительства РФ от 13.03.2019 г. № 262 «Об утверждении Правил создания и эксплуатации системы автоматического контроля выбросов загрязняющих веществ и (или) сбросов загрязняющих веществ».
 6. Приказ Минприроды России от 18.02.2022 № 109 (ред. от 24.03.2023) «Об утверждении требований к содержанию программы производственного экологического контроля, порядка и сроков представления отчета об организации и о результатах осуществления производственного экологического контроля».
 7. Федеральный Закон № 195-ФЗ от 26.07.2019 г. «О проведении эксперимента по квотированию выбросов загрязняющих веществ и внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации в части снижения загрязнения атмосферного воздуха»
 8. Распоряжение Правительства РФ от 07.07.2022 № 1852-р «Об утверждении перечня городских поселений и городских округов с высоким и очень высоким загрязнением атмосферного воздуха, дополнительно относящихся к территориям эксперимента по квотированию выбросов загрязняющих веществ (за исключением радиоактивных веществ) в атмосферный воздух на основе сводных расчетов загрязнения атмосферного воздуха» (с изменениями на 17 августа 2024 г.).
 9. Протокол Комиссии Государственного Совета Российской Федерации по направлению «Экология и природные ресурсы» от 19.04.2024 г. № 5-24-П.
 10. Колчин К.И., Бондарев В.В., Киселева О.А. Разработка и исследования отечественного фильтрующего материала для рукавных фильтров, улавливающих золу высокочольных углей. Энергетик. № 7. 2021.
 11. Florin Popovici “Filtration with High-efficiency Fibers in Coal-fired Boiler Applications” VGB PowerTech. 4. 2010.

МЕТОДЫ ПОДАВЛЕНИЯ НЕУСТОЙЧИВОСТИ ГОРЕНИЯ В МАЛОЭМИССИОННЫХ КАМЕРАХ СГОРАНИЯ ГТУ

Статья посвящена обзору закономерностей возникновения неустойчивости горения бедных топливовоздушных смесей и используемых при этом технологий подавления неустойчивости горения, применяемых в реальных конструкциях малоэмиссионных камер сгорания современных ГТУ. Показаны подходы к моделированию и расчетам неустойчивости горения. Принципиальную роль по недопущению развития вибрационного горения в камере сгорания играет оптимизация управления, как процессом горения в камере сгорания, так и работой ГТУ в целом. Приведены примеры расчетов резонаторов, их размещения в малоэмиссионных камерах сгорания ГТУ передовых зарубежных производителей. Показаны результаты испытаний с использованием резонаторов и без них.

Ключевые слова: камера сгорания, газотурбинная установка, горение, малоэмиссионное сжигание топлива, неустойчивость горения, предварительно перемешанная топливовоздушная смесь, избыток воздуха, граница устойчивого горения, закрутка потока, вычислительная гидродинамика.

Введение

Энергетические ГТУ должны работать в регионах с различными климатическими условиями. Температуры наружного воздуха могут меняться от минус 50°C до плюс 50°C, серьезно изменяя параметры на входе в камеры сгорания. Энергетические ГТУ должны сохранять все свои характеристики, в том числе и эмиссионные в широком диапазоне нагрузок. Вследствие этого существенно изменяются условия сжигания топливовоздушной смеси в камере сгорания.

Стабильное малоэмиссионное сжигание хорошо перемешанной топливовоздушной смеси (ТВС) возможно в узком диапазоне температур пламени, ограниченном с одной стороны бедным срывом и неустойчивым горением, а с другой – ростом термических оксидов азота. Обе границы хорошо изучены и известны – нижняя из них варьируется вблизи температуры ~1300°C, а верхняя ~1500°C, в зависимости от качества перемешивания ТВС и условий стабилизации пламени, связанных с конструкцией горелочного устройства камеры сгорания, т.е. составляет ~200°C. В современных ГТУ, однако, диапазон изменения температуры газов на выходе (косвенно температуры пламени) значительно больше и составляет ~500°C, а не допустимые 200°C. При регулировании режимов появляются риски потери устойчивого горения и развития процессов виброгорения в камере сгорания, которое может привести как к разрушению ее элементов, так и лопаток турбины.

Существенное влияние на устойчивость горения оказывают граничные условия при испытаниях на стендах и в составе ГТУ. С учетом этого акустические характеристики присоединенных к камере сгорания трактов ГТУ, влияющие на динамические процессы, также требуют исследования, учета и использования для противодействия неустойчивости горения.

Малоэмиссионное сжигание природного газа в виде хорошо перемешанной воздухом смеси осуществляется в узком диапазоне температур пламени, ограниченной с одной стороны бедным срывом и неустойчивым горением, а с другой - ростом термических оксидов азота. Важным условием расширения рабочего диапазона нагрузок является сохранение устойчивого горения. Это возможно путем активного или пассивного подавления термоакустических колебаний. Механизмы и закономерности протекающих

при этом явлений исследованы недостаточно, математические модели не развиты, технические решения принимаются на основе общего понимания вопроса и проверяются экспериментально.

Для создания отечественных энергетических ГТУ с малоэмиссионными камерами сгорания и расширения рабочего их диапазона необходимо изучение закономерностей возникновения неустойчивости горения и средств для их предотвращения.

Основное содержание

В настоящее время основным методом снижения выбросов окислов азота (NO_x) в камерах сгорания промышленных газотурбинных установок является использование технологии сжигания «бедных» предварительно перемешанных топливовоздушных смесей. Низкая температура горения и высокая равномерность смеси обеспечивают при этом снижение концентрации NO_x при небольших концентрациях СО и других продуктов неполного сгорания. Однако применение такого метода встречает серьезные трудности из-за возникающей на определенных режимах работы неустойчивости процесса горения и интенсивных пульсаций давления, которые могут приводить к механическим и термическим повреждениям камер сгорания и лопаточного аппарата турбины.

Наиболее опасной является высокочастотная (акустическая) неустойчивость горения, когда частота колебаний соответствует одной из собственных частот камеры сгорания как акустического резонатора. Наблюдаются продольные и поперечные (радиальные и тангенциальные) колебания с высокими частотами. На появление этого типа неустойчивости влияют следующие основные факторы: запаздывание воспламенения, изменение времени подготовительных процессов, скорость химических реакций под воздействием колебаний давления и температуры. Для устранения такого типа колебаний эффективным является усиление поглощения акустической энергии на стенках камеры сгорания путем установки различного вида поглотителей (резонаторов Гельмгольца, узкополосных шумоглушителей, пористых стенок, полостей и пр.). Оптимальное место расположение, количество и размер такого типа поглотителей является одной из важнейших задач, стоящих перед разработчиками МЭКС ГТУ.

Несмотря на большие успехи, достигнутые за последние 20 лет в разработке теории, и применение самых мощных вычислительных устройств, надежная методика прогнозирования и расчета неустойчивости процесса горения и на ее основе построения эффективного механизма подавления термоакустических колебаний в России отсутствует. Существуют индивидуальные методы (зарубежные) снижения уровня пульсаций давления в МЭКС, вызванных неустойчивостью горения. Такие решения в основном недоступны в силу закрытости информации и их ноу-хау. Кроме того, имеющиеся результаты носят разрозненный характер, а опыт по устранению опасных колебаний давления газа не обобщен.

Неустойчивость горения представляет собой автоколебательный процесс (процесс самовозбуждения акустических колебаний газа), который можно представить в виде автоколебательной системы - источник энергии и механизм обратной связи, управляющий источником.

Когда известна частота колебаний применим энергетический метод, при использовании которого поток представляется состоящим из двух частей – холодной и горячей, разделенных областью теплоподвода. Распределение температуры газа имеет ступенчатый характер. В достаточно длинных камерах сгорания, а также при наличии охлаждающих устройств температуры газа в зоне горения и на выходе из установки существенно отличаются друг от друга. Появляется продольный градиент температуры горячего газа, который при расчете частот колебаний не учитывался.

Таким образом, при разработке МЭКС необходимо оценить возможные частоты (собственные частоты) колебаний, которые могут возбуждаться при горении топливовоздушной смеси, определить наиболее вероятные режимы горения, приводящие к таким возбуждениям, оценить энергетический уровень возбуждаемых колебаний и далее разработать метод поглощения (частичного поглощения) акустической энергии.

Как правило, вычислительные процедуры, влияние допущений, формулировка граничных условий и т. п. отрабатываются на упрощенных моделях, в первую очередь на моделях классической геометрии, таких как адиабатическая «длинная» труба постоянного сечения. Предполагается, что в такой постановке фронт пламени можно считать плоским.

Для определения собственных частот и форм системы переменные, определяющие возмущения, представляются как комплексные функции времени и положения $p' = \hat{p} \exp(i\omega t)$, где $\omega = \omega_r + i\omega_i$ – комплексная частота [1]. Ее действительная часть ω_r представляет частоту возмущения, а мнимая ω_i – показатель роста, на который амплитуда возмущения увеличивается за один цикл. Уравнение Гельмгольца, описывающее волны акустического давления, имеет вид:

$$\frac{\lambda^2}{\rho c^2} \hat{p} - \nabla \cdot \left(\frac{1}{\rho} \nabla \hat{p} \right) = -\frac{\gamma-1}{\rho c^2} \lambda \hat{q},$$

где: $\lambda = i\omega$ – собственное значение; $\hat{q}$ – объемное тепловыделение.

Возмущения тепловыделения q' , связанные с возмущениями скорости u' , задаются в точке непосредственно перед зоной горения со сдвигом по времени τ .

Для единичного источника уравнение Гельмгольца можно записать как:

$$\frac{\lambda^2}{\rho c^2} \hat{p} - \nabla \cdot \left(\frac{1}{\rho} \nabla \hat{p} \right) = -k \delta \lambda \hat{u}_i \left(\frac{5}{8} \mu_4 r^4 + \frac{3}{4} \mu_2 r^2 + \mu_0 \right) e^{\lambda \tau},$$

где: ρ – плотность; c – скорость звука; k – показатель усиления; δ – величина, обратная толщине зоны пламени; μ_i – коэффициенты разложения, принимающие значения – 1, 1 и 0, 2.

В это уравнение входит ряд нелинейных зависимостей, таких, например, как зависимости скорости распространения пламени и задержки воспламенения от давления. Кроме того, решение уравнения Гельмгольца требует нескольких серьезных допущений, в частности для формулирования граничных условий. В свою очередь это требует весьма значительных вычислительных затрат.

На рисунке 1 показана расчетная сетка CFD. Левая часть трубы – объем до зоны горения, далее следуют сечение подачи идеальной горючей смеси и зона тепловыделения. Правая часть трубы – акустический объем. Предполагается, что длина трубы достаточна для того, чтобы возмущения давления на ее обоих концах были пренебрежимо малы $p'=0$.

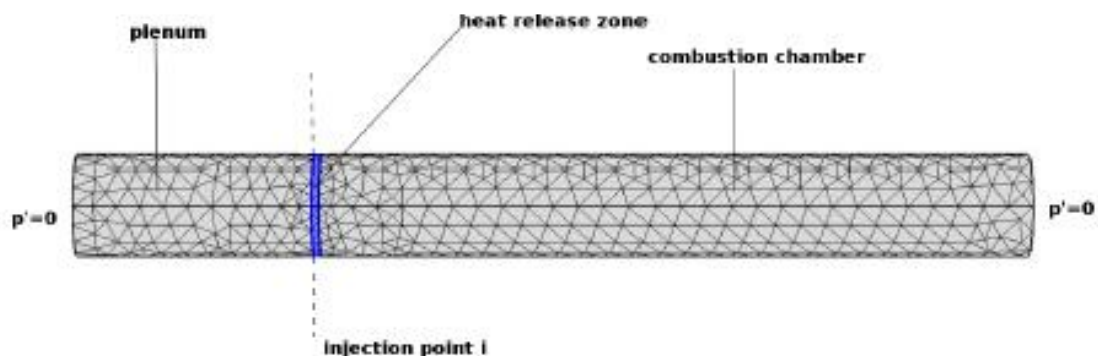


Рисунок 1. Расчетная сетка CFD

Основные механизмы неустойчивости горения можно качественно исследовать даже на такой упрощенной модели. В частности, модель позволяет исследовать зависимость устойчивости линейной модели от основных параметров k и $r = |\hat{u}_i/\bar{u}_i|$. На рисунке показана типичная диаграмма бифуркации Хофа (Hopf) для случая нелинейной модели пламени. Этот тип неустойчивости традиционно используется для описания устойчивости механических систем.

Очевидно, в диапазоне $1 < k < 2,3$ существуют два значения амплитуды r , что и является признаком неустойчивости (см. рис. 2 а). Такие модели удобны для оценки влияния на систему таких элементов, как демпфер. На рисунке 2 б сравниваются исходная система и вариант, снабженный резонатором Гельмгольца.

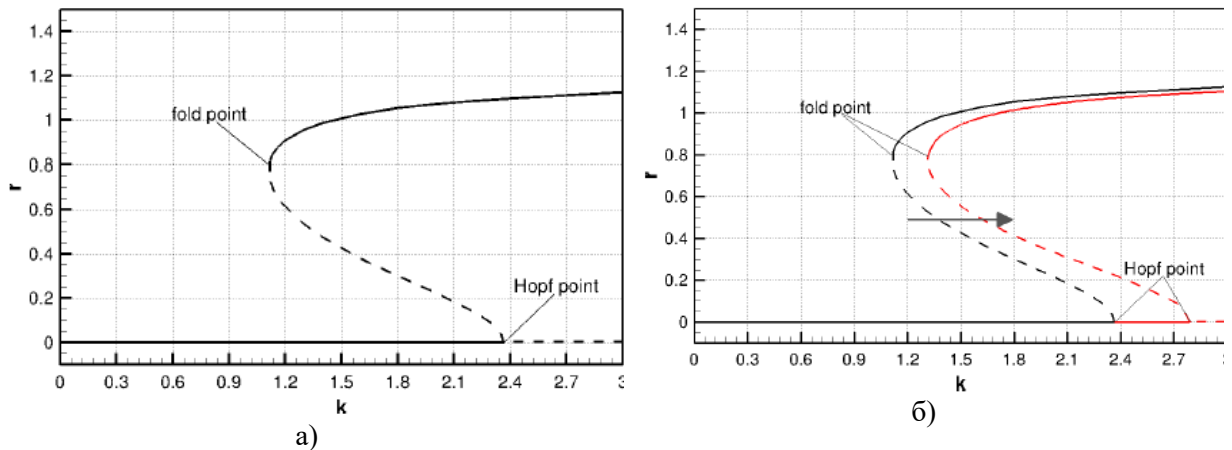


Рисунок 2. Зависимость амплитуды от показателя усиления:
а – исходная система; б – снабженная резонатором Гельмгольца

Очевидно, что для второго варианта (правая кривая) точка перегиба, т. е. граница неустойчивости, расположена значительно правее.

Упрощенные модели камер сгорания широко используются для валидации численных моделей, в частности при использовании программных пакетов LES [2]. На рисунке 3 показаны схема экспериментальной КС и пример визуализации поверхности пламени, полученный в результате расчета.

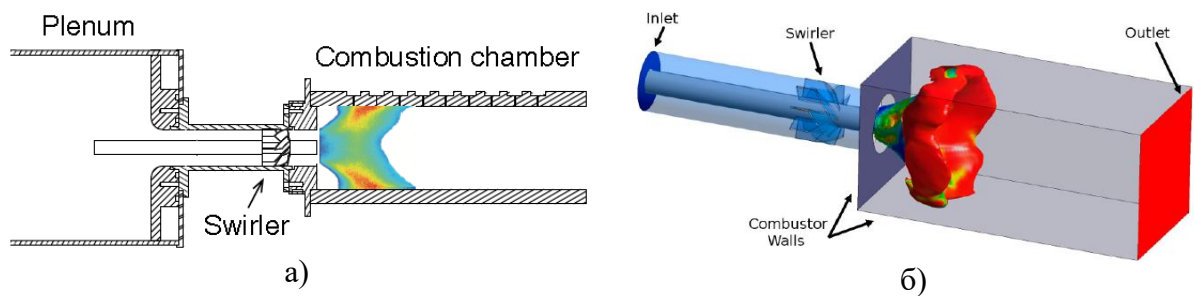


Рисунок 3. Экспериментальная горелка BRS: а – схема экспериментальной установки;
б – визуализация поверхности фронта пламени изоповерхностью температуры

На следующем рисунке 4 показано совпадение результатов расчета конфигурации пламени. На рисунке 4а – конфигурация, полученная экспериментально методом ОН*-хемилюминесценции, на рисунке 4б – результат адиабатного расчета LES.

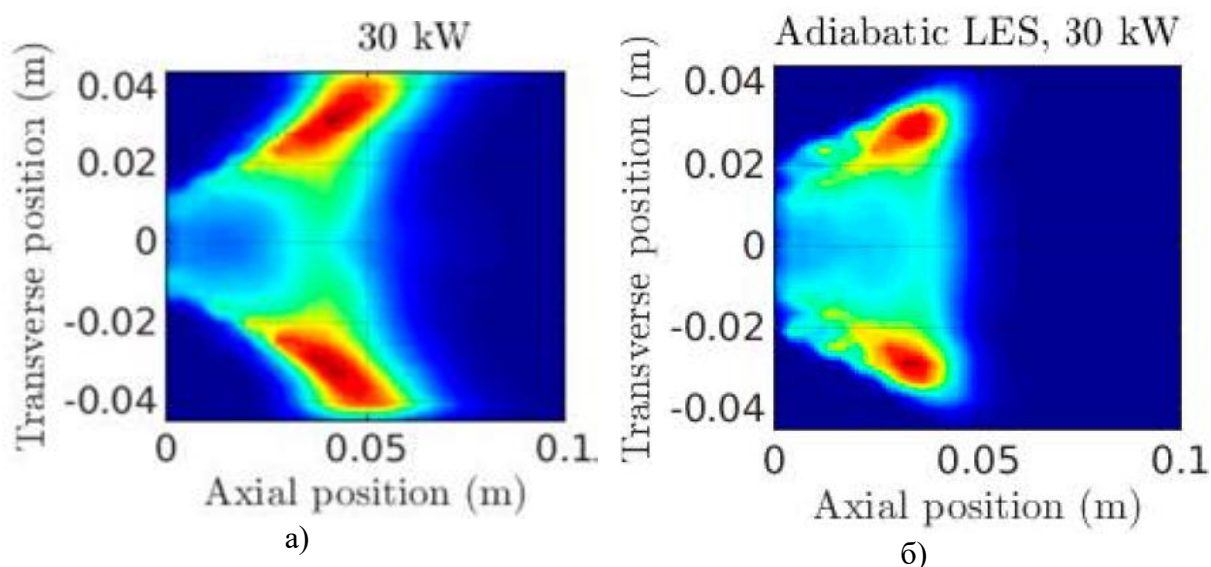


Рисунок 4. Конфигурация пламени: а – эксперимент; б – расчет

Другое направление в моделировании нестационарных процессов – определение значимости различных конструктивных и режимных факторов для решения конкретных задач. Так, в работе [3] дана методика определения диаметра отверстий в стенке жаровой трубы, не влияющего на точность вычисления акустических собственных частот и форм в заданном частотном диапазоне.

Одно из главных применений анализа акустических форм и частот – оптимизация размеров и расположения акустических демпферов. В частности, широко применяются хорошо известные резонаторы Гельмгольца (см. рисунок 5) [4].

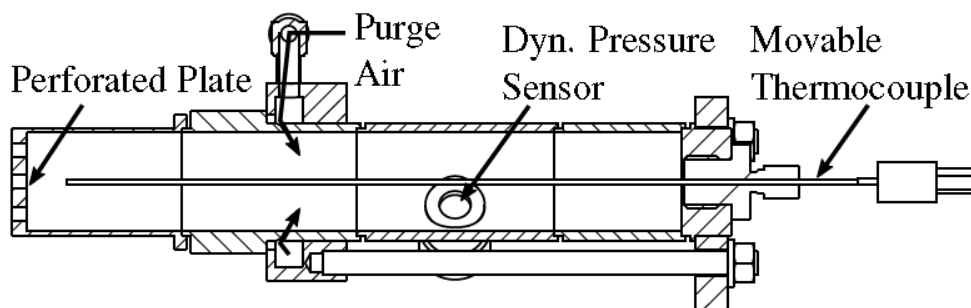
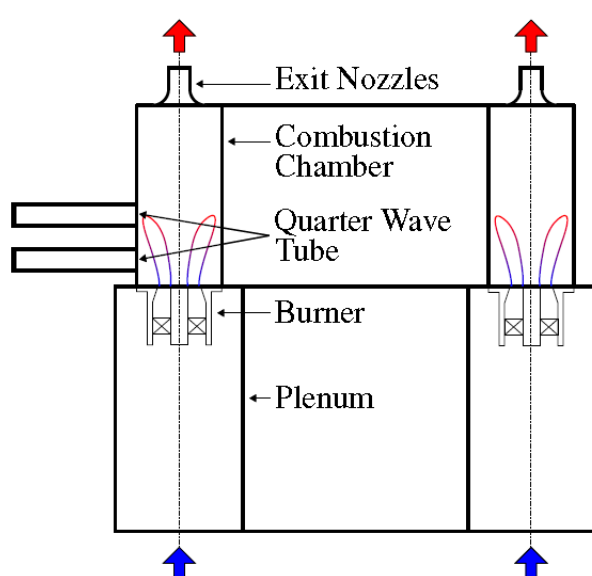


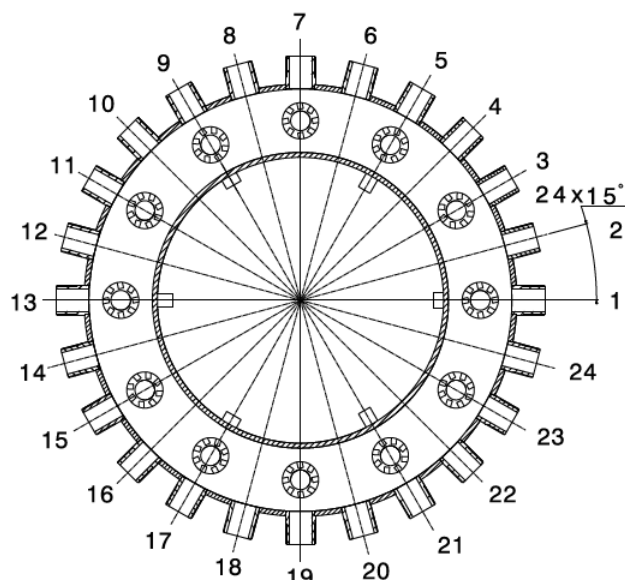
Рисунок 5. Резонатор Гельмгольца

Показанный на рисунке 5 экспериментальный резонатор оборудован подвижной термопарой и датчиком динамического давления, что позволяет подробно описать его термоакустическое состояние. Для обеспечения работоспособности резонатора в теплонапряженной камере его полость вентилируется. Вход резонатора выполнен в виде пластины с отверстиями. Изменяя размер и количество отверстий, а также рабочий объем резонатора, можно оптимизировать его амплитудно-частотную характеристику.

На рисунке 6 показана экспериментальная камера сгорания – кольцевая с предсмешением. Резонаторы устанавливаются на ее наружной цилиндрической стенке в двух поясах по оси КС вблизи зоны горения.



a)
ANNULAR COMBUSTOR TEST RIG.

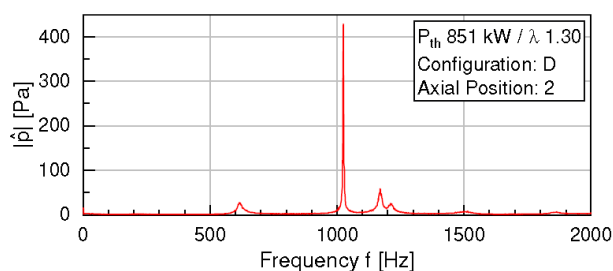


б)
POSITIONS OF THE DAMPER
CONNECTORS

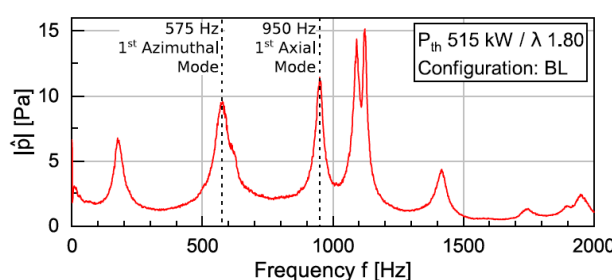
Рисунок 6. Экспериментальная кольцевая камера сгорания: а – продольный разрез; б – схема установки резонаторов по окружности

В каждом из поясов предусмотрено 24 равномерно расположенных по окружности места возможной установки резонаторов, в т. ч. неравномерно по окружности. Это открывает широкие возможности для оптимизации расположения демпферов, что особенно важно в связи с тем, что каждый резонатор настраивается на узкий диапазон частот, т. е. влияет на одну – две формы колебаний.

Испытания показали, что при равномерном по окружности расположении суммарный уровень демпфирования практически пропорционален количеству установленных резонаторов (см. рис. 7).



a) UNSTABLE AXIAL MODE



б) STABLE OPERATION

Рисунок 7. Амплитудно-частотная характеристика: а – без демпфирования; б – с установленными равномерно резонаторами

На рисунке 7 видно, что уровни пульсаций давления на устойчивом и неустойчивом режимах отличаются более чем в 20 раз при заметном сходстве собственных частот. Это свидетельствует о высокой эффективности установленных в КС резонаторов.

На рисунке 8 условно показаны обратные связи, влияющие на границу устойчивости процесса горения и амплитуду виброгорения.

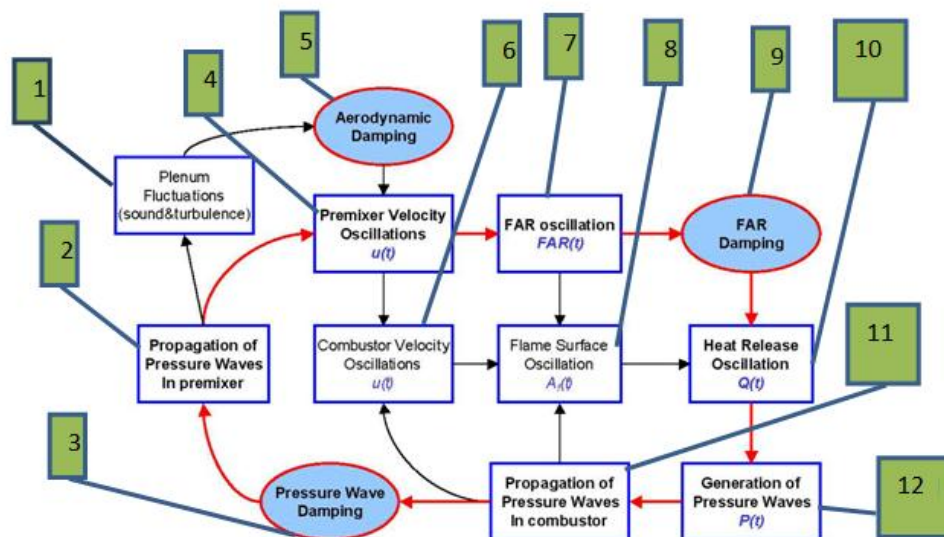


Рисунок 8. Обратные связи, которые могут приводить к неустойчивости горения, и различные способы демпфирования:

- 1 – возмущения в предобъеме, акустика и турбулентность; 2 – распространение волн давления в смесителе; 3 – демпфирование волн давления; 4 – колебания скорости в смесителе $u(t)$; 5 – аэродинамическое демпфирование; 6 – Колебания скорости в камере сгорания $u(t)$; 7 – колебания соотношения топливо-воздух $FAR(t)$; 8 – колебания поверхности пламени $A_f(t)$; 9 – демпфирование FAR ; 10 – колебания тепловыделения $Q(t)$; 11 – распространение волн давления в камере сгорания; 12 – образование волн давления $P(t)$

Следует отметить, что факторы на рисунке 8 показаны как зависящие от времени. Такой подход возможен только после интегрирования и / или осреднения перечисленных факторов по объему камеры сгорания.

Ниже приведены МЭКС некоторых зарубежных производителей ГТУ, где данная проблема решена при помощи использования разного рода поглотителей [5–7].

Например, промышленный Trent – трехвальный газотурбинный двигатель, разработанный фирмой Rolls-Royce (мощность от 42 до 66 МВт) использует два подхода для расширения границ устойчивого горения в МЭКС:

– предсмеситель (см. рис. 9), который за счет подачи воздуха в топливо (а не наоборот, как принято традиционно) обеспечивает постоянную задержку воспламенения смеси по времени, что позволяет избежать нежелательного побочного эффекта - самопроизвольного развития колебаний давления, возникающих в результате взаимодействия между нестационарными потоками (воздух или топливо) и колебаниями скорости тепловыделения;

– камеру статического давления, расположенную в корпусе камеры сгорания, присоединенную к жаровой трубе для пассивного демпфирования (рис. 9 в).

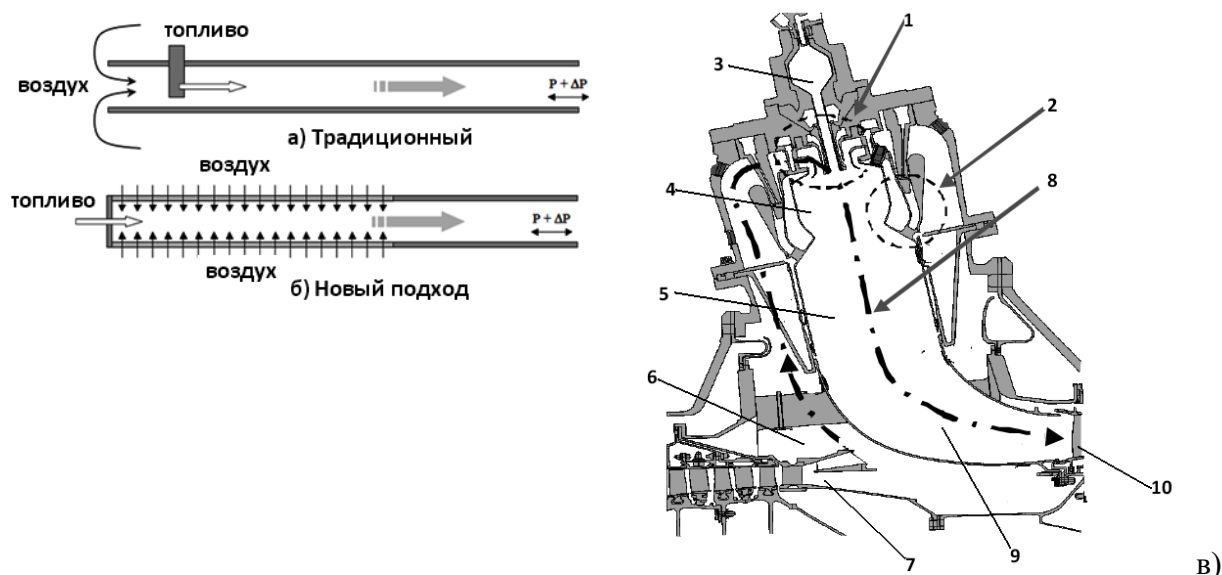


Рисунок 9. Конфигурация канала смешения топлива с воздухом: а – традиционная; б – новая; в – схема МЭКС ГТУ Trent 50: 1 – подача топлива в первую зону; 2 – подача топлива в зону предсмешения; 3 – запальное устройство; 4 – первичная зона горения; 5 – вторичная зона горения; 6 – камера статического давления (пассивное демпфирование); 7 – диффузор компрессора; 8 – акустический объем; 9 – напорное сопло; 10 – сопла первой ступени турбины

В ГТУ большой мощности M501 и M701 (60 и 50 Гц) фирмы Мицубиси в МЭКС для обеспечения устойчивого горения без значительных пульсаций давления вокруг каждой жаровой трубы установлены акустические поглотители (рис. 10 а, б) демпфирующие высокочастотные (500–5000 Гц), а в клапанах перепуска воздуха (рис. 10 а, в) – низкочастотные (0–500 Гц) пульсации.

Высокочастотный демпфер рассеивает акустическую энергию, преобразуя ее в тепло за счет вязкости среды, как показано на рисунке 10 б. Тепло снимается со стенки ЖТ паровой системой охлаждения. Низкочастотный демпфер расположен за уплотнительной прокладкой камеры сгорания в байпасном клапане (рис. 10 а, в). Его конструкция отличается от конструкции высокочастотного поглотителя. На сгибе байпасного клапана имеется множество больших перфорированных отверстий, которые выходят к пористой металлической прокладке высокой плотности. Из нее акустические волны перемещаются в акустическую полость, где и преобразуются в тепло. Пористая металлическая прокладка работает как акустическая стена, так что волны остаются внутри полости. На рисунке 10 в показаны детали демпфера и фотография пористой металлической прокладки.

Как заявляют разработчики ГТУ, установка демпфирующих устройств расширила допустимые диапазоны температур окружающей среды, состава топлива и уровней нагрузки.

В МЭКС ГТУ GT26 (см. рис. 11) так же используются два подхода к подавлению неустойчивости горения:

- управление топливом, при помощи которого удастся уходить от низкочастотных пульсаций давления, связанных с возникновением стоячей волны в КС SEV. Их подавляют изменением режима работы EV горелок;
- использование резонаторов Гельмгольца для борьбы с высокочастотными пульсациями давления.

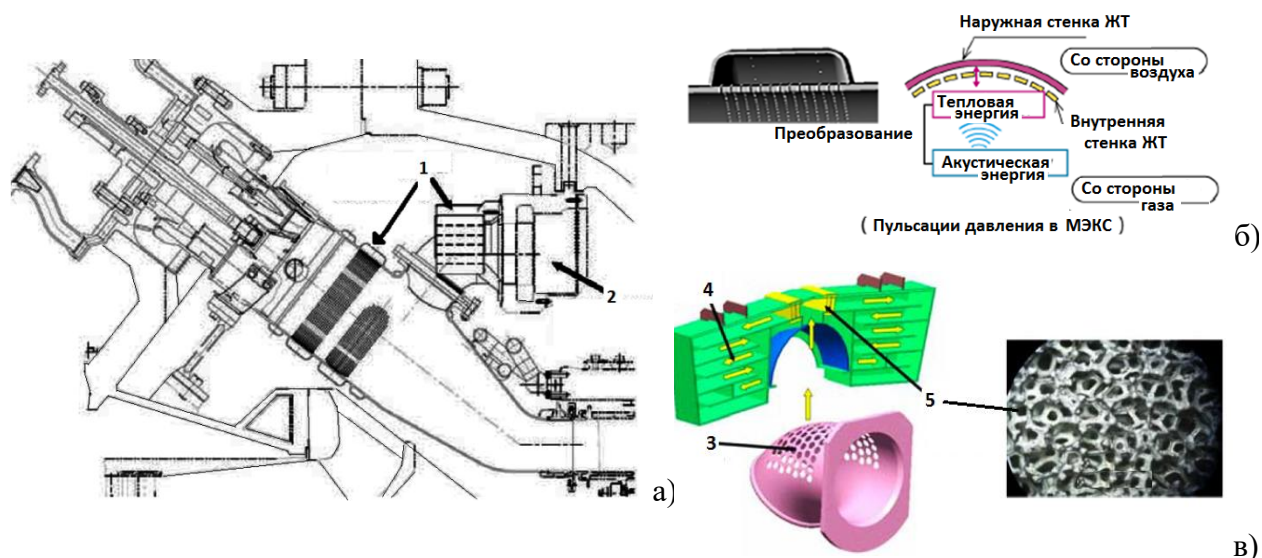


Рисунок 10. Демпфирующие устройства: а – схема расположения на МЭКС; б – высокочастотный; в – низкочастотный поглотители: 1 – акустические демпферы, 2 – клапан перепуска воздуха; 3 – отверстия на клапане перепуска воздуха, 4 – акустические полости, 5 – пористый металл (демпфер)

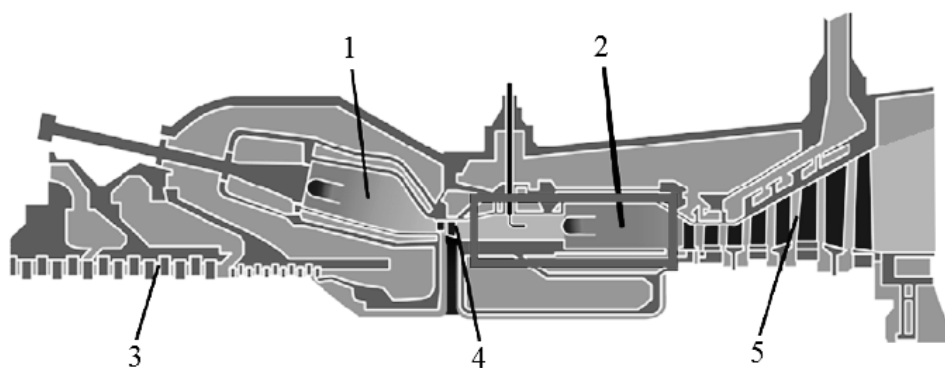
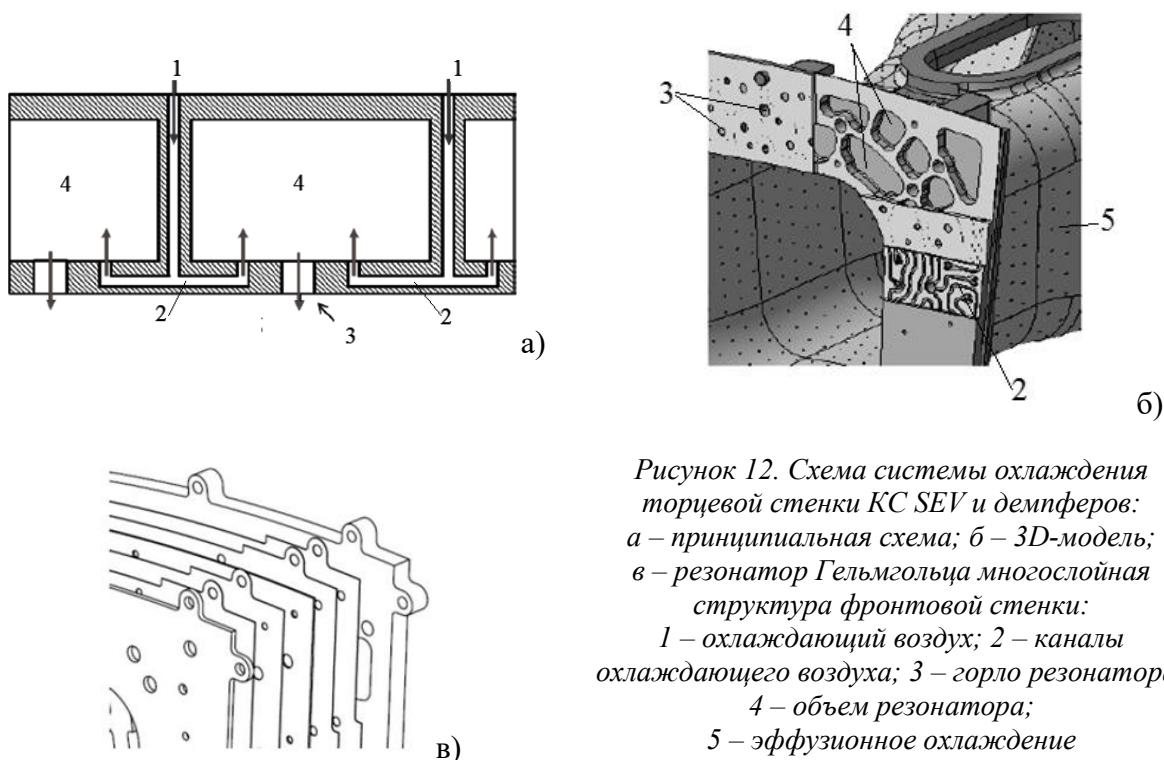
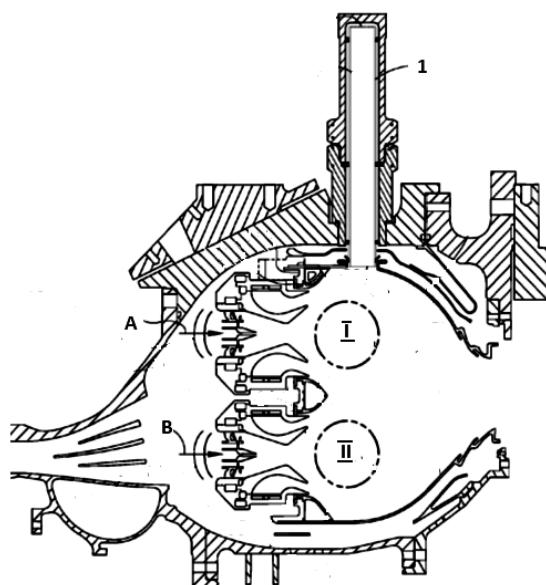


Рисунок 11. Схема GT 26: 1 – Первая КС SEV; 2 – повторная КС SEV; 3 – компрессор; 4 – турбина высокого давления; 5 – турбина низкого давления

На рисунке 12 а показаны резонаторы Гельмгольца, размещенные на торцевой стенке КС SEV (рис. 12 б), охлаждение которых производится с помощью многоканальной, многослойной конвективной системы со сложным расположением пристеночных каналов для воздуха и полостей (рис. 12 в), выполняющих функцию резонаторов. Применение такой системы вместо эффузионной позволило при сохранении допустимых температур поверхности торцевой стенки существенно снизить количество воздуха необходимого для ее охлаждения и исключило высокочастотные пульсации давления во всем диапазоне нагрузок и температур, поступающих на вход в КС SEV горячих газов.



В ГТУ LMS100 используется улучшенная конструкция камеры сгорания и горелок с их двухрядным расположением в жаровой трубе, как показано на рисунке 13. Данная МЭКС имеет два кольцевых ряда завихрителей А и В, за которыми образуются зоны горения I и II. Интенсивные пульсации давления потребовали установки демпфирующих труб (четвертьволновых резонаторов) 1 непосредственно напротив зон горения.



Кроме этого, применяются и традиционные методы демпфирования, такие как резонаторы Гельмгольца различных конструкций.

Выводы

Принципиальным моментом подавления процессов развития вибрационного горения является совершенствование методов управления горением. Разрабатываются сложные алгоритмы перераспределения топлива между каналами, в зависимости от режима работы ГТУ и внешних условий. Примером может служить программный комплекс OPFLEX американской компании Дженерал Электрик. Этот алгоритм имеет возможность самообучения и подстройки под изменяющиеся условия горения. Он обеспечивает хорошие экологические характеристики работы камеры сгорания и отсутствие вибрационного горения. Разработчики этого алгоритма позиционируют его, как продукт способный существенно снизить эксплуатационные издержки на настройку системы автоматического управления.

Таким образом, мировая инженерная наука в области расширения диапазона устойчивого горения МЭКС энергетических ГТУ развивается в область исследований и разработок как активного, так и пассивного демпфирования возникающих неустойчивостей горения.

Список литературы

1. GT2014-25228 INFLUENCE OF NONLINEAR EFFECTS ON THE LIMIT CYCLE IN A COMBUSTION CHAMBER EQUIPPED WITH HELMHOLTZ RESONATOR.
2. Alexander Avdonin, Alireza Javareshkian, Wolfgang Polifke PREDICTION OF PREMIXED FLAME DYNAMICS USING LES WITH TABULATED CHEMISTRY AND EULERIAN STOCHASTIC FIELDS GT2019-90140.
3. I. A. Zubrilin*, N. I. Gurakov, R. A. Zubrilin, and S. G. Matveev, Modeling of Natural Acoustic Frequencies of a Gas-Turbine Plant Combustion Chamber.
4. Michael Betz*, Max Zahn, Christoph Hirsch, Thomas Sattelmayer IMPACT OF DAMPER PLACEMENT ON THE STABILITY MARGIN OF AN ANNULAR COMBUSTOR TEST RIG, GT2019-90238.
5. L. A. Bulysova, V. D. Vasil'ev, A. L. Berne, and M. M. Gutnik "Experience Gained from Construction of Low-Emission Combustion Chambers for On-Land Large-Capacity Gas-Turbine Units: GT24/26", Thermal Engineering, 2018. Vol. 65. No. 6. PP. 362–370.
6. L. A. Bulysova, V. D. Vasil'ev, A. L. Berne, M. N. Gutnik, and A. V. Ageev "International Experience in Developing Low-Emission Combustors for Land-Based, Large Gas-Turbine Units: Mitsubishi Heavy Industries' Equipment" Thermal Engineering, 2018. Vol. 65. No. 5. PP. 287–293.
7. L. A. Bulysova, A. L. Berne and K. S. Pugach "Parametric computational studies to decrease NOx emissions in combustion of an ideal fuel air mixture with management of several stabilization zones", Power Technology and Engineering. Vol. 51. No. 6. March, 2018. PP. 682–690.

РАЗВИТИЕ ТЕХНОЛОГИИ ФОРМИРОВАНИЯ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ МЕТОДОМ ЭЛЕКТРОИСКРОВОГО ЛЕГИРОВАНИЯ НА РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

В статье рассматривается технология по ремонту рабочих лопаток последних ступеней низкого давления паровых турбин вследствие эрозионного износа входных и выходных кромок. Кратко описаны достижения АО «ВТИ» в области ремонта рабочих лопаток паровых турбин методом электроискрового легирования (ЭИЛ). Рассмотрены варианты ремонта рабочих лопаток методом ЭИЛ без разлопачивания роторов при положении ротора на козлах ремонтной площадки и в собственных подшипниках при вскрытой крышке цилиндра. Показано как происходило развитие ремонтной технологии от создания установок до внедрения стандарта.

Ключевые слова: функциональные покрытия, электроискровое легирование, воднокапельная и абразивная эрозия, рабочие лопатки, паровые турбины, ресурс.

Одной из важных задач при эксплуатации паровых турбин является повышение надежности работы рабочих лопаток, подвергающихся абразивному износу (первые ступени роторов высокого и среднего давления), водно-капельной эрозии (последние ступени), а также воздействию коррозионной среды. В процессе эксплуатации рабочие лопатки последних ступеней части низкого давления паровых турбин подвергаются эрозионному износу входных и выходных кромок. Как правило, после 80–100 тысяч часов наработки турбины стеллитовая защита, сформированная из пластин сплава ВЗК, постепенно отслаивается, оголяя материал рабочей лопатки, который начинает интенсивно изнашиваться под действием влажнопарового потока, резко сокращая ресурс лопатки. При этом в начале этого процесса можно наблюдать отслаивание пластин на отдельных лопатках. Впоследствии, по мере выработки припоя из-за коррозии количество таких пластин увеличивается и приобретает лавинообразный характер. Абразивный износ рабочих лопаток первых ступеней приводит к изменению геометрии профиля входной кромки лопатки ее утонению, вплоть до образования «бахромы» на выходной кромке.

Для ремонта рабочих лопаток в процессе проведения станционных ремонтов турбин отделение технической диагностики и ремонтных технологий (ОТДиРТ) АО «ВТИ» использует технологию на основе метода электроискрового легирования (ЭИЛ) [1]. Реализация процесса формирования защитно-упрочняющих покрытий на рабочих лопатках осуществляется без разлопачивания роторов и может выполняться при положении ротора на козлах ремонтной площадки (рис. 1), а также в собственных подшипниках при вскрытой крышке цилиндра.

Процесс формирования покрытий с использованием метода ЭИЛ развивается в АО «ВТИ» с 2000 годов. Для решения поставленной задачи первоначально были использованы установки «Элитрон-20» производства Опытного завода Института Прикладной Физики АН МССР, которые для поднятия мощности единичного энергетического импульса параллельно соединялись между собой. К 2004 году были разработаны мобильные малогабаритные переносные установки с потребляемой мощностью 500 Вт, позволяющие получать покрытия с требуемыми характеристиками на входных и выходных кромках рабочих лопаток. При разработке установок использовалась современная электронная элементная база. Для обеспечения требуемых технологических характеристик и надежности технологического процесса была разработана конструкция коммутирующего устройства – электромеханический аппликатор с возвратно-поступательным (вибрирующим) движением электрода.



Рисунок 1. Формирование покрытия на входных кромках рабочих лопаток последних ступеней при положении ротора на козлах ремонтной площадке

В 2020 году АО «ВТИ» разработал новую установку электроискрового легирования серии «УЭИЛ.20-1П» повышенной надежности с улучшенной степенью защиты от перегрева и выверенной энергией единичного импульса. Установка имеет 8 режимов работы с энергией единичного импульса 16, 20, 25,30 36, 42, 49, 56 Дж. Максимальная потребляемая мощность установки рассчитана на 900 Вт. В 2022 году институт разработал и создал аппликатор с принципиальным отличием (рис. 2). Вместо возвратно-поступательного движения электрода была реализована конструкция с вращательным движением электрода [2]. Разработанная конструкция позволяет улучшить сплошность покрытия и уменьшить вибрационное воздействие на металлатора от аппликатора при выполнении работ по формированию защитных покрытий.

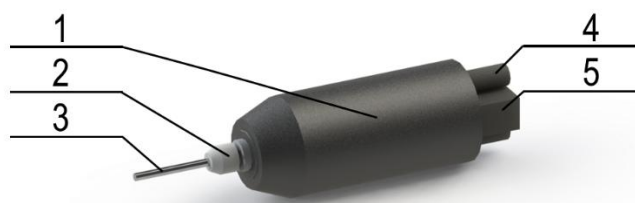


Рисунок 2. Аппликатор с вращающимся электродом для формирования покрытий методом ЭИЛ, где: 1 – Пластиковый корпус аппликатора; 2 – Патрон для зажима электрода; 3 – Электрод; 4, 5 – Разъём под силовой кабель и систему охлаждения

В пластмассовом корпусе аппликатора, выполняющего роль электрической изоляции элементов, закреплен электрический двигатель с удлиненным валом, на конце которого жестко находится цанговый патрон для зажима электродов. Для подачи электрической энергии на электрод используется щеточный узел, состоящий непосредственно из щетки и пружины, которая поджимает щетку к патрону. Силовой провод от щетки проходит внутри корпуса и подключается к силовому контакту разъема. Рабочий газ (воздух) через разъем подается во внутреннюю герметичную полость аппликатора, где транзитно проходит мимо двигателя, попутно его охлаждая, попадая в осевой канал вала, и далее через цангу попадает в рабочую зону с целью создания «газовой ванны», охлаждения электрода и обрабатываемой детали.

К настоящему времени разработано несколько вариантов конструкции аппликатора с вращающимся электродом, которые защищены патентами РФ [3, 4].

На рисунке 3 представлен генератор электроискровых импульсов УЭИЛ.20-1П в сборе с вращающимся аппликатором.



Рисунок 3. Генератор электроискровых импульсов в сборе с вращающимся аппликатором

В 2023 году был выпущен стандарт организации АО «ВТИ» о порядке формирования эрозионно- абразиво- и коррозионностойких защитно-упрочняющих покрытий на рабочих и направляющих лопатках паровых турбин в процессе изготовления и ремонта методом электроискрового легирования, в который вошли уточнения, полученные благодаря многолетнему опыту работ, а также требования к специалистам (металлизаторам).

На рис. 4 показаны зоны формирования противозэрозионных покрытий методом ЭИЛ на примере рабочих лопаток последних ступеней ротора низкого давления.

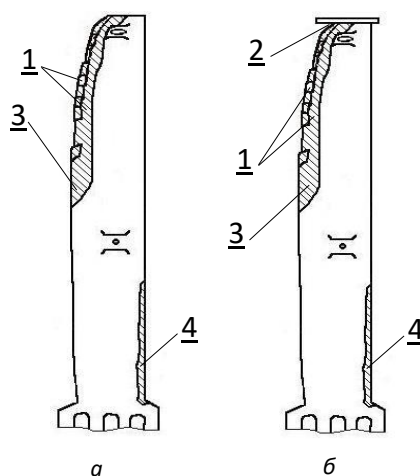


Рисунок 4. Схема расположения покрытия на рабочих лопатках последних ступеней различного профиля: а – профиля 1224; б – профиля 1355

Ширина зона формирования покрытия на входной кромке составляет 25–30 мм, т. е. может перекрывать ширину стеллитовых пластин РЛ. Это связано с тем, что в приторцовой части рабочих лопаток происходит интенсивное эрозионное разрушение металла за стеллитовыми пластинами, вплоть до сквозных промывов. Покрытия методом ЭИЛ увеличивают зону защиты входной кромки от эрозии ниже ряда стеллитовых пластин на длину от 80–250 мм (в зависимости от типоразмера рабочей лопатки).

Требования повышения экономичности турбоагрегатов привели к созданию рабочих лопаток последних ступеней с цельнофрезерованным бандажом. Внутренняя часть цельнофрезерованного бандаж также подвергается интенсивному эрозионному воздействию, создавая дефекты в виде трещиноподобных промывов в зоне галтели при

переходе профильной части лопатки к бандажу. Для защиты этих поверхностей наиболее эффективным средством является покрытие из кобальтового стеллита ВЗК.

Ежегодно АО «ВТИ» выполняет до 15 работ по формированию защитных покрытий на лопатках турбин различной мощности (от 50 до 800 МВт). Как правило, заказчики обращаются к услугам АО «ВТИ», когда рабочие лопатки достигают предельного состояния, хотя затраты на формирование защитных покрытий составляют от 12 до 18 % от стоимости комплекта РЛ. Исследования показали, что с применением в качестве материала противозерозионного покрытия кобальтового стеллита ВЗК работоспособность покрытия составляет до 10 лет и более. АО «ВТИ» считает, что формирование защитных покрытий методом ЭИЛ должно выполняться в пределах 5 лет эксплуатации, не допуская существенного эрозионного воздействия на лопатки. В этом случае эрозия и абразивный износ не так ярко выражены: лопатки если и теряют свои размеры по хордам из-за эрозии и абразивного износа, то это проявляется незначительно и эффективность применения организации противоабразивной и противозерозионной защиты будет выше.

Выводы

1. В АО «ВТИ» разработано оборудование для формирования функциональных электроискровых покрытий для ремонта и упрочнения элементов паровых турбин.
2. Разработаны методические указания о порядке формирования эрозионно-, абразивно- и коррозионностойких защитно-упрочняющих покрытий на рабочих и направляющих лопатках паровых турбин в процессе изготовления, эксплуатации и ремонта методом электроискрового легирования [5].
3. Ежегодно АО «ВТИ» выполняет до 15 работ по формированию защитных покрытий методом ЭИЛ на лопатках турбин различной мощности.

Список литературы

1. А.В. Беляков, Д.В. Тарадай, А.Н. Горбачев. Электроискровые покрытия в энергетике: сб. докл. НТК «Ремонт и техническое обслуживание оборудования электростанций»; под ред. канд. техн. наук Д.В. Тарадая. М.: ОАО «ВТИ», 2024. С. 3–17.
2. Устройство для электроискрового формирования покрытий с вращающимся электродом. Патент на изобретение № 2778132. 2022 / А.Н. Горбачев, А.В. Беляков, Д.В. Тарадай и др.
3. Устройство для электроискрового формирования покрытий с вращающимся электродом и гибким валом. Патент на изобретение № 2809895. 2023 / Д.В. Тарадай, А.Н. Горбачев, И.В. Прохоров и др.
4. Устройство для электроискрового формирования покрытий с вращающимся электродом с крыльчаткой. Патент на изобретение № 2818514. 2024 // Д.В. Тарадай, А.Н. Горбачев, А.В. Беляков и др.
5. СТО ВТИ 30.002-2023. Методические указания о порядке формирования эрозионно-абразивно- и коррозионностойких защитно-упрочняющих покрытий на рабочих и направляющих лопатках паровых турбин в процессе изготовления, эксплуатации и ремонта методом электроискрового легирования / А. В. Беляков, А.Н. Горбачев, Д.В. Тарадай [и др.]. М.: ВТИ, 2023.

ПРОВЕДЕНИЕ ИСПЫТАНИЙ ИМПУЛЬСНЫХ РАЗГРУЗОК НА ТЭС И ПОСТРОЕНИЕ ИМПУЛЬСНЫХ ДИАГРАММ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Приведена информация об импульсной разгрузке турбин – способе повышения устойчивости работы генерирующего оборудования при нарушениях режима работы энергосистемы. Представлено описание проводившихся в 2020–2025 годах на Сургутской ГРЭС-2 испытаний работы оборудования при импульсных разгрузках, описание обработки результатов испытаний, расчётов и построения импульсных диаграмм турбин, выполненных специалистами ВТИ.

Ключевые слова: энергосистема, тепловая электрическая станция, противоаварийная автоматика, импульсная разгрузка.

Вопросы устойчивости работы генерирующего оборудования электростанций в энергосистеме являются важными и актуальными. При параллельной работе генераторов с энергосистемой должна обеспечиваться статическая устойчивость – способность восстановления режима работы при малых отклонениях его параметров, вызванных, например, снижением пропускной способности линий электропередачи или потерей возбуждения генератора. Устойчивая работа генераторов также должна обеспечиваться при больших кратковременных возмущениях, таких как: короткие замыкания, отключения значительных нагрузок, параллельных линий электропередачи и др. Способность системы после таких возмущений восстанавливать установившийся режим работы с параметрами, близкими к нормальным, называется динамической устойчивостью [1].

Одним из способов повышения динамической устойчивости в условиях возникновения возмущений является выполняющаяся по командам противоаварийной автоматики энергосистемы кратковременная глубокая импульсная разгрузка турбины для гашения избыточной кинетической энергии ротора с последующим восстановлением мощности до первоначального уровня или её ограничением [1], [2]. Параметрами управляющего импульса (рис. 1) являются:

- амплитуда A ;
- длительность $T_{и}$;
- постоянная времени заднего фронта $\tau_{и}$.

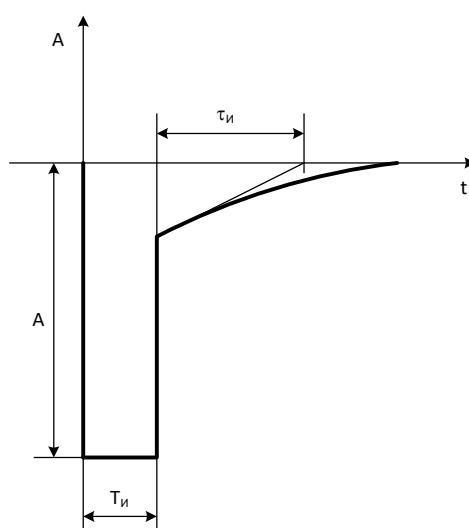


Рисунок 1. Форма управляющего сигнала при импульсной разгрузке турбины

На тепловых электростанциях, участвующих в противоаварийном управлении, для проверки устойчивости и надежности работы генерирующего оборудования и систем автоматического управления в режимах импульсных разгрузок периодически проводятся проверочные испытания [3].

В 2020–2025 гг. на Сургутской ГРЭС-2 проводились испытания импульсных разгрузок турбин. Специалистами ВТИ проводились анализ результатов испытаний, выполнение необходимых расчётов и подготовка отчётов по результатам испытаний. Испытания проводились на паросиловых энергоблоках ст. № 1–6.

Сведения об основном оборудовании Сургутской ГРЭС-2 представлены в таблице 1. Основным и резервным топливом электростанции является природный газ.

Таблица 1

Краткие сведения об основном оборудовании Сургутской ГРЭС-2

№ энергоблока	1	2	3	4	5	6	7	8
Установленная мощность, МВт	830	810	810	810	810	810	397	410
Тип оборудования	Паросиловой энергоблок с прямоточным паровым котлом и конденсационной паровой турбиной						Парогазовая установка	

Автоматизация паровых котлов и турбин энергоблоков ст. № 1–6 выполнена на базе микропроцессорных программно-технических средств, системы автоматического регулирования турбин – электронные электрогидравлические.

В рамках систем управления мощностью энергоблоков реализованы котельные и турбинные регуляторы мощности. Для каждого энергоблока котельный регулятор мощности формирует задание по расходу топлива, а турбинный – задание по положению регулирующих клапанов турбины.

В автоматике каждого блока для реализации кратковременного снижения мощности предназначен канал аварийной импульсной разгрузки (АИР), сигнал от которого поступает в систему автоматического управления мощностью. Алгоритм АИР осуществляет быстрое снижение мощности с последующим её восстановлением до требуемого уровня.

Для обеспечения статической устойчивости также предусмотрен канал послеаварийного управления (ПАУ). Сигнал ПАУ поступает в систему автоматического управления мощностью после отработки аварийной ситуации в энергосистеме и осуществляет быстрое снижение мощности с последующим ее восстановлением до нового уровня. Этот алгоритм может быть инициирован как после или вместе с АИР, так и самостоятельно, без АИР.

При проведении испытаний на энергоблоках ст. № 1–6 подавались одновременные команды АИР и ПАУ на изменение мощности от заданного исходного значения до близкого к 0 с последующей нагрузкой энергоблока до нижней границы регулировочного диапазона.

Сведения о датах и исходных нагрузках испытаний представлены в таблице 2.

Таблица 2

Даты и исходные нагрузки испытаний АИР на энергоблоках ст. № 1–6 Сургутской ГРЭС-2

№ энергоблока	Исходная нагрузка, МВт	Дата испытаний	
1	500	11.12.2021	
	830	25.01.2022	
2	500	06.11.2020	
		30.09.2021	
		17.08.2023	
	810	29.09.2021	
		18.08.2023	
3	500	15.06.2022	
		20.06.2025	
	650	20.06.2025	
	810	15.05.2023	
4	500	24.09.2020	
		01.09.2022	
	810	25.05.2021	
		06.08.2023	
5	500	18.06.2021	
		06.04.2022	
		18.06.2025	
	650	19.06.2025	
	800	25.08.2021	
	810	07.04.2022	
6	500	22.07.2022	
	810	05.08.2022	

Далее рассмотрим основные этапы обработки данных и расчёта, выполняемых специалистами ВТИ.

Результатом испытаний являются данные о процессах изменения основных технологических параметров оборудования (активной мощности генератора, частоты вращения турбины, положении регулирующих клапанов турбины, расхода, давления, температуры острого пара, других технологических параметров).

По полученным данным строится импульсная диаграмма, включающая в себя графики изменения:

- активной мощности генератора (измеренный параметр);
- частоты вращения ротора турбины (измеренный параметр);
- ускорения ротора турбины (расчётный параметр);
- механической мощности генератора (расчётный параметр).

Ускорение частоты вращения рассчитывается как приближенное значение производной по времени частоты вращения турбины, а механическая мощность – по уравнению движения ротора:

$$P_{\text{мех}} = \frac{T_j}{\omega_0} P_{\text{ном}} \frac{d\omega}{dt} + P_{\text{эл}},$$

где:

$P_{\text{мех}}$ [МВт] – механическая мощность турбины;

T_j [с]- постоянная времени ротора генератора и турбины;

ω_0 [рад/с] – номинальная частота вращения турбины;

$P_{\text{ном}}$ [МВт] – номинальная активная мощность генератора;

$\frac{d\omega}{dt}$ [рад/с²] – ускорение ротора турбины;

$P_{\text{эл}}$ [МВт] – активная электрическая мощность генератора.

Данные результатов испытаний представляют собой таблицы значений параметров. Активная мощность генератора, частота вращения турбины, другие технологические параметры архивируются штатными средствами АСУТП энергоблоков с шагом по времени ≈ 100 мс. Дополнительно активная мощность архивируется быстродействующим регистратором с шагом по времени 0,5 мс. Сравнение архивных данных мощности из АСУТП и из быстродействующего регистратора показывает, что значения в архив АСУТП записываются не только с большим шагом по времени, но и с запаздыванием по сравнению с записью в архив быстродействующего регистратора. Для выполнения расчётов и построения импульсной диаграммы необходимы более точные значения мощности из архива быстродействующего регистратора, поэтому приходится проводить совмещение и синхронизацию данных из двух источников.

Также среди данных архива АСУТП встречаются точки, между которыми шаг по времени не 100 мс, а 4–5 мс. Пример выдержки из таблицы представлен на рисунке 2. Корректно рассчитать ускорение (производную по времени от частоты вращения) по таким точками невозможно, поэтому они исключаются при первичной обработке данных.

Название	Мощность активная 5Г	Текущее задание мощности	Обороты турбины
Код ККС/АКС	5SP10E031A	5DEHMW-REF	5DEHWS
	2	3	4
Ед.изм	МВт	МВт	об/мин
10:06:15,133	372,0107117	437,3999939	3000,881592
10:06:15,234	376,862793	437,3999939	3000,881592
10:06:15,333	376,862793	437,3999939	3001,306885
10:06:15,430	384,3787537	437,3999939	3001,381836
10:06:15,433	384,3787537	437,3999939	3001,381836
10:06:15,533	398,0787354	437,3999939	3000,431396
10:06:15,633	408,2585449	437,3999939	2999,525146
10:06:15,733	408,2585449	437,3999939	2999,168945

Рисунок 2. Пример таблицы данных из архива АСУТП

С целью исключения скачков, изломов при построении графиков изменения параметров применяется сглаживание методом скользящего среднего.

После описанной выше предварительной обработки данных выполняется построение импульсной диаграммы турбины.

В качестве примера более подробно можно рассмотреть результаты испытаний с исходных нагрузок 810 МВт и 500 МВт, проведенных на энергоблоке ст. № 4 в 2020 и 2021

годах. Испытания проводились путём подачи одновременных команд АИР и ПАУ, длительность импульса АИР $T_{\text{и}}$ равнялась 3 с.

На рисунках 3, 7 представлены импульсные диаграммы, на рисунках 4...6, 8...10 представлены графики изменения основных технологических параметров.

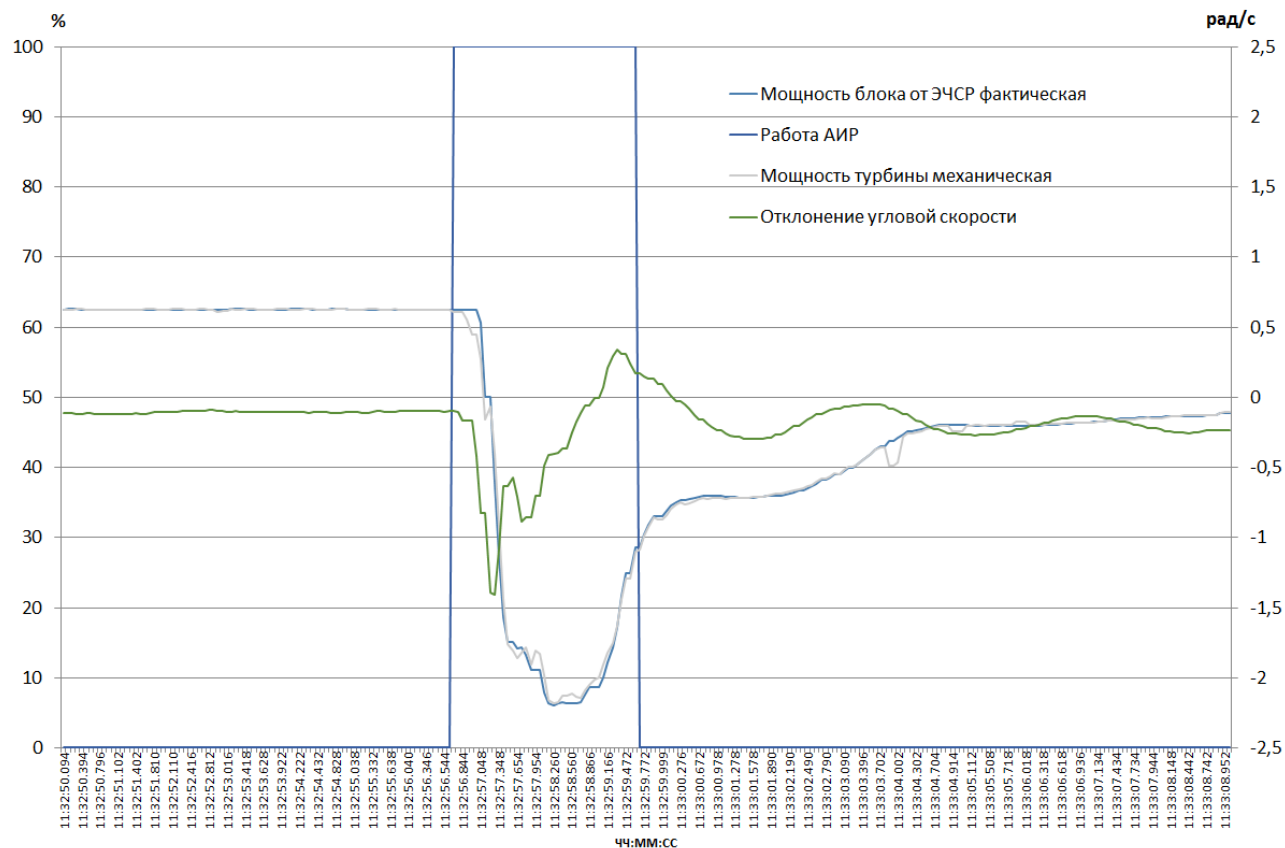


Рисунок 3. Графики электрической мощности блока, механической мощности турбины, амплитуды импульса АИР, отклонения угловой скорости при испытаниях с исходной нагрузки 500 МВт

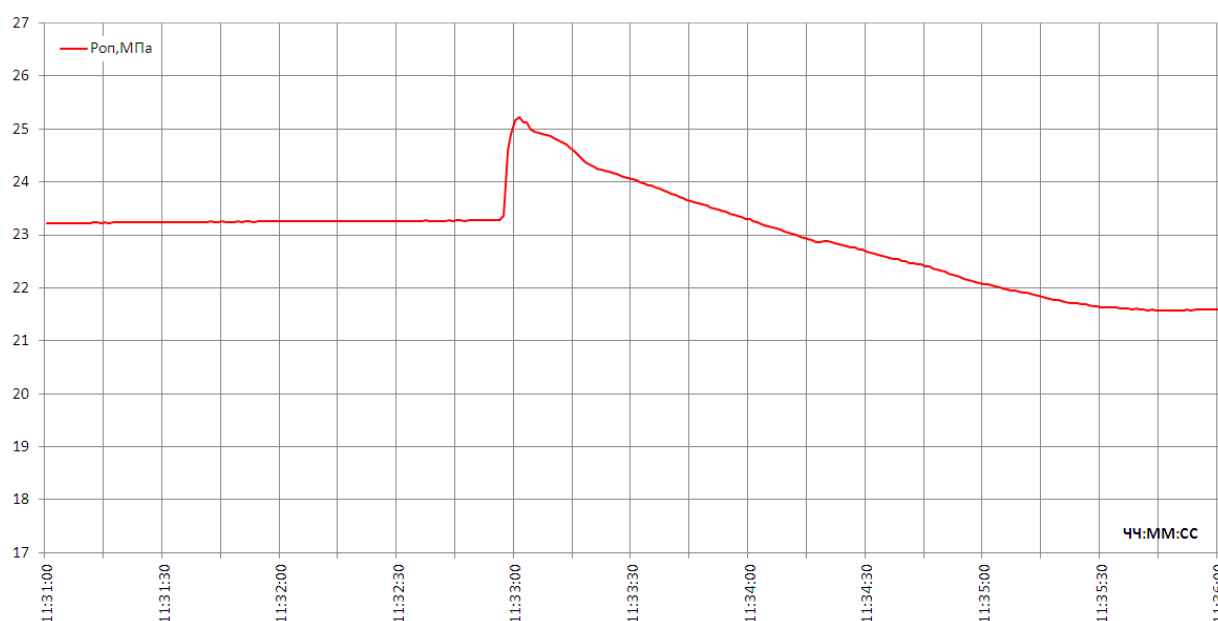


Рисунок 4. График изменения давления острого пара перед турбиной при испытаниях с исходной нагрузки 500 МВт

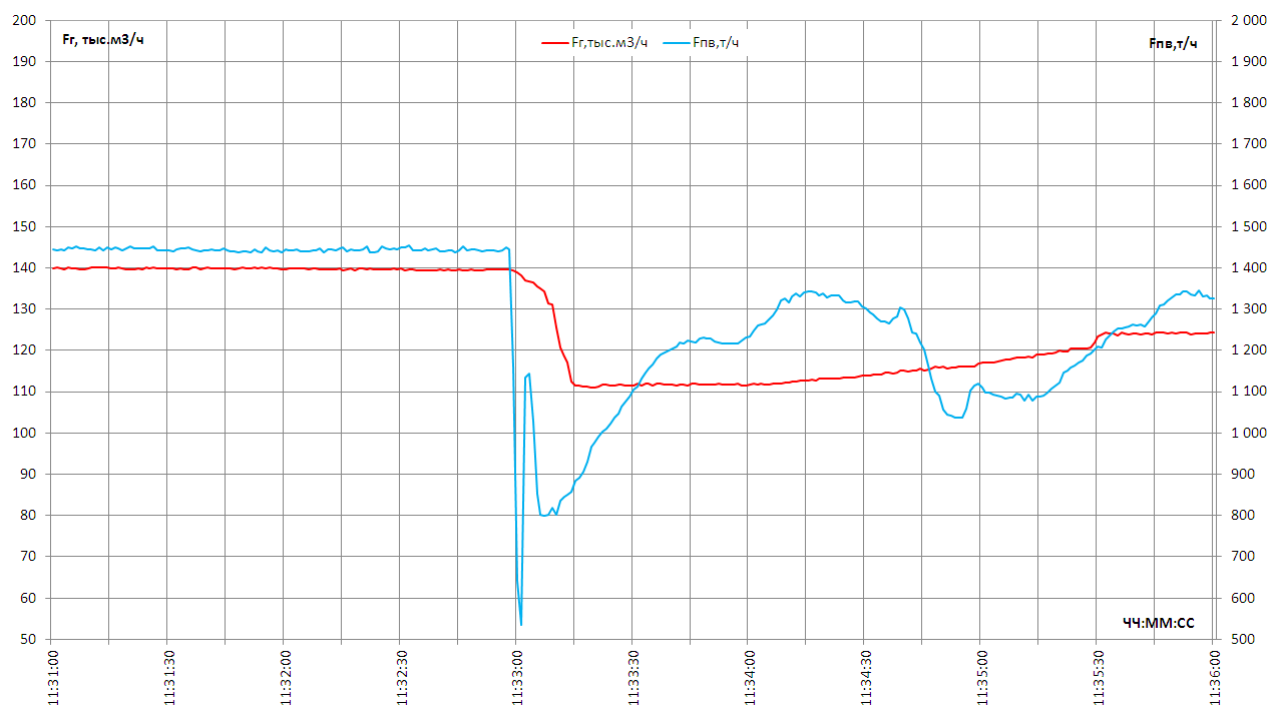


Рисунок 5. График изменения расходов питательной воды и топлива при испытаниях с исходной нагрузки 500 МВт

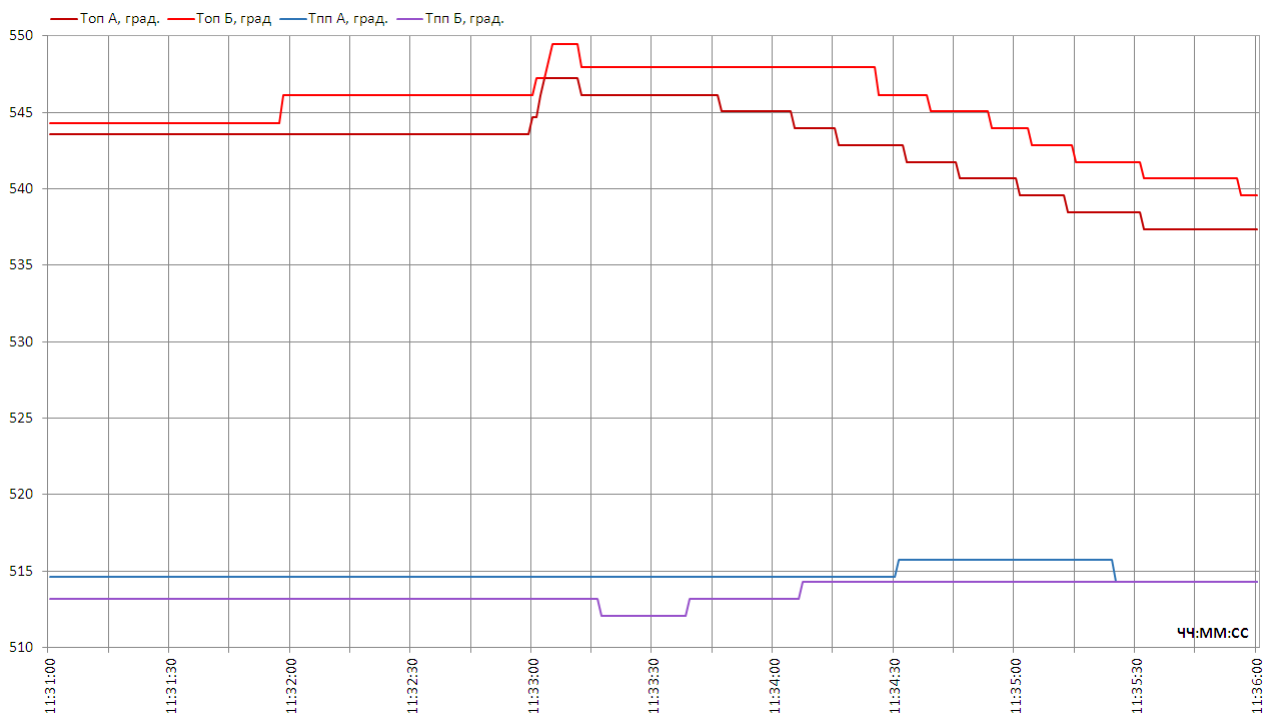


Рисунок 6. График изменения температур первичного и вторичного пара при испытаниях с исходной нагрузки 500 МВт

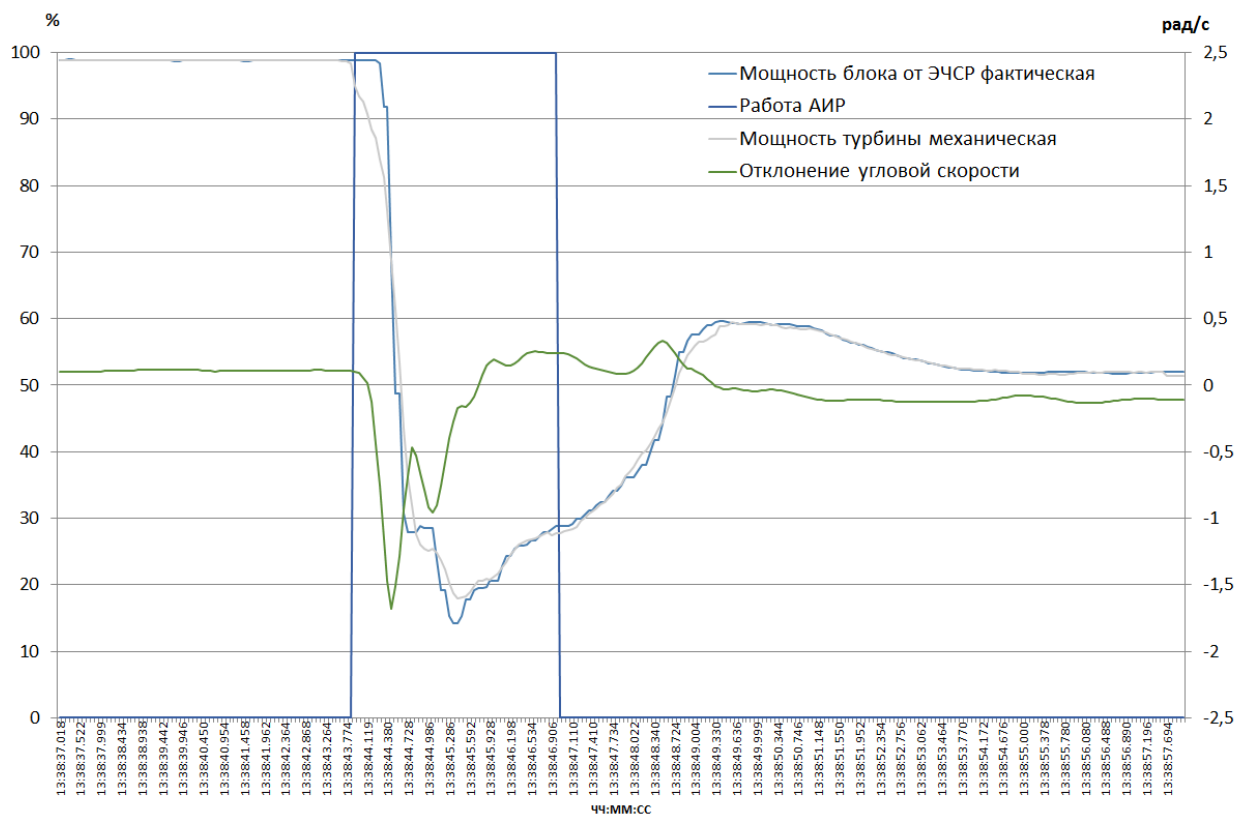


Рисунок 7. Графики электрической мощности блока, механической мощности турбины, амплитуды импульса АИР, отклонения угловой скорости при испытаниях с исходной нагрузкой 810 МВт

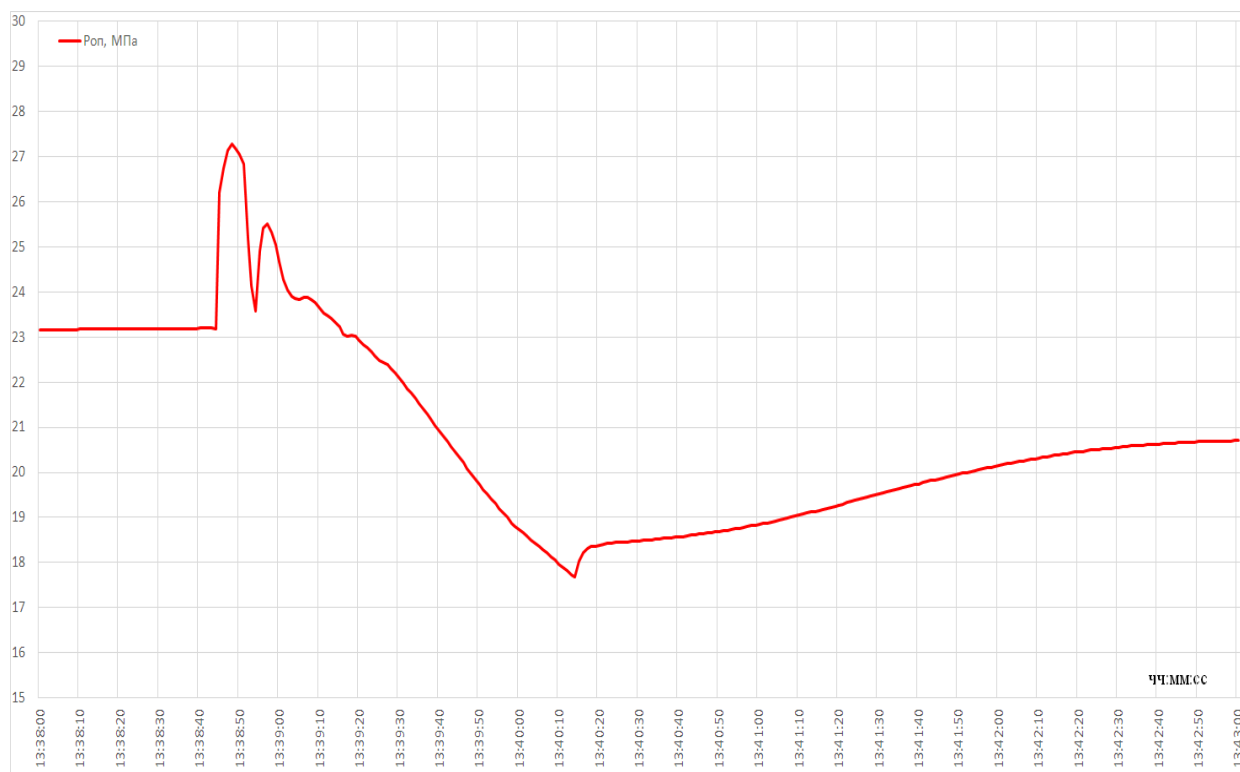


Рисунок 8. График изменения давления острого пара перед турбиной при испытаниях с исходной нагрузкой 810 МВт

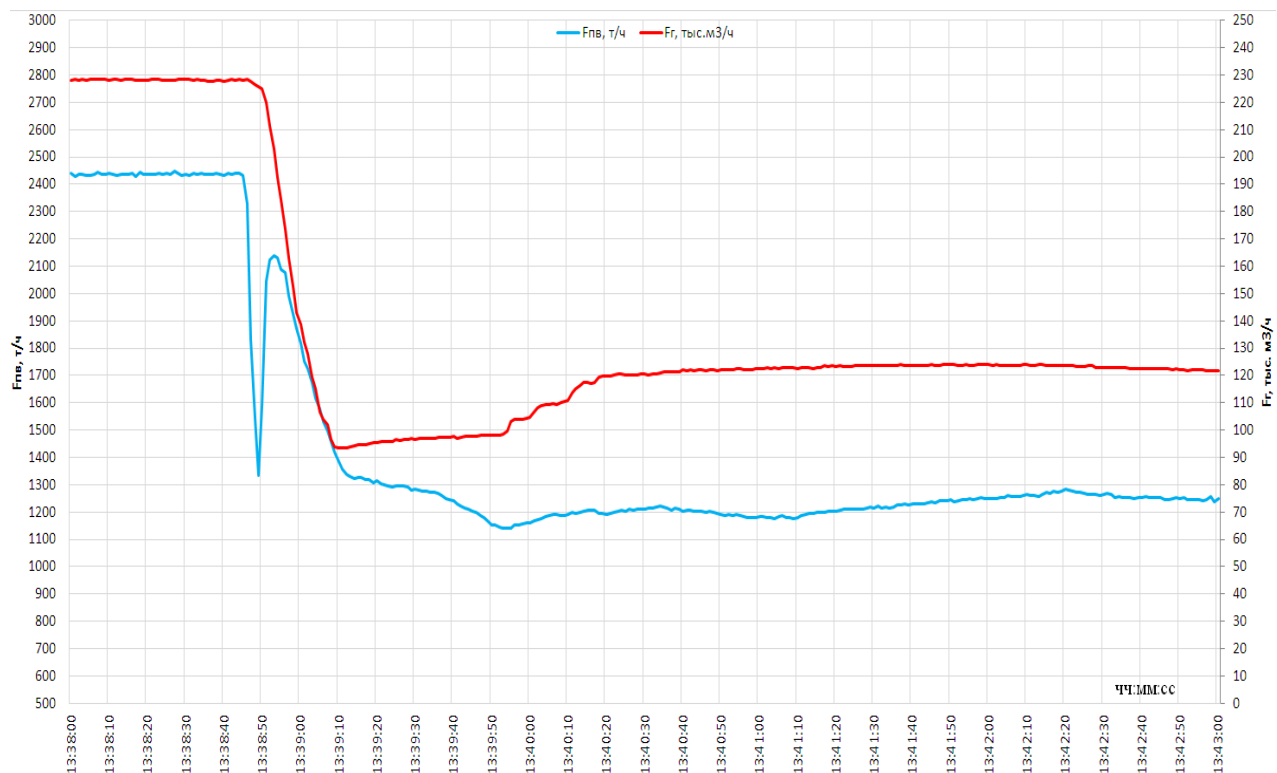


Рисунок 9. График изменения расходов питательной воды и топлива при испытаниях с исходной нагрузки 810 МВт

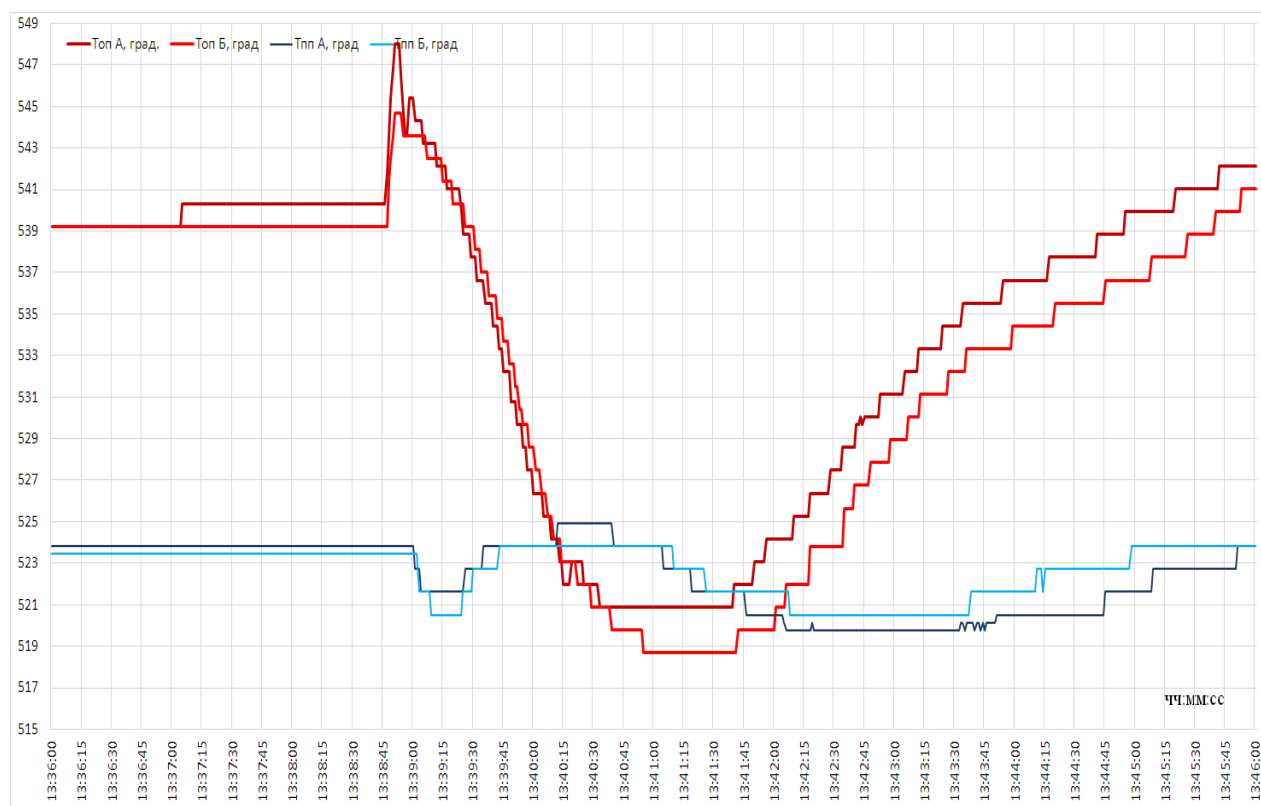


Рисунок 10. График изменения температур первичного и вторичного пара при испытаниях с исходной нагрузки 810 МВт

Из импульсных диаграмм хорошо видно, что в течение долей секунд происходит устойчивый сброс нагрузки (до 15% номинальной мощности при разгрузке с 810 МВт и до 6% номинальной мощности при разгрузке с 500 МВт), а затем в течение 10-30 с – возврат и стабилизация на значении, соответствующем нижней границе регулировочного диапазона блока. Для улучшения характеристик импульсной разгрузки специалистами ВТИ было предложено увеличить длительность импульса АИР с 3 с до 4 с.

Расходы топлива, питательной воды, воздуха при проведении испытаний изменялись устойчиво, без колебаний. Отклонения основных технологических параметров блока (давления острого пара, температур пара по тракту котла и др.) находились в пределах допустимых значений.

Анализ результатов остальных испытаний импульсных разгрузок, проведённых на энергоблоках ст. № 1–6 Сургутской ГРЭС-2 в 2020–2025 гг., также показывает, что работа оборудования в таких режимах устойчива, недопустимых отклонений технологических параметров и предпосылок для возникновения аварийных ситуаций не происходит, импульсные характеристики соответствуют требованиям, предъявляемым к типовым импульсным характеристикам конденсационных турбин. В ряде случаев для улучшения характеристик работы оборудования специалистами ВТИ были предложены варианты корректировки параметров управляющего импульса.

Список литературы

1. Булкин А.Е. Автоматическое регулирование энергоустановок / А.Е. Булкин. М.: Издательский дом «МЭИ», 2009.
2. ГОСТ Р 55105-2019. Единая энергетическая система и изолированно работающие энергосистемы. Оперативно-диспетчерское управление. Автоматическое противоаварийное управление режимами энергосистем. Противоаварийная автоматика энергосистем. Нормы и требования. Действ. с 01.03.2020.
3. РД 34.30.310. Методические указания по проверке и испытаниям автоматических систем регулирования и защит паровых турбин. Утв. Минэнерго СССР 16.12.1983.

**РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ПРОВЕДЕНИЯ ХИМИЧЕСКИХ ОЧИСТОК КОНДЕНСАТОРОВ
ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ С ОБОРОТНОЙ СИСТЕМОЙ ТЕХНИЧЕСКОГО
ВОДОСНАБЖЕНИЯ**

Настоящее исследование ставило своей целью определение оптимальных физико-химических параметров проведения химической очистки теплообменных поверхностей конденсаторов паровых турбин, а также обоснование выбора наиболее результативного и наименее агрессивного моющего состава. Для достижения поставленных задач были выполнены экспериментальные работы на усовершенствованной лабораторной стендовой установке, что позволило получить комплекс практических данных, которые легли в основу обоснования проведения химической очистки трубок конденсаторов паровых турбин с оборотной системой технического водоснабжения.

Ключевые слова: электростанция, выработка электроэнергии, конденсатор паровой турбины, отложения, химическая очистка, удельная загрязненность, система технического водоснабжения.

Введение

В структуре установленной мощности Единой энергетической системы Российской Федерации ведущую позицию занимают ТЭС и АЭС, и в долгосрочной перспективе данная тенденция сохранится. По состоянию на 2023 год их совокупная установленная мощность достигла 121,988 ГВт. В аналитических отчетах «Оценка тепловой экономичности функционирования тепловых электрических станций», которые ежегодно публикуются Российским энергетическим агентством при Министерстве энергетики РФ, систематически приводятся сведения об уровне тепловой эффективности ТЭС.

Значительное влияние на производственные показатели работы электростанций оказывают перерасход топлива и экономия условного топлива в процессе работы электростанций. В отчете по тепловой экономичности за 2024 год [1] отмечено, что главным источником перерасхода топлива в целом по ТЭС России стало превышение фактического давления пара в конденсаторах турбин над нормативными значениями. Удельный вклад данного показателя в общий объем перерасхода условного топлива составил 31 %, что оказалось на 3 процентных пункта выше значений 2022 г. [2], при этом относительно 2023 г. величина перерасхода топлива в летний период в 2024 г. сохранился на уровне 2023 г. [3].

Снижение тепловой эффективности работы конденсаторов паровых турбин обусловлено рядом эксплуатационных факторов [1–3]. Наиболее значимыми среди них являются:

- 1) некорректное ведение водно-химических режимов оборотных систем;
- 2) несвоевременное проведение очистки трубных систем, наличие механических повреждений, а также задержки во вводе в эксплуатацию систем шариковой очистки;
- 3) превышение нормативных значений присосов воздуха в вакуумные системы турбин (по опыту АО «ВТИ» присосы в 2 – 3 раза превышают нормативные значения);
- 4) значительное количество заглушенных теплообменных трубок.

Наличие отложений на внутренней поверхности трубок конденсаторов приводит к значительному снижению коэффициента теплопередачи. Это связано с тем, что теплопроводность отложений существенно ниже теплопроводности металла труб и варьируется, в зависимости от химического состава воды, в пределах от 0,2 до 2,5 Вт/м·°С.

При этом своевременное удаление загрязнений в большинстве случаев оказывается затруднительным из-за невозможности вывода энергоблоков в ремонт, что связано с необходимостью строгого соблюдения диспетчерского графика. Дополнительную проблему создаёт и то обстоятельство, что системы шариковой очистки функционируют в режиме не поддержания чистоты труб, а в режиме их очистки.

Наиболее результативным методом удаления отложений считается проведение химических очисток. Однако их применение требует предварительного подбора оптимальных физико-химических параметров процесса. Кроме того, из-за различий в материалах конструктивных элементов оборудования возникает необходимость в проведении коррозионных испытаний параллельно с выбором моющих композиций. Такой подход позволяет определить раствор, который обеспечивает высокую эффективность очистки при минимальном уровне коррозионного воздействия [4].

Описание лабораторной установки

В рамках совместной работы АО «ВТИ» и АО «ВНИИАЭС» была проведена модернизация экспериментальной стендовой установки АО «ВТИ», предназначенной для исследования физико-химических параметров процессов химической очистки теплообменных поверхностей. Структурная схема установки и её основные технические характеристики представлены соответственно на рисунке 1 и в таблице 1.

Ключевым компонентом исследовательского стенда является замкнутый циркуляционный контур. Его функционирование обеспечивается комплексом вспомогательных систем, которые позволяют формировать и поддерживать необходимые условия эксперимента. Контроль за параметрами осуществляется с использованием соответствующих контрольно-измерительных приборов.

Все приборы, входящие в состав установки, проходят периодическую поверку в специализированных метрологических центрах, что гарантирует достоверность и точность получаемых экспериментальных данных.

Таблица 1

Характеристики стендовой установки после модернизации

№ п/п	Наименование параметра/ характеристики установки	Фактические характеристики
1	Циркуляционный насос (ЦН) для перекачки химических жидкостей коррозионностойкий с частотным регулированием	Среда – агрессивные жидкости; Температура среды до +100°C; Рабочее давление – 0,15 – 1,0 МПа (изб.); Номинальная производительность – 4,02 м³/ч.
2	Проточный теплообменник	Диапазон регулирования температуры среды – 20-50 оС; Поддержание температуры рабочего раствора с точностью +/- 0,5 оС; Расход рабочего раствора 3,0 м³/ч; Мощность электрического нагревательного элемента 2,0 кВт.
3	Коррозионностойкий дозировочный насос	Производительность 0,05 – 5,0 л/ч.
4	КИП	Ультразвуковой расходомер Flexim Fluxus F601; Кондуктометр АНИОН 7020 рН-метр МАРК 903 Термометры сопротивления Элемер с НСХ Pt100 Весы Sauw320 Весы MettlerToledo XPE26*

Примечание. Весы MettlerToledo XPE26 использовались при проведении коррозионных испытаний в соответствии с [5].

При приготовлении рабочего раствора в соответствующий бак подается обессоленная вода и исходная химическая композиция в заданных объемных пропорциях. Полученная смесь перемешивается при помощи мешалки и малого циркуляционного контура, в результате чего получается раствор с требуемым рН. В случае отклонения от заданных параметров корректировка производится посредством добавления дополнительного объема обессоленной воды либо исходной композиции.

На следующем этапе раствор нагревается до установленной температуры. Для этого в баке размещён теплообменник, подключенный к промежуточному замкнутому нагревательному контуру. При необходимости охлаждения в контур подается проточная водопроводная вода, что позволяет поддерживать температуру раствора в необходимых пределах.

После достижения раствором заданных параметров в установку помещается заранее подготовленный испытуемый образец теплообменной трубки (ТОТ). После проведения контрольной проверки всех узлов установки осуществляется её запуск и с этого момента фиксируется начало эксперимента. Одновременно задаётся требуемый расход жидкости через образец ТОТ. В ходе эксперимента каждые 10 минут испытуемый образец ТОТ извлекается для визуальной оценки степени сохранения отложений на его поверхности.

По завершении процесса очистки образец теплообменной трубки демонтируется и заменяется тестировочной вставкой. Далее с ТОТ проводят ряд завершающих операций: промывка в ацетоне, обессоленной воде и спирте, после чего ТОТ высушивается и взвешивается для определения остаточной массы.

Во время проведения отмытки осуществляется постоянная корректировка скорости движения раствора через испытуемый образец. Данный параметр регулируется с точностью до $\pm 0,1$ м/с, так как толщина отложений на поверхности трубки изменяется в процессе эксперимента, в связи с чем изменяется и сечение ТОТ на величину до 15%.

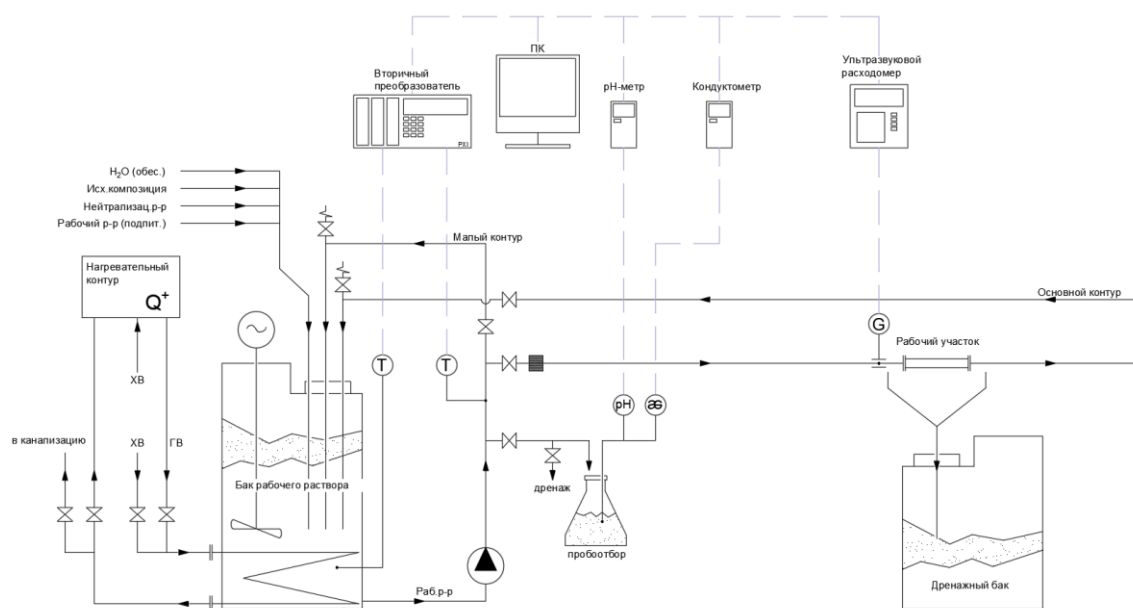


Рисунок 1. Принципиальная схема исследовательской установки

Описание образцов ТОТ

Внешний вид образцов ТОТ, полученных с действующей электростанции с оборотной системой технического водоснабжения, представлен на рисунке 2.

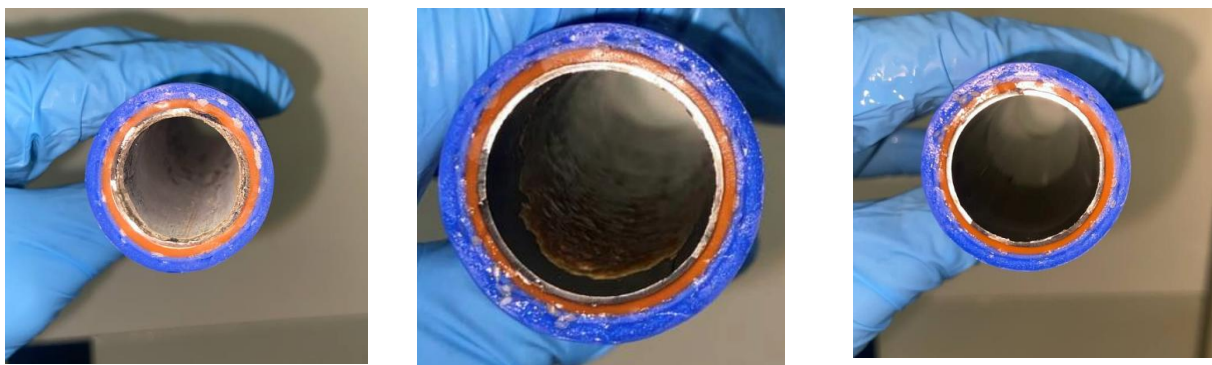


Рисунок 2. Внешний вид образцов TOT

Характеристики образцов TOT, отобранных для исследований:

- 1) удельная загрязненность 4,156 – 8,353 кг/м²;
- 2) толщина отложений 0,5 – 1,75 мм;
- 3) материал трубки AISI 316;
- 4) трубка 23х0,5 мм, длина от 200 до 500 мм.

Коррозионные исследования

Для проведения лабораторных испытаний были предоставлены пять различных химических композиций, действующими веществами в которых являлись минеральные кислоты (ортофосфорная, соляная и др.), а также органическая кислота – лимонная. Все растворы содержали ингибиторы коррозии и дополнительно были модифицированы пеногасителем, что обеспечивало стабильность их свойств в процессе применения.

На первом этапе исследований выполнялись коррозионные испытания, организованные в соответствии с утверждённой программой, разработанные согласно [5]. Продолжительность данного этапа составила 120 часов, при этом значение pH контролировалось и поддерживалось с высокой точностью – до $\pm 0,05$ единицы.

В качестве образцов-свидетелей использовались материалы, наиболее характерные для эксплуатации теплоэнергетического оборудования:

- сталь марки AISI 316 (ASTM A240);
- сталь 20 (ГОСТ 1050–2013);
- сталь 09Г2С (ГОСТ 19281–2014);
- титановый сплав BT1-01 (ГОСТ 19807–91);
- медно-никелевый сплав МНЖ-5-1 (ГОСТ 492–2006).

Анализ результатов показал, что две из исследованных композиций характеризуются повышенной скоростью коррозии, что делает их непригодными для использования в качестве рабочих растворов при проведении химических очисток. В связи с этим дальнейшие эксперименты, направленные на определение оптимальных физико-химических параметров очистки теплообменных поверхностей, выполнялись только с растворами, приготовленными на основе композиций № 1, № 2 и № 3. В качестве действующих веществ в них применялись соответственно ортофосфорная, лимонная и соляная кислоты.

Результаты лабораторных исследований

Проведение лабораторных испытаний осуществлялось при строго регламентированных условиях, включающих следующие параметры:

4. Кислотность рабочих растворов поддерживалась на уровне $pH = 1,0$ при точности регулирования $\pm 0,05$ единицы.
5. Скорость движения раствора в исследуемом участке составляла 0,8, 0,6 и 0,4 м/с с допустимым отклонением не более $\pm 0,01$ м/с.
6. Температура раствора поддерживалась на уровне 30 °С и 40 °С, точность регулирования составляла $\pm 0,5$ °С.
7. Критерием завершения процесса очистки служило визуальное подтверждение чистоты внутренней поверхности исследуемой трубки.

Уже на начальной стадии экспериментов было установлено, что раствор, приготовленный на основе композиции №3, характеризуется крайне низкой скоростью удаления отложений. Данный результат сохранялся независимо от изменения температуры рабочего раствора и уровня его кислотности, что позволяет признать данную композицию неэффективной для рассматриваемых условий эксплуатации.

Итоговые данные лабораторных исследований обобщены в таблицах 2 и 3, а также представлены графически на рисунках 3 и 4.

Таблица 2

Результаты исследований по отмывке ТОО проточной СТВ рабочим раствором, приготовленным из композиции № 1, при температуре рабочего раствора 40 °С

№ п/п	Удельная загрязненность, г/м ²	Скорость на участке, м/с	Водородный показатель раствора (pH)	Температура, °С	Длительность (τ, мин)	Скорость удаления отложений, г/м ² ·мин
1	2399	0,8	1,0	40	23,0	104,30
2	2174	0,6			21,3	102,07
3	2399	0,4			26,0	92,27

Таблица 3

Результаты исследований по отмывке ТОО проточной СТВ рабочим раствором, приготовленным из композиции № 1, при температуре рабочего раствора 30 °С

№ тр.	Удельная загрязненность, г/м ²	Скорость на участке, м/с	Водородный показатель раствора (pH)	Температура, °С	Длительность (τ, мин)	Скорость удаления отложений, г/м ² ·мин
4	1874	0,8	1	30	23	81,48
5	2752	0,6			35	78,63
6	2295	0,4			37	62,03

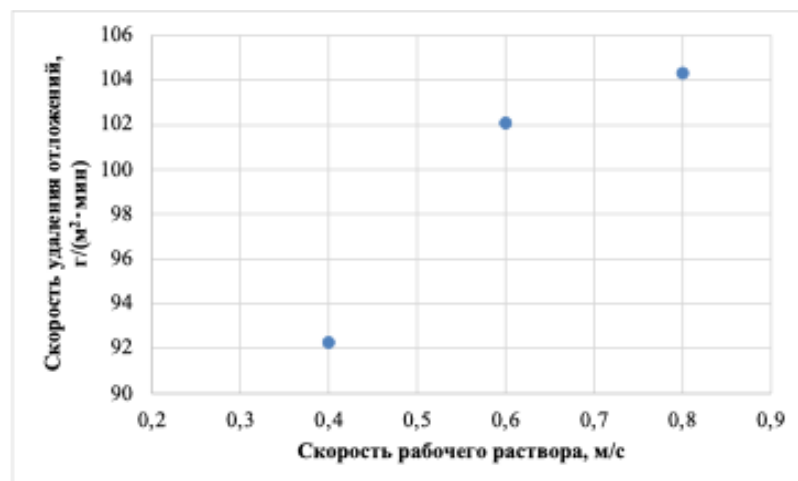


Рисунок 3. Зависимость скорости удаления отложений от скорости циркуляции рабочего раствора, приготовленного из композиции 1 (температура рабочего раствора 40 °С, pH=1)

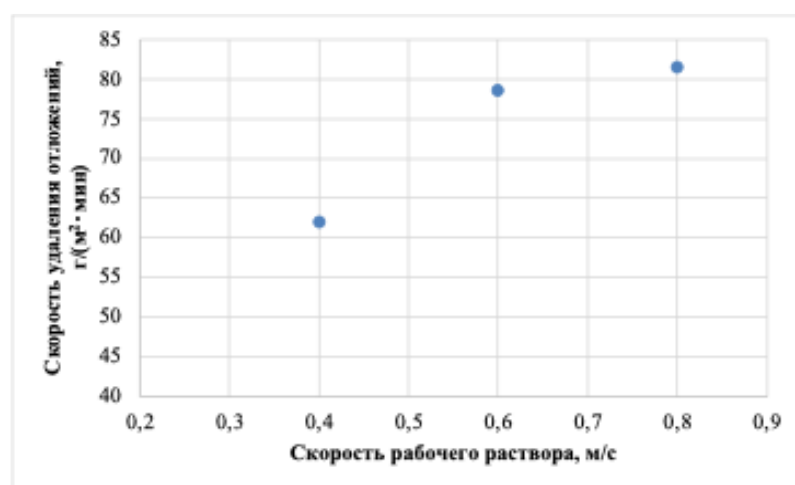


Рисунок 4. Зависимость скорости удаления отложений от скорости циркуляции рабочего раствора, приготовленного из композиции 1 (температура рабочего раствора 30 °С, pH=1)

Выводы

Результаты проведенных экспериментов позволяют сделать ряд выводов относительно эффективности применяемых рабочих композиций и влияния режимных параметров на процесс очистки.

1. Установлено, что продолжительность процесса очистки сокращается при повышении температуры рабочего раствора. При снижении температуры рабочего раствора с 40 до 30 °С скорость удаления отложений снижается почти на 22%. Однако снижение температуры рабочего раствора приводит к экономии пара, подогревающего рабочий раствор. Дальнейшее повышение температуры рабочего раствора в работе не рассматривалось в связи с ограничениями, установленными изготовителем конденсаторов паровых турбин.
2. Установлено, что продолжительность процесса очистки сокращается при повышении скорости циркуляции рабочего раствора с 0,4 до 0,8 м/с. Увеличение скорости очистки ТОТ значительно при увеличении скорости циркуляции и составляет 26,7 %. Однако при увеличении скорости циркуляции с 0,6 до 0,8 скорость очистки растёт только на 3,6%.

Список литературы

1. Ежегодный аналитический отчёт «Оценка тепловой экономичности функционирования тепловых электрических станций» [Электронный ресурс] // Российское энергетическое агентство Минэнерго РФ. URL: <https://rosenergo.gov.ru/reports/2024> (дата обращения: 15.08.2024).
2. Ежегодный аналитический отчёт «Оценка тепловой экономичности функционирования тепловых электрических станций» [Электронный ресурс] // Российское энергетическое агентство Минэнерго РФ. URL: <https://rosenergo.gov.ru/reports/2022> (дата обращения: 15.08.2024).
3. Ежегодный аналитический отчёт «Оценка тепловой экономичности функционирования тепловых электрических станций» [Электронный ресурс] // Российское энергетическое агентство Минэнерго РФ. URL: <https://rosenergo.gov.ru/reports/2023> (дата обращения: 15.08.2024).
4. Хрушков И.И. Нетиповые проблемы узлов низкопотенциального комплекса ТЭС и пути их решения // I Международная научно-практическая конференция «Эффективность работы гидроохладителей и вакуумных систем ТЭС: инновации, проблемы и способы их решений»: сб. докл. / Под общ. ред. Р.Н. Такташева. – 2024. – С. 8–17.
5. ГОСТ 9.905-2007 «Единая система защиты от коррозии и старения. Методы коррозионных испытаний. Общие требования».

О ВЛИЯНИИ ЗАВИСИМЫХ ФАКТОРОВ НА ОПТИМАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РЕЦИРКУЛЯЦИИ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ ПРЯМОТОЧНЫХ ТЭС В УСЛОВИЯХ ПЕРЕМЕННЫХ СТАВОК ЗА ВОДОПОЛЬЗОВАНИЕ

В статье рассматриваются актуальные вопросы и методы оптимизации водопотребления на ТЭС с прямоточными системами технического водоснабжения, наиболее рациональным и экономически эффективным методом из которых является рециркуляция части охлаждающей воды. Оптимальные параметры рециркуляции могут быть точно рассчитаны с учетом влияния ряда внешних и внутренних факторов. Для решения практической проблемы – рационализации использования водных ресурсов и сокращения издержек, связанных с высокой ставкой платы за водопользование прямоточных ТЭС – разработана методика по определению оптимальных параметров рециркуляции, которая учитывает влияние различных факторов на оптимальные параметры рециркуляции части сбросной охлаждающей воды. Исследование позволило составить корреляционные зависимости оптимальных параметров от каждого влияющего фактора.

Ключевые слова: ТЭС, прямоточная система технического водоснабжения, оптимальные параметры рециркуляции охлаждающей воды, корреляционные зависимости, влияющие факторы, оптимизация водопотребления.

Введение

Основу российской теплоэнергетики в настоящее время составляют мощные конденсационные энергоблоки единичной мощностью от 150 до 1200 МВт. Данные установки преимущественно функционируют на крупных объектах генерации – государственных районных электростанциях (ГРЭС). Согласно информации Минэнерго, подавляющее большинство таких ГРЭС используют прямоточные системы технического водоснабжения. Примерно 80 российских ТЭС применяют эту технологию, их водопотребление составляет порядка 90% (21,7 млрд м³) от всего объема водопотребления в отечественной теплоэнергетике [1, 2].

Использование прямоточных систем технического водоснабжения (СТВ) в России строго регламентировано и сопряжено с растущими экономическими издержками. Правовую основу этих ограничений заложил Водный кодекс 1995 года [3], запретивший применение такой технологии как для новых, так и для реконструируемых электростанций. Дополнительным стимулом к переходу на другие системы стало введение в 2014 году платы за забор воды для охлаждения, которая ежегодно увеличивается на 15% [4]. С 2021 года для всех прямоточных ТЭС и АЭС действует единая ставка (636 руб. за 1 тыс. м³), а с 2026 года она будет индексироваться на уровень инфляции [5].

В условиях действующего законодательства для минимизации расходов, связанных с водопотреблением, электрогенерирующие предприятия, использующие прямоточную систему технического водоснабжения, вынуждены проводить мероприятия по сокращению общего объема водопотребления на ТЭС.

Существующие способы сокращения водопотребления на прямоточных ТЭС

Современные исследования выделяют два ключевых подхода к оптимизации водопотребления на конденсационных ТЭС.

Первый подход предполагает снижение расхода охлаждающей воды в конденсаторах турбин ниже номинальных значений. Этот метод, описанный в работах Г.М. Борисова и

С.В. Скубиенко [6, 7, 8], позволяет добиться экономии путем сокращения расхода электроэнергии на циркуляционные насосы (особенно при использовании частотных преобразователей) и снижения финансовых затрат на водозабор. Экономический эффект достигается за счёт пересмотра оптимального давления в конденсаторе, т.н. экономического вакуума. В рыночных условиях в себестоимость электроэнергии включается цена на воду, поэтому экономически выгодным становится работа при более высоком давлении и меньшем расходе воды. Хотя при данном подходе несколько ухудшается КПД турбины (из-за роста давления в паровом пространстве конденсатора, что влечет за собой повышение удельного расхода топлива на выработку электроэнергии); эти потери перекрываются экономией на водных ресурсах.

Однако данный подход имеет ряд технических ограничений в виде минимального значения подачи охлаждающей воды циркуляционными насосами в конденсатор:

На современных электростанциях широко применяются вертикальные осевые насосы с поворотными лопастями типа ОПВ с подачей в диапазоне $10\,000 - 120\,000\text{ м}^3/\text{ч}$ и избыточным давлением $50 - 200\text{ кПа}$ ($5 - 20\text{ м вод. ст.}$). Насосы типа ОПВ допускают регулирование подачи воды от максимальной до $70 - 80\%$ максимальной путем изменения угла установки рабочих лопастей и до 60% максимальной при использовании электродвигателей с двумя частотами вращения. Помимо этого, имеется ограничение по пропуску охлаждающей воды через конденсатор, поскольку, при малых скоростях воды трубки быстро загрязняются, главным образом из-за отложений содержащихся в воде взвешенных веществ, вследствие чего снижение расхода охлаждающей воды до расчетного оптимального значения может привести к отрицательному эффекту [9]. Интенсивность отложений в трубках при снижении скорости воды зависит от ее качества и может быть различной на каждой конкретной электростанции и изменяться во времени. Поэтому пониженный расход охлаждающей воды в конденсатор не может быть менее $60 - 70\%$ от номинального, при применении данного подхода экономия водных ресурсов составляет не более $30 - 40\%$.

На ряде конденсационных ТЭС с прямоточной СТВ (таких как Костромская, Нижневартовская, Ириклинская ГРЭС) для обогрева аванкамер береговых насосных станций и водозаборных ковшей используется рециркуляция сбросной охлаждающей воды через специальный канал: канал обогрева или обводной канал. Рециркуляция сбросной охлаждающей воды предотвращает обмерзание водозаборов, образование шуги, а также обеспечивает поддержание необходимой температуры воды на входе в конденсаторы. В холодный сезон объём рециркулируемой воды обычно достигает $10 - 15\%$ от общего расхода насосов ТЭС. Принципиальная схема СТВ с каналом обогрева представлена на рисунке 1.

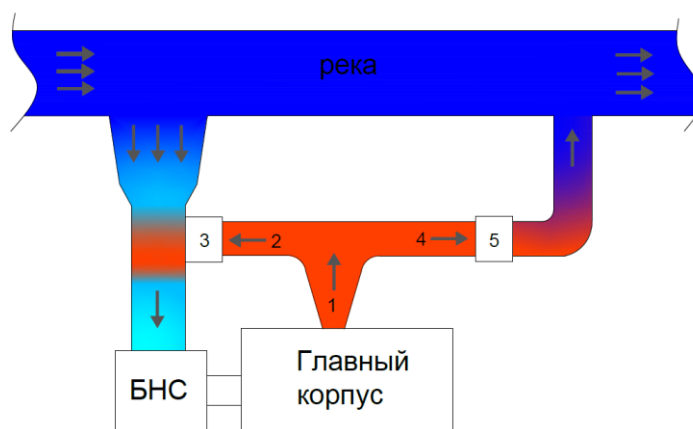


Рисунок 1. Принципиальная схема технического водоснабжения прямоточной ТЭС с каналом обогрева, где: 1 – полигональный слив, 2 – канал обогрева (рециркуляции), 3 – регулирующее сооружение, 4 – сливной канал, 5 – шандорный колодец

Второй подход сокращения водопотребления на прямоточных ТЭС – это увеличение доли рециркуляции части сбросной охлаждающей воды через обводной канал, для снижения объема водопотребления из естественного источника водоснабжения. В таких случаях диапазон применения рециркуляции варьируется уже в пределах 40 – 70%. Стоит отметить, что чрезмерное увеличение доли рециркуляции в общем объеме водопотребления прямоточных ТЭС может привести к неэффективному режиму их работы вследствие чрезмерного роста температуры входной циркуляционной воды. Экономический эффект достигается благодаря уменьшению водозабора из источника водоснабжения и, следовательно, снижению условно-переменных затрат на водопользование энергопредприятия. Однако при этом возрастает температура охлаждающей воды на входе в конденсаторы паровых турбин, что влечёт за собой повышение давления пара в конденсаторе и увеличение удельного расхода условного топлива на выработку электроэнергии. Таким образом существует оптимальная температура охлаждающей воды на входе в конденсаторы, которая соответствует экономическому вакууму в конденсаторе паровой турбины (вакууме, отличном от нормативного значения, при котором достигается наивысший экономический эффект от экономии водных ресурсов с учетом роста удельного расхода условного топлива на выработку электроэнергии) [10]. Стоит отметить, что применение рециркуляции части сбросной циркуляционной воды также имеет ряд ограничений, таких как предельная температура охлаждающей воды, подаваемой в маслоохладители, не выше 33°C [11], а также повышение температуры воды в источнике водоснабжения под влиянием хозяйственной деятельности ТЭС при сбросе сточных вод [12, 13]. Предел доли рециркуляции напрямую зависит от температуры воды в источнике водоснабжения.

Из двух описанных выше способов наиболее рациональным с точки зрения минимизации затрат за водопользование является рециркуляция части циркуляционной воды через канал обогрева. Данный способ наиболее эффективен, поскольку в большинстве случаев его применение дает больший экономический эффект от сокращения водопотребления.

Исследования влияния внешних и внутренних факторов на оптимальные параметры рециркуляции

Для решения практической проблемы – рационализации использования водных ресурсов и сокращения издержек, связанных с высокой ставкой платы за водопользование прямоточных ТЭС в АО «ВТИ» была разработана методика по определению оптимальных параметров рециркуляции с учетом влияющих факторов, а также программа для ЭВМ, позволяющая рассчитывать оптимальные параметры рециркуляции охлаждающей воды в зависимости от режимов работы энергооборудования, температуры воды в источнике водоснабжения и экономических показателей (ставки платы за водопользование и стоимости топлива). Методика и программа для ЭВМ разрабатывались для объекта исследования – прямоточной ГРЭС с каналом обогрева, состоящая из следующего энергетического оборудования: двух паросиловых энергоблоков К-800-240 (ст.№1, ст.№2) и энергоблока ПГУ (ст. №3) с установленной мощностью 430 МВт. Методика расчёта позволяет определять оптимальную долю рециркуляции и температуру входной циркуляционной воды при различных режимах и составе работы энергетического оборудования. На основе разработанной методики и программы для ЭВМ была исследована зависимость оптимальных параметров рециркуляции части сбросной охлаждающей воды от влияющих факторов, таких как: температура воды в источнике водоснабжения, стоимость топлива, ставка платы за водопользование, расход охлаждающей воды через конденсатор паровой турбины, а также определена чувствительность оптимальных

параметров рециркуляции от данных факторов. Исследования позволили установить корреляционные зависимости оптимальных параметров от каждого влияющего фактора.

На рисунках 2 и 3 представлена зависимость оптимальной доли рециркуляции $W_{\text{рец.}}$ от величины ставки платы за водопользование и стоимости топлива для раздельной и совместной работы энергоблоков при следующих параметрах работы ГРЭС: $N_1=800$ МВт, $N_2=800$ МВт, $N_3=431$ МВт, $t_{\text{реки}}=0,1^\circ\text{C}$, $t_{\text{возд.}}=-20,0^\circ\text{C}$, $W_{\text{ц.в.1}}=73000$ м³/ч, $W_{\text{ц.в.2}}=73000$ м³/ч, $W_{\text{ц.в.3}}=33236$ м³/ч.

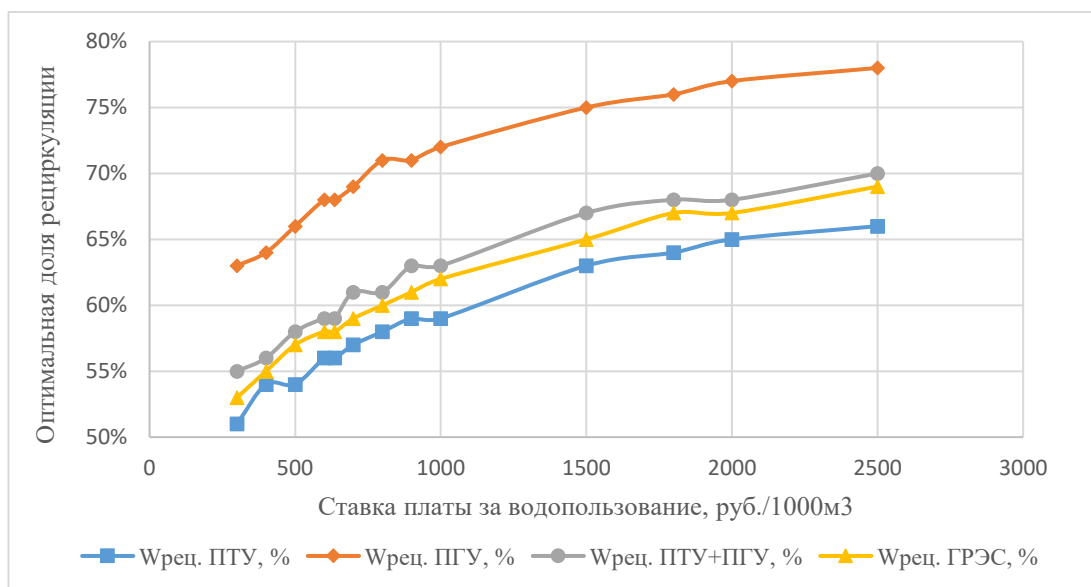


Рисунок 2. График зависимости оптимальной доли рециркуляции от ставки платы за водопользование для раздельной и совместной работы энергоблоков при стоимости топлива 3500 руб./т.у.т.

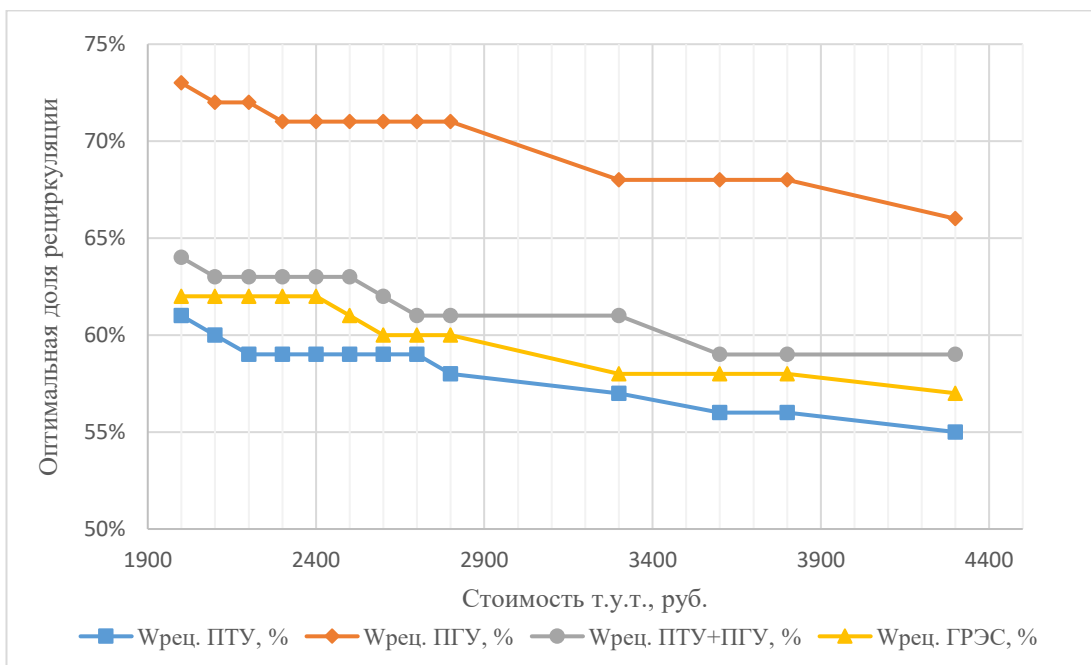


Рисунок 3. График зависимости оптимальной доли рециркуляции $W_{\text{рец.}}$ в зависимости от стоимости топлива для раздельной и совместной работы энергоблоков при ставке платы за водопользование 636 руб./1000 м³

Из графиков на рисунках 2 и 3 видно, что с ростом ставки за водопользование возрастает оптимальная доля рециркуляции, а с ростом стоимости условного топлива оптимальная доля рециркуляции снижается. Стоит отметить, что в отличие от графика,

представленного на рисунке 2, в графике зависимости на рисунке 3 наблюдается незначительная чувствительность оптимальной доли рециркуляции от изменения стоимости топлива.

На рисунке 4 представлен график зависимости оптимальной температуры входной циркуляционной воды $t_{\text{опт}}$ от роста ставки платы за водопользование (диапазон изменения от 300 до 2500 руб.) и роста стоимости условного топлива (диапазон изменения от 2100 до 4300 руб.) с шагом 100, 200, 300 и 500 руб. при аналогичных (рис. 2, 3) параметрах работы ГРЭС.

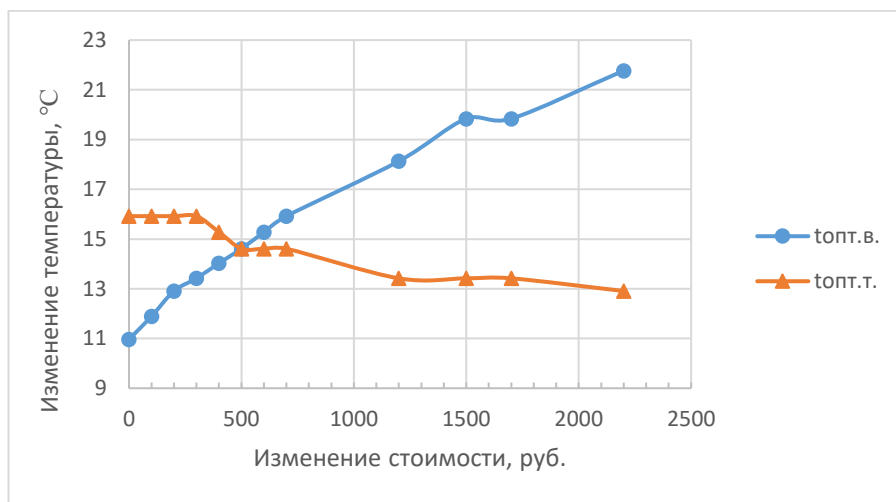


Рисунок 4. График зависимости величины $t_{\text{опт}}$ от роста ставки платы за водопользование и стоимости т.у.т.

На графике (рис. 5) представлена зависимость абсолютного прироста/изменения входной температуры циркуляционной воды $\Delta t_{\text{опт}}$ от изменения ставки платы за водопользование и стоимости условного топлива при тех же условиях, что и на предыдущем графике.

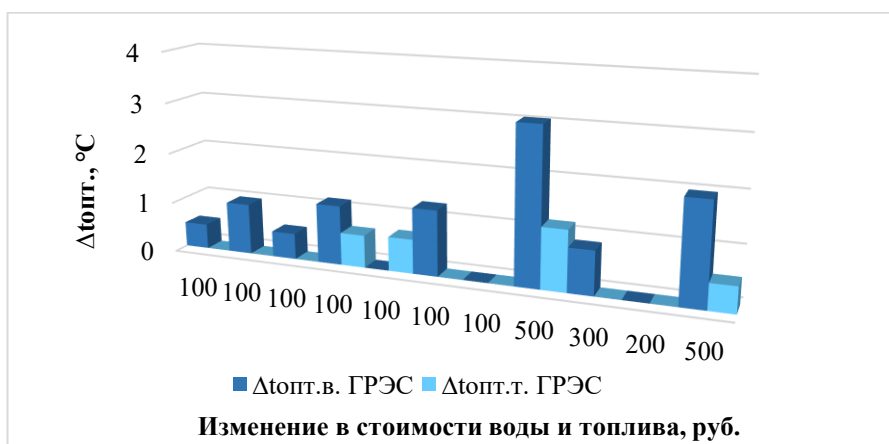


Рисунок 5. График зависимости степени изменения величины $\Delta t_{\text{опт}}$ от роста ставки платы за водопользование и стоимости топлива

Из анализа зависимости $\Delta t_{\text{опт.}}$ от изменения стоимости топлива и ставки платы за водопользование можно сделать вывод, что оптимальная температура воды на входе в конденсаторы турбин более чувствительна к изменению ставки платы за водопользование, чем к изменению стоимости топлива, так как рост или снижение ставки платы за водопользование намного сильнее влияет на изменение оптимальной температуры входной циркуляционной воды, нежели изменение стоимости условного топлива. Так, например, при изменении ставки платы за водопользование на 500 руб. оптимальная температура

входной циркуляционной воды изменилась на 3,64 °С, в то время как при аналогичном изменении стоимости топлива изменение оптимальной температуры составило 1,31 °С.

На рисунках 6 и 7 представлены зависимости влияния естественной температуры воды в источнике водоснабжения на $t_{\text{опт.}}$ и $W_{\text{рец.}}$ для номинальной работы энергоблоков ПТУ и ПГУ, а также их совместной работы и работы ГРЭС с полным составом оборудования.

Из зависимостей, представленных на рисунках 6 и 7, следует, что с ростом температуры воды в источнике водоснабжения возрастает оптимальная температура входной циркуляционной воды $t_{\text{опт.}}$ и снижается значение оптимальной доли рециркуляции $W_{\text{рец.}}$. Характер зависимости близок к линейному и не имеет зон нечувствительности.

На рисунке 8 представлена диаграмма изменения оптимальной доли рециркуляции и оптимальной температуры входной циркуляционной воды от изменения расхода охлаждающей воды в конденсаторы паровых турбин энергоблоков ГРЭС, значения расходов охлаждающей воды для каждого энергоблока и для ГРЭС в целом представлены в таблице 1.

Таблица 1

Расходы охлаждающей воды для энергоблоков № 1-3

Тип оборудования	Расход охлаждающей воды, м³/ч				
К-800-240 (ст. № 1)	63000	70000	73000	80000	90000
К-800-240 (ст. № 2)	63000	70000	73000	80000	90000
ПГУ-431 (ст. № 3)	15000	20000	25000	30000	33236
Суммарно по ГРЭС	141000	160000	171000	190000	213236

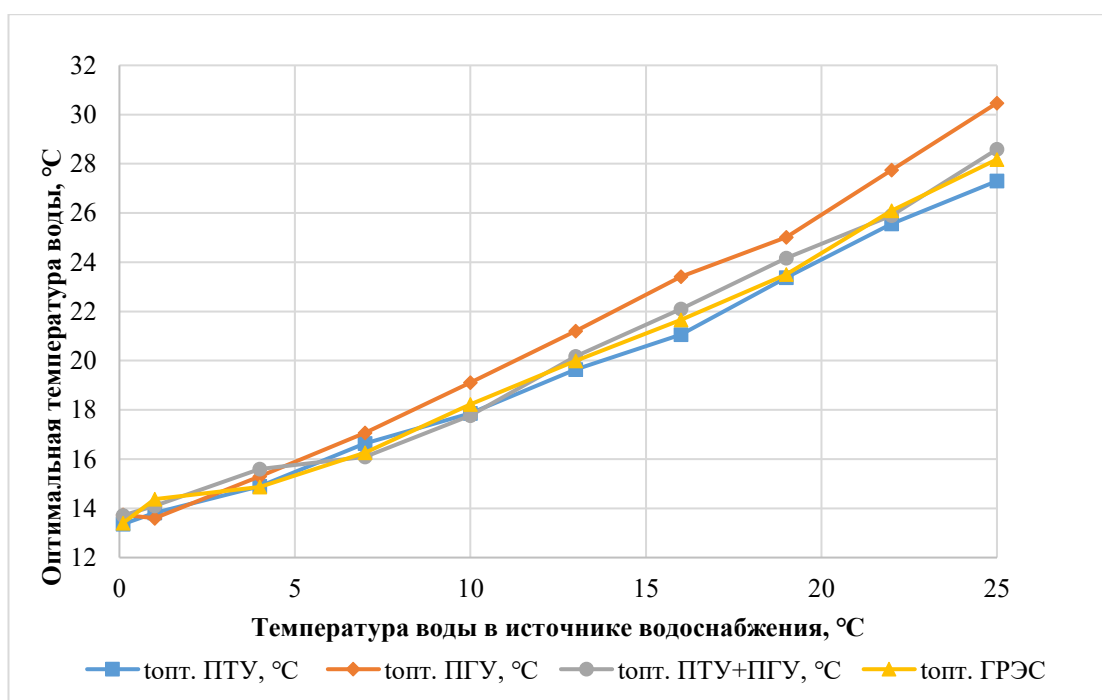


Рисунок 6. График зависимости влияния естественной температуры воды в источнике водоснабжения на оптимальную температуру входной циркуляционной воды $t_{\text{опт.}}$

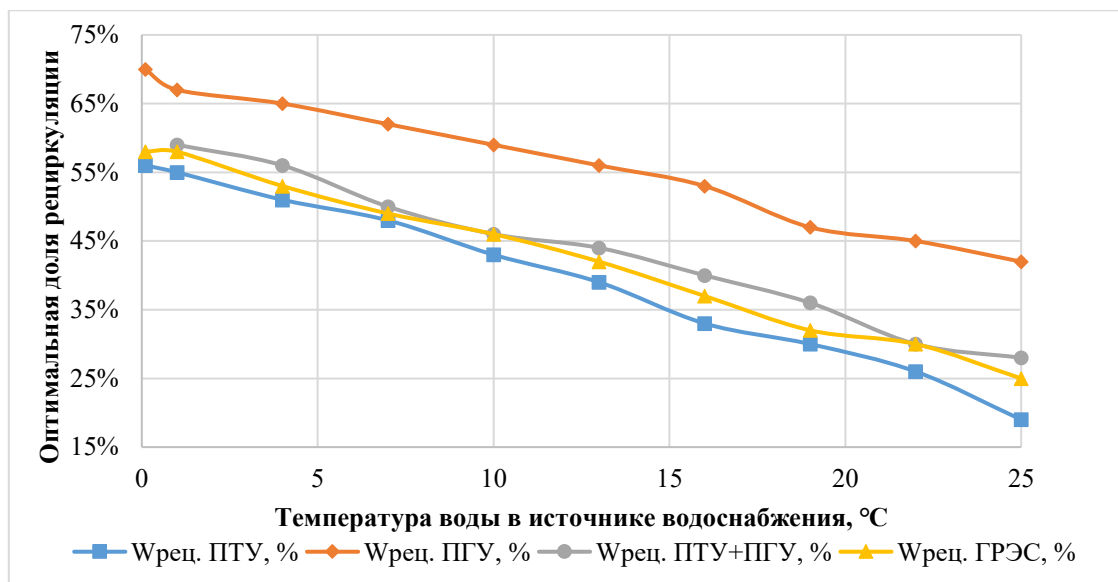


Рисунок 7. График зависимости влияния естественной температуры воды в источнике водоснабжения на оптимальную долю рециркуляции $W_{\text{рец}}$.

Из графика зависимости, представленного на рисунке 8, следует, что увеличение расхода охлаждающей воды в конденсаторы энергоблоков почти прямо пропорционально влияет на значение оптимальной температуры входной циркуляционной воды $t_{\text{опт}}$ и на значение оптимальной доли рециркуляции $W_{\text{рец}}$. Характер зависимости близок к линейному и не имеет зон нечувствительности.

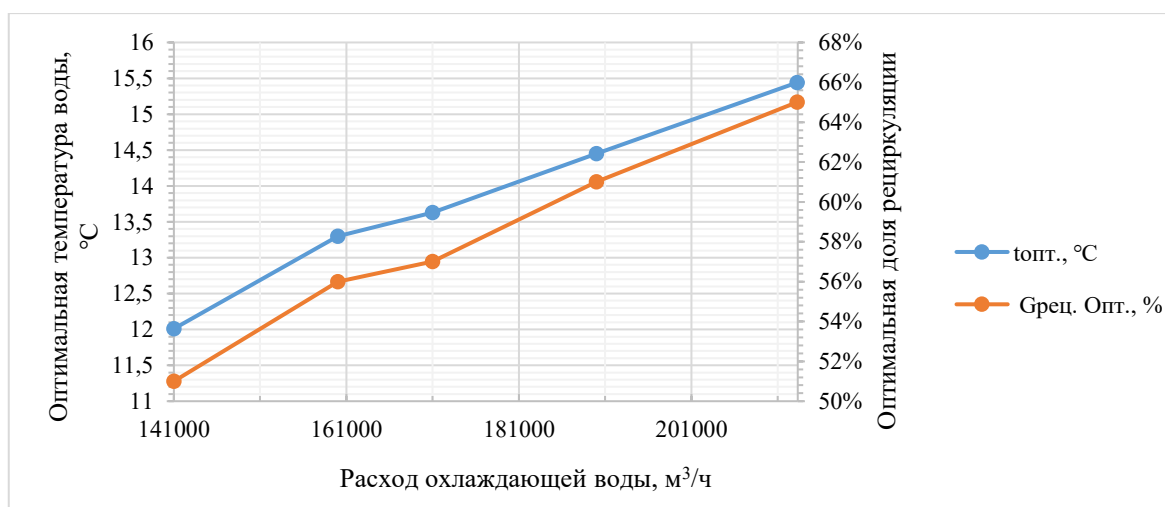


Рисунок 8. График изменения оптимальной доли рециркуляции $W_{\text{рец}}$ и оптимальной температуры входной циркуляционной воды $t_{\text{опт}}$ от изменения расхода охлаждающей воды в конденсаторы паровых турбин энергоблоков

Заключение

В условиях действующего законодательства и текущих экономических реалиях для прямоточных ТЭС, имеющих в составе гидротехнических сооружений канал обогрева, наиболее рациональным способом минимизации финансовых затрат на водопотребление является увеличение доли рециркуляции части сбросной охлаждающей воды. Ключевыми параметрами рециркуляции являются температура входной циркуляционной воды и относительная доля рециркуляции, при оптимизации которых достигается максимальная финансовая экономия. Она определяется как сальдо между сэкономленным объемом

водопотребления и возросшим при данной экономии удельным расходом условного топлива на выработку электроэнергии. В итоге поиск оптимального значения рециркуляции сводится к технико-экономической задаче, где основными переменными являются стоимость топлива, руб./т.у.т. и ставка платы за водопотребление руб./1000 м³, а также ряд эксплуатационных и внешних факторов, таких как электрическая мощность генерирующего оборудования, расход охлаждающей воды на охлаждение конденсаторов паровых турбин и температура воды в источнике водоснабжения.

На основе проведенных исследований установлено, что относительно финансовых факторов оптимальные параметры (температура входной циркуляционной воды, доля рециркуляции) более чувствительны к изменению ставки платы за водопользование, чем к изменению стоимости топлива. Наиболее значимым внешним фактором влияния на оптимальные параметры является температура воды в источнике водоснабжения.

Список литературы

1. Реутов Б.Ф., Лазарев М.В., Ермакова С.В., Зисман С.Л., Капланович Л.С., Светушков В.В. Сравнительная характеристика систем охлаждения энергетического оборудования ТЭС и АЭС // Теплоэнергетика. 2016. № 7. С. 12–19.
2. Порядок на воде // Энергия без границ. 2020. № 5 (64). С. 8–12.
3. Водный кодекс Российской Федерации. Ст. 60, п. 4.
4. Постановление правительства РФ № 1509 от 26 декабря 2014 г. «О ставках платы за пользование водными объектами, находящимися в федеральной собственности, и внесении изменений в раздел I ставок платы за пользование водными объектами, находящимися в федеральной собственности».
5. Постановление Правительства РФ от 18 сентября 2019 г. № 1211 «О внесении изменений в пункт 1 постановления Правительства Российской Федерации от 26 декабря 2014 г. № 1509».
6. Борисов Г.М., Скубиенко С.В. О влиянии платы за водопользование на себестоимость вырабатываемой электроэнергии на ТЭС // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2004. № 4. С. 34–36.
7. Борисов Г.М. О снижении себестоимости выработки электроэнергии при оптимизации работы конденсаторов энергоблоков ТЭС // Энергосбережение и водоподготовка. 2001. № 39. С. 57–58.
8. Лукьянов В.Г., Балтян В.Н., Борисов Г.М., Скубиенко С.В. О необходимости и эффективности регулирования производительности циркуляционных насосов энергоблоков // Материалы IV междунар. конф. «Повышение эффективности производства электроэнергии», 14–17 октября 2003 г., Новочеркасск, ЮРГТУ (НПИ). Новочеркасск, 2003. С. 125–128.
9. РД 34.30.501 (МУ 34-70-122-85) «Методические указания по эксплуатации конденсационных установок паровых турбин электростанций».
10. Латыпов А.М., Лазарев М.В., Такташев Р.Н., Садартынов Н.Б. Повышение экономической эффективности систем прямоточного водоснабжения в условиях переменных ставок за водопользование // Электрические станции. № 3. 2023. С. 2–8.
11. РД 153-34.1-22.508-2001 «Методические указания по определению обеспеченности электрической мощности электростанций циркуляционными системами водоснабжения».
12. СанПиН 2.1.5.980-00. 2.1.5. Водоотведение населенных мест, санитарная охрана водных объектов. Гигиенические требования к охране поверхностных вод. Санитарные правила и нормы.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ УДЕЛЬНОЙ ЗАГРЯЗНЕННОСТИ ТОПЛИВОПРОВОДОВ КОКСОМ, ВЫДЕЛЯЮЩИМСЯ ИЗ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА ПРИ ДЛИТЕЛЬНОМ ТЕРМИЧЕСКОМ ВОЗДЕЙСТВИИ

Представлены результаты разработки экспериментальной установки, предназначенной для исследования процесса осмоления и коксования дизельного топлива, находящегося в топливопроводах газовых турбин во время их работы на газовом топливе. Представлены также чертежи ампул, в которые при проведении исследований помещается дизельное топливо. Установлен перечень основных погрешностей, возникающих при проведении экспериментальных исследований. Для достижения поставленных задач описана методика проведения экспериментальных исследований, а также методика обработки их результатов.

Ключевые слова: электростанция, выработка электроэнергии, газовая турбина, осмоление, коксование, удельная загрязненность, математическая модель, погрешность определения параметров, топливопроводы, дизельное топливо.

Введение

При работе газовой турбины ГТЭ80/PG6111 (FA) на внутренней поверхности трубок, подающих резервное жидкое топливо к камерам сгорания, наблюдается образование отложений. Возможными причинами образования отложений являются процессы осмоления жидкого топлива с последующим коксованием отложений. Возможным решением проблемы осмоления жидкого топлива и предотвращения коксования может быть снижение температуры топлива в топливоподводящих трубках при работе на газообразном топливе. В частности, для защиты рабочих поверхностей обратных клапанов топливной системы, контактирующих с резервным топливом, в настоящее время применено их охлаждение этиленгликолем.

Для разработки мероприятий по надежному предотвращению отложений на внутренних поверхностях трубок, подающих резервное жидкое топливо к камерам сгорания необходимо провести экспериментальное исследование процессов, приводящих к осмолению и коксованию. Целью проведения исследований по влиянию температуры и времени контакта жидкого топлива со стенкой топливоподающей трубки является установление времени до начала осмоления и коксования при различных температурах, а также получение кинетических зависимостей этих процессов.

Для проведения указанных исследований разработан экспериментальный комплекс и методика проведения исследований.

1. Конструкция экспериментальной установки

Под термином осмоление понимается образование на внутренней поверхности трубки топливоподдачи слоя жидких отложений, т.е. субстанции с повышенной относительно дизельного топлива вязкостью, в результате чего на поверхности образца после свободного стекания топлива остаются органические вещества.

Под термином коксование понимается образование на внутренней поверхности трубки топливоподдачи отложений, не удаляющихся при промывке трубки растворителями (твердые отложения).

Конструкция экспериментальной установки приведена на рисунках 1 и 2. Экспериментальная установка монтируется на раме (1) состоит из масляного

термостата (6), представляющего собой замкнутый циркуляционный контур, в измерительном узле которого помещены экспериментальные узлы с ампулами (4) и (5), на концах которых установлены расширительные бабки (7). Расположение ампул представлено на рисунке 6.

Циркуляция термостатирующей жидкости (3) осуществляется осевым насосом, крыльчатка (11) которого вращается от электродвигателя переменного тока (10). Измерительный узел снаружи окружен компенсирующим нагревателем, намотанным на вертикальном участке корпуса термостата (6). Перед измерительным узлом установлен струевыпрямитель (2). Под нагревателем на внутренней поверхности корпуса термостата зачеканена контрольная термопара по ЭДС, по сигналу которой блок регулирования температуры поддерживает температуру корпуса термостата для снижения тепловых потерь и повышения стабильности поддержания температуры термостатирующей жидкости в термостате. Для контроля и регулирования температуры термостатирующей жидкости в циркуляционный контур погружены:

- в патрубок (8) образцовый платиновый термометр сопротивления для контроля температуры;
- в патрубок (9) по ходу жидкости два ТЭНа (компенсирующий и регулирующий) и платиновый термометр сопротивления, присоединенный к блоку регулирования температуры.

Снаружи поверхности циркуляционного контура теплоизолированы слоями минеральной ваты и вспененного полиэтилена с алюминиевой фольгой.

Экспериментальная установка состоит из нескольких термостатов, в каждом из которых поддерживается заданное постоянное значение температуры термостатирующей жидкости и, соответственно, температуры исследуемой пробы жидкого топлива в ампулах.

Каждый термостат непрерывно в течение всего опыта поддерживает заданную температуру опыта. В термостатах, работающих при температурах ниже 110 °С компенсирующие нагреватели не используются. При температурах ниже 80 °С в качестве термостатирующей жидкости может быть использована вода.

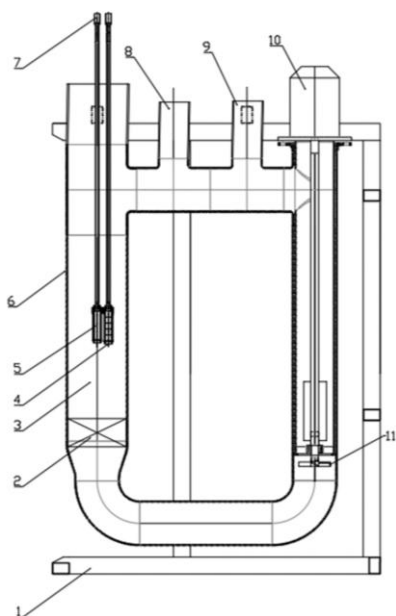


Рисунок 1. Экспериментальная установка
(вид сбоку)

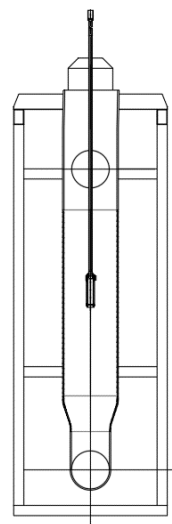


Рисунок 2. Экспериментальная установка
(вид спереди)

Конструкция экспериментального узла (экспериментальные ампулы) представлена на рисунках 3–5. Экспериментальный узел состоит из корпуса (2) с одной длинной ампулой (4, рис. 3) или пятью короткими ампулами (4, рисунок 4) в зависимости от варианта исполнения. Ампула уплотняется силиконовыми прокладками (3). Нижняя часть ампулы присоединяется к доньшку (1), а верхняя к крышке (6). Прокладки (3) уплотняются при скручивании нажимной гайки (5) и корпуса (2). К крышке приварена гидростатическая трубка (7) с расширительным бачком (8, рис. 5), которые необходимы для поддержания в ампуле избыточного давления, создаваемого гидростатическим столбом жидкости в трубке (7). Расширительный бачок необходим для компенсации изменения объема пробы топлива в ампуле при изменении температуры топлива в ампуле. Корпуса (2) и остальные детали экспериментального узла для длинной и коротких ампул идентичны.

В корпусе и нажимной гайке (5) выфрезерованы сквозные прорезы для слива остатков термостатирующей жидкости после извлечения экспериментального узла из термостата и последующего обезжиривания окунанием узла в растворитель.

Расположение ампул в экспериментальном участке представлено на рисунке 6.

Все металлические детали изготовлены из нержавеющей стали одной марки, что позволяет предотвратить изменение давления в уплотняющей прокладке при изменении температуры пробы топлива.

Основные характеристики длинной и короткой ампул представлены в таблицах 1.

Таблица 1

Основные характеристики длинной ампулы

№ п/п	Параметр	Размерность	Значение
1	Диаметр внутренний	мм	21
2	Диаметр наружный максимальный	мм	24,8 ±0,1
3	Толщина стенки	мм	2±0,1
4	Длина	мм	100 ±0,1
5	Масса расчетная	г	56,2
6	Внутренний объем расчетный	мл	34,6

Таблица 2

Основные характеристики короткой ампулы

№ п/п	Параметр	Размерность	Значение
1	Диаметр внутренний	мм	21
2	Диаметр наружный максимальный	мм	24,8 ±0,1
3	Толщина стенки	мм	2±0,1
4	Длина	мм	20 ±0,1
5	Масса расчетная	г	12,9
6	Внутренний объем расчетный	мл	6,9

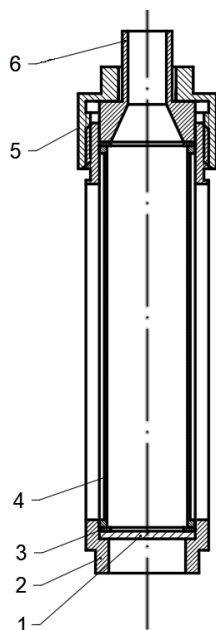


Рисунок 3. Экспериментальный узел с длинной ампулой

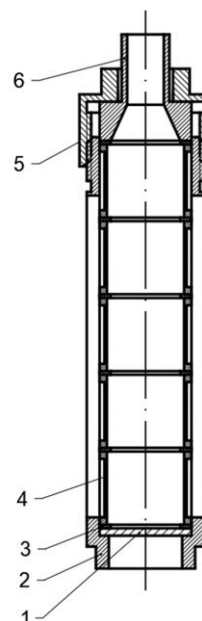


Рисунок 4. Экспериментальный узел с короткой ампулой

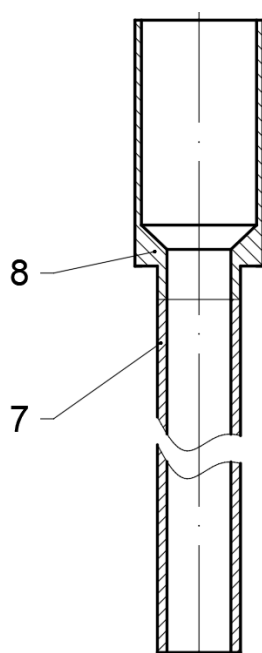


Рисунок 5. Гидростатическая трубка с расширительным бачком

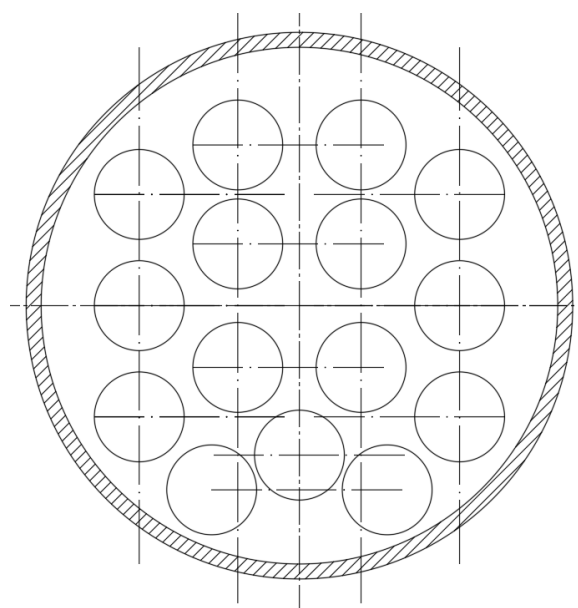


Рисунок 6. Расположение ампул в экспериментальном участке

2. Исследуемые показатели

В процессе проведения испытаний по определению кинетики изменения скорости осмоления и коксования под воздействием температуры во время фиксированного времени выдержки определяются следующие показатели исследуемых образцов (ампул):

- удельная масса отложений на единицу внутренней геометрической поверхности трубки;
- вязкость дизельного топлива после экспозиции при температуре выдержки;
- показатели пробы дизельного топлива в состоянии поставки;

– показатели пробы дизельного топлива перед исследованиями.

Воздействие температуры и времени выдержки на исследуемые показатели осуществляется различными способами.

Степень воздействия температуры и времени выдержки на вязкость дизельного топлива оценивается по изменению вязкости дизельного топлива в результате его пребывания в ампуле при повышенной температуре в пределах заданного времени экспозиции.

Степени воздействия оцениваются на основании математического описания результатов опытов по изменению вязкости дизельного топлива и удельной загрязненности внутренней поверхности ампулы в результате пребывания его пробы в ампуле.

Оценка равномерности осмоления и коксования поверхности производится путем сравнения значений интегральной удельной загрязненности ампулы длиной 100 мм (длинная ампула) и суммы удельной загрязненности каждой из 5-ти ампул длиной 20 мм (короткие ампулы).

Время начала осмоления и коксования для разных ступеней процессов осмоления и коксования определяется путем анализа вида кривых скорости нарастания удельной массы отложений во времени для соответствующих степеней процессов.

3. Проведение испытаний

В процессе проведения испытаний кинетики изменения скорости осмоления и коксования фиксируются следующие параметры:

- температура экспозиции фиксируется в диапазоне от 30 до 150°C;
- время экспозиции 170, 340, 680 и 1300 часов непрерывно;
- расхождение температуры термостатирующей жидкости в параллельных опытах не должно превышать $\pm 2^\circ\text{C}$.

Экспериментальные исследования проводятся с доступом кислорода воздуха и без доступа кислорода воздуха.

Испытания включают в себя две группы опытов: контрольные опыты и основные испытания.

Проведение контрольных опытов

Контрольными являются опыты, результаты которых необходимы для экспериментального определения основных погрешностей, касающихся определения удельной загрязненности.

Определение степени удаления термостатирующей жидкости с наружной поверхности ампулы и доверительного интервала погрешности определения массы ампулы из-за неполного удаления термостатирующей жидкости с наружной поверхности ампулы включает следующие последовательные операции:

- обезжиривание всех поверхностей ампулы и корпуса сборки последовательно: керосин, ацетон, спирт;
- сушка ампулы при температуре $105 \pm 5^\circ\text{C}$;
- охлаждение ампулы при комнатной температуре в сухом воздухе;
- взвешивание ампулы (масса M_0);
- монтаж ампулы в корпус;
- уплотнение сборки;
- опрессовка сборки;
- погружение сборки в емкость с термостатирующей жидкостью;

- извлечение сборки из сосуда с термостатирующей жидкостью;
- обезжиривание сборки;
- извлечение ампулы из корпуса сборки
- взвешивание ампулы (масса M1);
- определение доверительного диапазона погрешности производится при доверительном уровне 95%.

Определение доверительного интервала значения массы ампулы после слива из нее остатков пробы дизельного топлива состоит из следующих этапов:

- обезжиривание ампулы, ее взвешивание и монтаж в корпусе сборки (масса M0);
- заполнение ампулы в сборке пробой дизельного топлива;
- выдерживание пробы топлива в ампуле под избыточным давлением 6–7 кПа при комнатной температуре в течение 5 минут;
- разгерметизация сборки;
- слив пробы дизельного топлива из ампулы;
- выдержка опустошенной ампулы на фильтровальной бумаге в течение 30 минут;
- протирка нижнего торца ампулы фильтровальной бумагой для удаления остатков пробы дизельного топлива;
- взвешивание опустошенной ампулы;
- обезжиривание ампулы;
- контрольное взвешивание ампулы (масса M2);
- определение доверительного диапазона погрешности производится при доверительном уровне 95%;
- определение средней толщины слоя остатков пробы дизельного топлива на внутренней поверхности ампулы.

Количество контрольных опытов составляет не менее 7 ед. для определения погрешностей.

Проведение основных испытаний

Испытания проводятся в соответствии с программой испытаний. Испытания начинаются с подготовки к опыту. Подготовка состоит из операций по обезжириванию наружных и внутренних поверхностей ампулы последовательно в керосине, ацетоне и спирте с последующими сушкой при температуре 105 ± 5 °С, охлаждением до комнатной температуры в сухом воздухе и взвешивание ампулы с точностью 1,0 и 0,1 мг для длинных и коротких образцов, соответственно (масса M0).

Далее производится заполнение длинной ампулы или набора коротких ампул пробой дизельного топлива: установка ампулы в корпус, уплотнение прокладок в сборке, опрессовка сборки при подключении к вакуумной системе, контроль натекания не более 10% разряжения за 10 минут, контрольное вакуумирование и заполнение пробой дизельного топлива с созданием в ампуле избыточного давления 8 кПа. После сборки ампулы и заполнения её дизельным топливом осуществляется монтаж сборки в предварительно нагретом термостате, фиксация параметров опыта и выдержка сборки с ампулой при постоянной температуре с заданной экспозицией в соответствии с программой испытаний, по истечении которой выполняется демонтаж экспериментального участка вместе с ампулой из термостата.

После демонтажа последовательно производятся следующие операции:

- удаление части остатков термостатирующей жидкости с наружной поверхности экспериментального участка и ампулы;

- удаление пробы топлива из трубки и расширительного бачка;
- охлаждение экспериментального участка;
- удаление остатков термостатирующей жидкости и обезжиривание наружной поверхности экспериментального участка и ампулы в соответствии с последовательностью действий при проведении контрольных опытов;
- разгерметизация экспериментального участка и слив пробы топлива из него в стакан для дальнейшего измерения вязкости;
- термостатирование пробы топлива в стакане до температуры $22\pm 3^{\circ}\text{C}$;
- измерение вязкости в пробе топлива из ампулы;
- извлечение ампулы из корпуса;
- подготовка ампулы к взвешиванию в соответствии с последовательностью действий при проведении контрольных опытов;
- взвешивание ампулы (масса М3).

Удаление вязких отложений производится выполнением последовательных операций:

- обезжиривание ампулы путем погружения в спирт на 30 мин;
- осушка ампулы от спирта и взвешивание (масса М4);
- обезжиривание ампулы путем погружения в ацетон на 30 мин;
- осушка ампулы от ацетона и взвешивание (масса М5);
- обезжиривание ампулы путем погружения в керосин на 30 мин;
- осушка ампулы от керосина и взвешивание (масса М6).

Удаление рыхлых продуктов коксования осуществляется путем механической очистки пластиковым ершиком, смоченным в керосине, с последующим обезжириванием ампулы последовательно керосином, ацетоном и спиртом. Осушка ампулы от спирта и взвешивание (масса М7) производится при температуре $22\pm 3^{\circ}\text{C}$.

В случае расхождений массы между исходной массой ампулы (масса М0) и массы (масса М7) производится удаление твердых отложений путем механического шлифования внутренней поверхности ампулы на токарном станке с мелкой шкуркой до достижения массы ампулы менее начальной массы ампулы (масса М0).

В заключение определяют массу образца после экспозиции (новое значение массы М0 для последующего опыта).

Определение показателей качества

Определение массы пустых ампул производили путем взвешивания на лабораторных (аналитических) весах:

- длинные ампулы на весах типа CAUW 120D;
- короткие ампулы на весах типа Mettler Toledo XPE26.

Определение массы ампул до и после удаления отложений выполняли путем взвешивания на лабораторных (аналитических) весах:

- длинные ампулы на весах типа CAUW 120D;
- короткие ампулы на весах типа Mettler Toledo XPE26.

Измерение контрольных температур термостатирующей жидкости производили путем измерения сопротивления платинового термометра сопротивления по 4-х проводной схеме с использованием модуля типа NI TB-4353 32 Ch Thermocouple системы сбора информации NI PXIe-1082.

Определение основных погрешностей исследования

Основными погрешностями опытов являются неопределенности, связанные с определением удельной загрязненности внутренней поверхности ампул, а именно:

– степени удаления термостатирующей жидкости с наружной поверхности ампулы и доверительного интервала погрешности определения массы ампулы из-за неполного удаления термостатирующей жидкости с наружной поверхности ампулы;

– доверительного интервала погрешности определения значения массы ампулы после слива из нее остатков пробы дизельного топлива.

Основные погрешности рассчитываются по результатам контрольных опытов определения массы ампулы из-за неполного удаления термостатирующей жидкости с наружной поверхности ампулы.

Абсолютная погрешность определения массы ампулы из-за неполного удаления термостатирующей жидкости с наружной поверхности ампулы определяется по формуле:

$$\Delta M_1 = \frac{1}{n} \cdot \sum |M_1^i - M_0|, \quad (1)$$

где M_0 – исходная масса чистой ампулы, г;

M_1^i – масса ампулы после i -го измерения;

n – количество измерений;

$\sum |M_1^i - M_0|$ – сумма результатов от 1-го до n -го измерений.

Погрешность ΔuM_1 определения удельной массы ампулы из-за неполного удаления термостатирующей жидкости с наружной поверхности ампулы отнесенной к внутренней поверхности ампулы определяется по формуле:

$$\Delta uM_1 = \frac{\Delta M_1}{F_1}, \quad (2)$$

где F_1 – внутренняя поверхность ампулы, см^2 .

Суммарная погрешность определения удельной массы ампулы из-за неполного удаления термостатирующей жидкости с наружной поверхности ампулы, отнесенной к внутренней поверхности ампулы определяется по формуле:

$$\Delta uM_1^s = (\Delta uM_1^2 + \Delta uM_b^2)^{0,5} \quad (3)$$

где ΔuM_b – абсолютная погрешность определения массы аналитических весов, г.

Абсолютная погрешность определения массы ампулы из-за неполного удаления пробы топлива с внутренней поверхности ампулы определяется по формуле:

$$\Delta M_2 = \frac{1}{n} \cdot \sum |M_2^i - M_0| \quad (4)$$

где M_0 – исходная масса чистой ампулы, г;

M_2^i – масса ампулы после i -го измерения;

n – количество измерений;

$\sum |M_2^i - M_0|$ – сумма результатов от 1-го до n -го измерений.

Погрешность ΔuM_2 определения удельной массы ампулы из-за неполного удаления пробы топлива с внутренней поверхности ампулы отнесенной к внутренней поверхности ампулы:

$$\Delta uM_2 = \frac{\Delta M_2}{F_1} \quad (5)$$

где F_1 – внутренняя поверхность ампулы, см².

Суммарная погрешность определения удельной массы ампулы из-за неполного удаления пробы топлива с внутренней поверхности ампулы отнесенной к внутренней поверхности ампулы определяется соотношением:

$$\Delta uM_2^s = (\Delta uM_2^2 + \Delta uM_b^2)^{0,5} \quad (6)$$

где ΔuM_2^s – абсолютная погрешность определения массы аналитических весов, г.

Определение суммарной погрешности ΔuM_3^s определения удельной массы ампулы из-за неполного удаления термостатирующей жидкости с наружной поверхности ампулы и пробы топлива с внутренней поверхности ампулы рассчитывается как.

$$\Delta uM_3^s = \Delta uM_1^s + \Delta uM_2^s \quad (7)$$

Среднюю квадратическую погрешность измерения температуры термостатирующей жидкости определяют по уравнению:

$$\Delta t = (\Delta t_{tc}^2 + \Delta t_{c6}^2)^{0,5}, \quad (8)$$

где Δt_{tc} – абсолютная погрешность определения температуры платинового термометра сопротивления при данной температуре в термостате, °C;

Δt_{c6} – суммарная абсолютная погрешность определения температуры системы сбора информации при данной температуре в термостате, °C.

Обработка результатов испытаний

Обработка результатов испытаний заключается в определении взаимной математической зависимости показателей удельной загрязненности по степеням осмоления и коксования от температуры и времени экспозиции. Математические зависимости показателей удельной загрязненности по степеням осмоления и коксования от температуры и времени экспозиции определяются по специальной программе многомерной интерполяции. В результате анализа представленных математических зависимостей определяются времена начала осмоления и коксования при температурах опыта и по ним далее определяются математические зависимости соответствующих времен от температуры жидкого топлива.

Значения показателей удельной загрязненности по степеням осмоления и коксования определяются по результатам опытов с длинными ампулами и по суммарным определениям для соответствующихборок коротких ампул:

– удельная загрязненность для осмоления степени 1 определяется по формуле:

$$uM_0^1 = \frac{M_3 - M_0 - (M_1^n - M_0^n) - (M_2^n - M_0^n)}{F_1}, \quad (9)$$

где M_0 и M_3 – массы данного опыта, M_0^n , M_1^n , M_2^n – средние массы для контрольных опытов;

– удельная загрязненность для осмоления степени 2 определяется по формуле:

$$uM_0^2 = \frac{M_4 - M_3 - (M_1^n - M_0^n) - (M_2^n - M_0^n)}{F_1}, \quad (10)$$

где M_3 и M_4 – массы данного опыта, M_0^n, M_1^n, M_2^n – средние массы для контрольных опытов;

– удельная загрязненность для осмоления степени 3 определяется по формуле:

$$uM_0^3 = \frac{M_5 - M_4 - (M_1^n - M_0^n) - (M_2^n - M_0^n)}{F_1}, \quad (11)$$

где M_4 и M_5 – массы данного опыта,

M_0^n, M_1^n, M_2^n – средние массы для контрольных опытов;

– удельная загрязненность для коксования степени 1 определяется по формуле:

$$uM_k^1 = \frac{M_6 - M_5 - (M_1^n - M_0^n) - (M_2^n - M_0^n)}{F_1}, \quad (12)$$

где M_5 и M_6 – массы данного опыта, M_0^n, M_1^n, M_2^n – средние массы для контрольных опытов;

– удельная загрязненность для коксования степени 2 определяется по формуле:

$$uM_k^2 = \frac{M_7 - M_6 - (M_1^n - M_0^n) - (M_2^n - M_0^n)}{F_1}, \quad (13)$$

где M_6 и M_7 – массы данного опыта, M_0^n, M_1^n, M_2^n – средние массы для контрольных опытов.

Заключение

1. Разработана рабочая конструкторская документация термостата для выполнения исследовательских работ по экспериментальному определению температуры начала процесса коксования.
2. Разработаны и изготовлены ампулы – экспериментальные образцы – двух типов: ампулы с образцами длиной 100 мм и ампулы с образцами длиной 20 мм, собранными группами по 5 шт.
3. Разработана методика проведения исследовательских работ. Описан порядок действий при выполнении контрольных опытов и основных испытаний.
4. Разработана методика обработки результатов экспериментальных исследований.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОДАЧИ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА КОСВЕННЫМ МЕТОДОМ ПО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ И НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКЕ

В статье рассматриваются исторические предпосылки невозможности измерения ультразвуковыми расходомерами подачи циркуляционных насосов систем технического водоснабжения тепловых электростанций старше 40 лет, а также предложен способ её определения расчётным методом с использованием паспортной характеристики.

Ключевые слова: система технического водоснабжения, циркуляционный насос, рабочее колесо, подача, напорная и энергетическая характеристика.

В энергетике вода наряду с топливом является основным потребляемым ресурсом. Любая тепловая электростанция (ТЭС) использует систему технического водоснабжения (СТВС) для обеспечения охлаждающей водой турбоагрегатов, масло- и газоохладителей и иных общестанционных технологических теплообменников.

СТВС, помимо прочего, должна обеспечивать поддержание экономического вакуума в конденсаторах паровых турбин в различных режимах их эксплуатации. Неэффективная работа СТВС является одной из причин снижения надёжности, располагаемой мощности, ухудшения экономических показателей работы оборудования ТЭС.

Ограничения величины располагаемой мощности ТЭС представляют собой серьёзную проблему в процессе производства электрической энергии. Ограничения располагаемой мощности, в общей их структуре, для ТЭС с обратными СТВС возникают из-за недостаточного количества циркуляционной воды, неэффективного её охлаждения в градирнях или водохранилищах-охладителях, что приводит к повышенным значениям её температуры, в особенности в летний период, и, как следствие, к ухудшению вакуума в конденсаторах, что приводит к снижению экономичности работы оборудования в эксплуатационных режимах.

Значительное влияние оказало также появление оптовых рынков электроэнергии и мощности с их новыми правилами функционирования, заметно отличающимися от правил выдачи мощности в сеть в СССР. Если в СССР принято было эксплуатировать ТЭС с максимальным коэффициентом использования установленной мощности на уровне 75-80 %, то в условиях современных оптовых рынков электроэнергии и мощности ключевую роль в балансе доходов ТЭС (особенно в рамках ДПМ-1 и ДПМ-2) наряду с количеством отпущенной электрической и тепловой энергии стала играть располагаемая электрическая мощность ТЭС. Отсюда и возникло несоответствие охлаждающей способности спроектированных при СССР СТВС современным реалиям.

В настоящее время большое количество ТЭС, введённых в эксплуатацию более 40 лет назад (например, из 65 самых мощных ГРЭС и ТЭЦ РФ только 16 введены в эксплуатацию после 1985 г.) (Таблица 1 и Таблица 2), не оснащены расходомерами циркуляционной воды на напорных патрубках центробежных циркуляционных насосов. Это справедливо как для прямоточных, так и для обратных СТВС ТЭС. При этом использовать паспортные напорную и энергетическую характеристики циркуляционного насоса для определения его подачи не рекомендуется, поскольку ввиду большого возраста и износа его деталей фактические характеристики не соответствуют паспортным.

Перечень самых мощных ГРЭС РФ (по состоянию на конец 2023 г.)

№ п/п	ТЭС	Установленная электрическая мощность, МВт	Год ввода
1.	Сургутская ГРЭС-2	5 657,1	1985
2.	Рефтинская ГРЭС	3 800,0	1980
3.	Костромская ГРЭС	3 600,0	1969
4.	Пермская ГРЭС	3 363,0	1986
5.	Сургутская ГРЭС-1	3 333,0	1972
6.	Рязанская ГРЭС	3 020,0	1973
7.	Киришская ГРЭС	2 595,0	1965
8.	Конаковская ГРЭС	2 520,0	1965
9.	Ириклинская ГРЭС	2 430,0	1970
10.	Ставропольская ГРЭС	2 423,0	1975
11.	Берёзовская ГРЭС	2 400,0	1987
12.	Новочеркасская ГРЭС	2 258,0	1972
13.	Заинская ГРЭС	2 204,9	1976
14.	Нижевартовская ГРЭС	2 031,0	1993
15.	Кармановская ГРЭС	1 831,1	1968
16.	Среднеуральская ГРЭС	1 660,0	1936
17.	Невинномысская ГРЭС	1 551,4	1960
18.	Шатурская ГРЭС	1 500,0	1920
19.	Приморская ГРЭС	1 467,0	1974
20.	Няганская ГРЭС	1 361,0	2013
21.	Томь-Усинская ГРЭС	1 345,4	1958
22.	Назаровская ГРЭС	1 313,0	1961
23.	Беловская ГРЭС	1 260,0	1964
24.	Красноярская ГРЭС-2	1 260,0	1961
25.	Гусиноозёрская ГРЭС	1 190,0	1976
26.	Верхнетагильская ГРЭС	1 062,2	1956
27.	Печорская ГРЭС	1 060,0	1979
28.	Яйвинская ГРЭС	1 048,0	1963
29.	Южноуральская ГРЭС-2	844,5	2014
30.	Южноуральская ГРЭС-1	747,0	1952
31.	Троицкая ГРЭС	666,0	2016
32.	Харанорская ГРЭС	665,0	1995
33.	Смоленская ГРЭС	630,0	1978
34.	Нерюнгринская ГРЭС	570,0	1983
35.	Южно-Кузбасская ГРЭС	554,0	1951

Перечень самых мощных ТЭЦ РФ (по состоянию на конец 2023 г.)

№ п/п	ТЭС	Установленная электрическая мощность, МВт	Год ввода
1.	ТЭЦ-26 «Мосэнерго»	1 840,9	1979
2.	ТЭЦ-21 «Мосэнерго»	1 765,0	1963
3.	ТЭЦ-23 «Мосэнерго»	1 420,0	1966
4.	ТЭЦ-25 «Мосэнерго»	1 370,0	1974
5.	Южная ТЭЦ	1 207,0	1977
6.	Новосибирская ТЭЦ-5	1 200,0	1985
7.	ТЭЦ Набережные Челны	1 180,0	1971
8.	ТЭЦ ВАЗа	1 172,0	1967
9.	ТЭЦ-20 «Мосэнерго»	1 110,0	1952
10.	Иркутская ТЭЦ-10	1 110,0	1959
11.	ТЭЦ-22 «Мосэнерго»	1 070,0	1960
12.	ТЭЦ-27 «Мосэнерго»	1 060,0	1992
13.	Краснодарская ТЭЦ	1 025,0	1954
14.	Северо-Западная ТЭЦ	900,0	2000
15.	Калининградская ТЭЦ-2	900,0	2005
16.	Нижекамская ТЭЦ-1	880,0	1967
17.	Казанская ТЭЦ-3	789,6	1968
18.	Тюменская ТЭЦ-2	755,0	1986
19.	Челябинская ТЭЦ-4	742,0	2015
20.	Омская ТЭЦ-5	735,0	1976
21.	Нижекамская ТЭЦ-2	724,0	1980
22.	Хабаровская ТЭЦ-3	720,0	1985
23.	Ново-Иркутская ТЭЦ	708,0	1975
24.	Тюменская ТЭЦ-1	681,7	1960
25.	Тобольская ТЭЦ	665,3	1980
26.	ТЭЦ-16 «Мосэнерго»	651,0	1955
27.	Правобережная ТЭЦ (ТЭЦ-5)	643,0	2006
28.	ТЭЦ-12 «Мосэнерго»	611,6	1941
29.	Западно-Сибирская ТЭЦ	600,0	1963
30.	Владимирская ТЭЦ-2	596,0	1962

Исторически в отечественной энергетической отрасли вопросам экономии водопотребления уделялось недостаточное внимание. Это было связано с тем, что действовавший на тот момент Водный кодекс РСФСР устанавливал относительно низкую стоимость водных ресурсов для специальных видов водопотребления, в том числе на нужды ТЭС. По этой причине необходимость измерения расхода воды циркуляционными насосами не учитывалась при проектировании электростанций.

В то же время в целях снижения стоимости строительства ТЭС компоновка основного оборудования и, в частности, трассировка циркуляционных водоводов происходила таким образом, чтобы снизить металлоёмкость. В результате требуемые для установки накладных ультразвуковых расходомеров прямые участки циркуляционных водоводов достаточной длины из-за подобного подхода зачастую отсутствуют.

Таким образом, из-за целого ряда технических ограничений измерение такого важного параметра, как расход охлаждающей воды на напорных патрубках циркуляционных насосов, не осуществляется и не может быть осуществлено в будущем классическими

расходомерными устройствами (тахометрическими, ультразвуковыми, кориолисовыми и т. п.).

Водный кодекс Российской Федерации от 03.06.2006 № 74-ФЗ (с изменениями на 31 июля 2025 г.) [1] в ч. 3 статьи 20 ссылается на Постановление Правительства РФ от 30.12.2006 № 876 «О ставках платы за пользование водными объектами, находящимися в федеральной собственности (с изменениями на 29 декабря 2017 г.)» [2], где утверждены эти ставки по всем субъектам РФ.

Постановление Правительства РФ от 26.12.2014 № 1509 «О ставках платы за пользование водными объектами, находящимися в федеральной собственности, и внесении изменений в раздел I ставок платы за пользование водными объектами, находящимися в федеральной собственности» (с изменениями и дополнениями от 18 сентября 2019 г., 24 марта 2022 г., 21 декабря 2024 г.) утверждает применение коэффициента к ставкам по годам (Таблица 3).

Таблица 3

Рост ставок на водопользование

Год	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025
Коэффициент	1,15	1,32	1,52	1,75	2,01	2,31	2,66	2,93	3,22	4,05	4,84

При этом дополнительно к водопользователям, не имеющим водоизмерительных приборов, применяется повышающий коэффициент 1,1.

Как следствие, затраты на потребляемую воду и отведение стоков для объектов электроэнергетики становятся сопоставимы с затратами на топливо. В то же время стоимость одного кубометра воды на внутреннем рынке всё ещё в несколько раз ниже, чем в ряде стран Европы. Из открытых источников [6—8] известно, что в период с 2009 по 2021 год одна из крупнейших энергетических компаний РФ ПАО «Мосэнерго» в составе своих операционных расходов ежегодно тратила на водопользование более 1,18 млрд рублей. Снижение удельных расходов охлаждающей воды на выработку тепловой и электроэнергии даже на 5 % в масштабах генерирующей компании принесло бы ежегодную экономию около 59 млн рублей в год только за счёт снижения плат за водопользование.

Комплексная модернизация АСУ ТП и КИПиА на ТЭС в части организации определения подачи циркуляционных насосов классическими методами крайне затратна, поскольку потребует остановки генерирующего оборудования, перекладки проложенных под землёй циркуляционных водоводов, диаметр которых может достигать 2 000 мм, выполнения геодезических и земельно-строительных работ, а также потребует применения дорогостоящих средств измерения.

Таким образом, актуальность данной статьи вытекает из изменений в условиях функционирования энергетической отрасли РФ, внесённых Водным кодексом и новыми условиями функционирования оптовых рынков электроэнергии и мощности, а также ужесточением экологических норм и реализацией на федеральном уровне ряда программ в области энергосбережения и стимулирования сокращения потребления ресурсов.

В статье рассматривается способ определения фактической напорной и энергетической характеристики центробежного циркуляционного насоса косвенным методом по его паспортным характеристикам, мгновенному профилю мощности потребляемой на его привод электроэнергии и развиваемому напору, который окажется существенно дешевле, чем описанное выше внедрение расходомерных устройств.

В 2016 году в рамках выполнения обследования оборотной СТВС одной из ТЭЦ с определением технических решений для ликвидации существующих сезонных

ограничений установленной мощности электростанции были выполнены испытания циркуляционных насосов, установленных в центральной насосной станции.

В качестве фактических на станции утверждены паспортные характеристики насосов [5], несмотря на то, что установлены они были в 1985 году (Таблица 4).

Таблица 4

Характеристики циркуляционных насосов ЦН1 — ЦН4

№ п/п	Параметры работы оборудования	Циркнасосы
1	Нумерация	1, 2, 3, 4
2	Тип	1000В-4/40
3	Производительность, м ³ /ч	10 080—15 120
4	Развиваемый напор, м вод. ст.	36,0—24,0
5	Мощность насоса, кВт	1 320
6	Число оборотов, об./мин	500
7	Напряжение, В	6 000
8	Максимальная температура перекачиваемой воды, °С	35

Испытания циркуляционных насосов ЦН-1 и ЦН-2 проводились одновременно с испытаниями оборудования СТВС в период 08.12.16—20.12.16.

Во время испытаний насосы ЦН-3 и ЦН-4 были остановлены. Циркуляционная вода подавалась в конденсаторы ТГ-6 — ТГ-10 и на масло- и газоохладители ТГ-7 — ТГ-10, причём ТГ-6 был остановлен. Охлаждающая вода пропусклась через конденсатор ТГ-6 по эксплуатационным причинам функционирования задвижек на его водоводах.

Запись показаний потребляемой на привод насосов электроэнергии осуществлялась в автоматическом режиме с помощью счётчиков электроэнергии Меркурий 230 ART-03 PQRSIDN, подключённых ОАО «ВТИ» к электродвигателям через трансформаторы тока и напряжения ($K_{\text{ТТ}} = 60$, $K_{\text{ТН}} = 60$). Данные со счётчиков через преобразователи интерфейсов Меркурий 221 поступали на ноутбуки, где записывались в режиме реального времени. Ввиду организационных сложностей с контролем постоянной работы ноутбуков показания были записаны не в каждый из дней испытаний СТВС.

Данные из массивов выбирались за 2 минуты до и после записи на щите давлений на напорных патрубках циркуляционных насосов и уровней в аванкамерах. Для удобства средние значения из полученных на основе массивов таблиц сведены в таблицы средних значений (Таблица 5 и Таблица 6) с учётом коэффициентов трансформации [9].

Частота потребляемого тока составляла 50,00 Гц для ЦН-1 и 49,99 — для ЦН-2, что не превышает допустимых отклонений $\pm 0,05$ Гц [4].

Сводная таблица средних значений показаний счётчиков электроэнергии ЦН-1

Дата	Угол между фазами			Частота	Ток	Ток			Напряжение		
	φ1-φ2	φ1-φ3	φ2-φ3	Общ.	Иштат.	φ1	φ2	φ3	φ1	φ2	φ3
астрон.	град.	град.	град.	Гц	А	А	А	А	В	В	В
15.12.16	119,02	239,65	120,65	49,99	130	155,58	128,46	156,90	3427,8	3409,8	3411,6
	119,16	239,73	120,56	50,01	130	156,00	129,00	157,32	3428,4	3409,8	3412,2
	118,96	239,60	120,66	49,98	130	155,82	128,94	157,20	3415,8	3397,8	3400,2
16.12.16	118,80	239,62	120,76	50,00	130	156,30	129,42	157,68	3411,6	3393,0	3396,0
	118,82	239,64	120,76	50,00	130	156,06	129,06	157,44	3417,6	3400,2	3403,2
	118,62	239,41	120,80	50,00	130	156,18	129,30	157,68	3417,0	3399,0	3401,4
	118,98	239,50	120,55	50,00	130	156,18	129,30	157,56	3417,0	3399,0	3401,4
20.12.16	119,05	239,52	120,43	49,99	130	153,66	125,52	154,56	3510,0	3490,8	3493,2
	118,87	239,50	120,67	49,99	130	153,84	125,70	154,68	3508,8	3489,6	3492,0
	118,93	239,66	120,58	49,99	130	153,90	125,88	154,92	3508,2	3489,0	3491,4

Продолжение таблицы 5

Дата	Коэффициент мощности				Общая мощность				Реактивная мощность				Активная мощность			
	Сумма	φ1	φ2	φ3	Сумма	φ1	φ2	φ3	Сумма	φ1	φ2	φ3	Сумма	φ1	φ2	φ3
астрон.	—	—	—	—	кВА	кВА	кВА	кВА	кВар	кВар	кВар	кВар	кВт	кВт	кВт	кВт
15.12.16	0,835	0,778	0,836	0,891	1507,4	533,7	438,3	535,6	818,0	335,1	240,0	242,9	1257,9	414,9	366,4	477,0
	0,835	0,778	0,836	0,891	1509,0	534,0	438,8	536,0	819,8	335,4	240,4	243,4	1264,7	417,0	368,4	478,9
	0,836	0,780	0,838	0,891	1506,0	532,4	438,5	535,1	815,0	333,3	239,3	242,3	1259,7	415,4	367,8	477,0
16.12.16	0,837	0,781	0,838	0,892	1509,2	533,4	439,6	536,2	814,9	333,2	239,3	242,2	1261,9	416,1	368,5	478,4
	0,836	0,780	0,838	0,891	1509,3	533,8	439,3	536,3	816,1	334,0	239,6	242,5	1260,7	415,5	367,7	477,6
	0,836	0,779	0,838	0,891	1511,4	534,3	440,2	536,9	817,9	334,5	240,2	243,2	1265,0	417,4	369,3	479,1
	0,836	0,780	0,838	0,891	1509,4	533,4	439,3	536,3	817,1	334,1	240,0	242,9	1267,2	417,7	369,5	479,3
20.12.16	0,825	0,765	0,826	0,885	1520,5	540,3	438,9	540,7	845,9	347,5	247,4	251,1	1256,3	413,9	363,1	479,3
	0,825	0,765	0,826	0,885	1519,6	539,9	438,9	540,4	845,1	347,0	247,2	251,0	1256,4	414,1	363,4	479,2
	0,826	0,766	0,826	0,886	1520,1	540,0	439,4	541,1	844,7	346,7	246,9	250,8	1255,1	413,5	363,0	478,7

Таблица 6

Сводная таблица средних значений показаний счётчиков электроэнергии ЦН-2

Время	Угол между фазами			Частота	Ток	Ток			Напряжение		
	φ1-φ2	φ1-φ3	φ2-φ3	Общ.	Иштат.	φ1	φ2	φ3	φ1	φ2	φ3
астрон.	град.	град.	град.	Гц	А	А	А	А	В	В	В
14.12.16	119,71	239,25	119,55	49,98	160	158,64	157,08	156,78	3295,2	3317,4	3285,6
	120,00	239,39	119,25	49,99	159	157,26	156,06	155,64	3304,8	3327,0	3297,0
	119,72	239,26	119,53	49,98	158	157,26	155,94	155,58	3303,6	3326,4	3296,4
15.12.16	119,75	239,34	119,53	49,98	160	158,94	157,68	157,38	3258,6	3280,8	3250,8
	119,94	239,57	119,36	50,00	160	159,42	158,28	157,92	3259,2	3281,4	3251,4
	119,64	239,26	119,61	49,98	160	159,42	158,22	157,86	3253,2	3276,0	3246,0
16.12.16	119,60	239,31	119,63	49,99	160	159,24	157,74	157,50	3264,6	3286,8	3256,8
	119,86	239,45	119,86	49,99	160	159,12	157,74	157,32	3267,0	3290,4	3259,2
	119,02	239,12	120,14	49,99	160	159,30	158,04	157,74	3267,6	3291,0	3260,4
	119,91	239,22	119,40	49,99	160	159,36	158,10	157,74	3270,6	3292,8	3262,8
20.12.16	119,55	239,15	119,70	49,98	159	157,02	155,40	155,34	3293,4	3313,8	3283,8
	119,66	239,43	119,76	49,98	159	157,32	155,70	155,40	3292,8	3313,8	3283,8
	119,63	239,39	119,60	49,98	159	156,96	155,58	155,40	3293,4	3313,8	3284,4

Продолжение таблицы 6

Время	Коэффициент мощности				Общая мощность				Реактивная мощность				Активная мощность			
	Сумма	φ1	φ2	φ3	Сумма	φ1	φ2	φ3	Сумма	φ1	φ2	φ3	Сумма	φ1	φ2	φ3
астрон.	—	—	—	—	кВА	кВА	кВА	кВА	кВар	кВар	кВар	кВар	кВт	кВт	кВт	кВт
14.12.16	0,849	0,849	0,845	0,852	1559,9	523,3	521,2	515,3	823,5	275,6	278,6	269,3	1325,5	445,0	440,4	439,1
	0,848	0,848	0,844	0,851	1552,5	520,2	518,5	512,9	822,1	274,8	278,1	269,5	1318,3	442,2	438,6	437,0
	0,848	0,848	0,844	0,850	1550,5	519,3	518,3	512,4	821,9	274,7	277,9	269,4	1315,3	441,3	438,3	436,7
15.12.16	0,851	0,852	0,847	0,854	1544,1	517,2	516,3	510,3	810,7	270,9	274,0	265,6	1316,1	441,3	438,0	436,4
	0,852	0,852	0,848	0,854	1555,7	521,0	520,3	514,1	813,3	271,8	275,3	267,0	1320,4	442,8	440,4	438,2
	0,851	0,852	0,848	0,854	1546,3	518,0	517,2	511,4	810,3	270,6	273,7	265,6	1318,4	441,8	439,2	437,5
16.12.16	0,851	0,851	0,847	0,854	1554,4	520,7	519,7	513,1	815,8	273,0	275,6	267,2	1323,0	443,7	440,7	439,3
	0,851	0,851	0,847	0,853	1555,5	521,2	520,1	514,1	815,8	272,7	275,8	267,3	1322,8	443,6	440,5	438,9
	0,851	0,851	0,847	0,854	1554,2	520,8	520,0	514,1	814,3	272,1	275,2	267,3	1322,5	443,2	440,2	438,3
	0,850	0,851	0,847	0,853	1552,6	520,2	519,8	513,8	815,3	272,4	275,5	267,0	1321,7	443,0	440,3	438,5
20.12.16	0,848	0,848	0,844	0,851	1544,2	517,6	515,4	509,5	816,2	273,3	275,8	267,3	1311,8	439,8	435,9	434,9
	0,848	0,848	0,844	0,851	1538,4	515,7	513,9	508,1	814,9	272,8	275,2	266,8	1308,0	438,6	435,6	434,2
	0,848	0,848	0,844	0,851	1540,2	516,1	514,5	508,9	815,9	273,1	275,6	267,3	1308,3	438,9	435,7	434,7

Для более точных расчётов паспортные кривые рабочих характеристик циркуляционных насосов были оцифрованы и представлены в виде участков аппроксимирующих кривых с известными уравнениями. При этом был произведён пересчёт паспортных характеристик на другую скорость вращения по уравнениям (1) — (3).

$$\frac{n}{n'} = \frac{Q}{Q'} \quad (1)$$

где n' — паспортная частота вращения рабочего колеса насоса, равная 500 об./мин [5];
 n — частота вращения рабочего колеса насоса с учётом скольжения электродвигателя ВАН 173/46-12У3, об./мин (4);
 Q' — подача насоса при n , м³/с;
 Q — подача насоса при n_1 , м³/с.

$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \quad (2)$$

где H' — напор, развиваемый насосом при n , м вод. ст.;
 H — напор, развиваемый насосом при n_1 , м вод. ст.

$$\frac{N}{N'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3 \quad (3)$$

где N' — мощность насоса при n , кВт;
 N — мощность насоса при n_1 , кВт.

$$n = n_c \cdot (1 - s) \quad \text{об./мин} \quad (4)$$

где n_c — номинальная синхронная частота вращения электродвигателя ВАН 173/46-12У3, равная 500 об./мин [5];
 s — номинальное скольжение электродвигателя ВАН 173/46-12У3, равное 0,014 [5].

Таким образом, фактическая частота вращения рабочего колеса насоса составляет 493 об./мин. В соответствии с этой фактической частотой были перестроены паспортные характеристики насосов (Рисунок 1), так как они указаны для частоты вращения рабочего колеса, равной 500 об./мин.

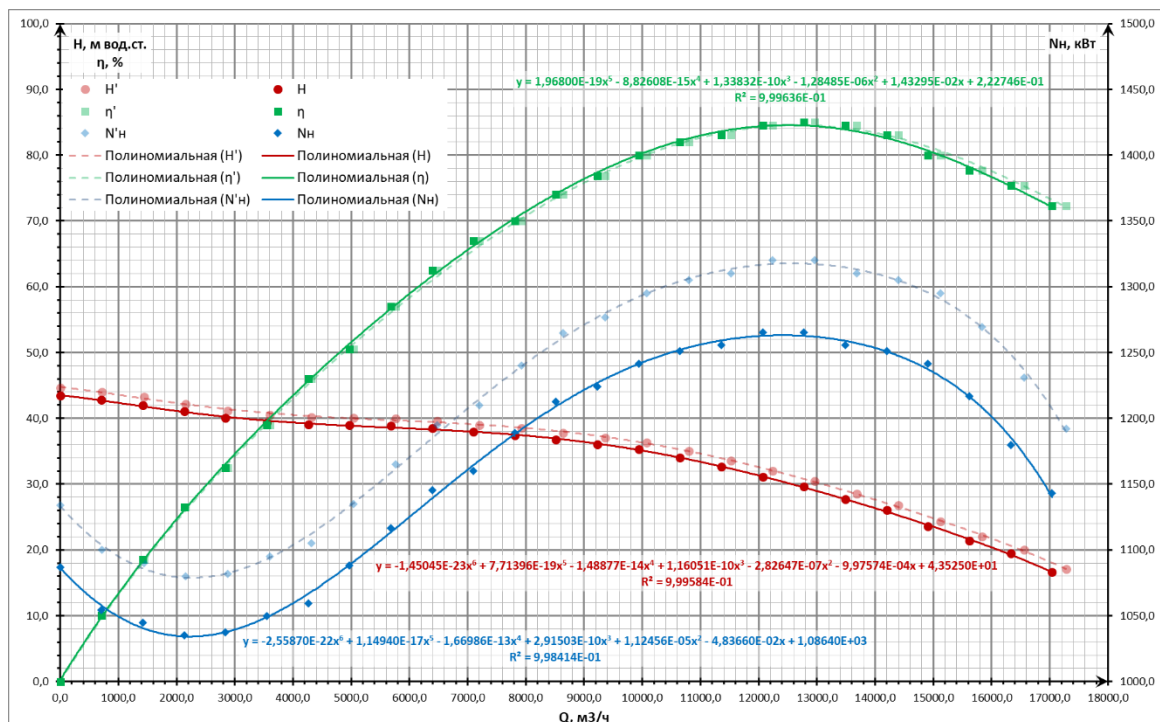


Рисунок 1. Паспортные характеристики насоса 1000В-4/40 для 500 об./мин и 493 об./мин

В течение всего времени декабрьских (08—20.12.2016) испытаний стабильность потребления электроэнергии электродвигателем ЦН-1 находилась в диапазоне $-1,08...+1,73\%$, а ЦН-2 — $-1,81...+1,66\%$. Отсюда следует вывод о постоянстве подачи насосов в этот интервал времени.

В первом приближении суммарная подача ЦН-1 и ЦН-2 принимается равной $22\,993,9\text{ м}^3/\text{ч}$ — суммарному расходу через градири 3—6 ($21\,993,9\text{ м}^3/\text{ч}$) и расходу на МГО ТГ-8 и ТГ-9 ($1\,000,0\text{ м}^3/\text{ч}$) во время летних испытаний. Это необходимо для предварительного расчёта полного напора (5), развиваемого насосами. Данное предположение обосновано тем, что динамический напор (7), зависящий от расхода, гораздо меньше статического напора, и, следовательно, незначительно скажется на результате расчёта. Подачи насосов при этом принимаются равными для предварительного расчёта (по $11\,496,95\text{ м}^3/\text{ч}$).

$$H = \frac{P_n}{\gamma} + h_m - H_{ак} + H_{дин} , \quad \text{м} \quad (5)$$

где P_n — давление воды на выходе из насоса по показанию манометра, $\text{кгс}/\text{см}^2$;

h_m — разница отметок установки манометра и горизонтальной оси рабочего колеса насоса, м, равная $5,54\text{ м}$;

γ — удельный вес воды, равный $1\,000\text{ кг}/\text{м}^3$;

$H_{ак}$ — разность отметок уровня воды в аванкамере и горизонтальной оси рабочего колеса насоса, м;

$H_{дин}$ — динамический напор на выходе насоса, м вод. ст.

Разность отметок уровня воды в аванкамере и горизонтальной оси рабочего колеса насоса определяется по формуле (6):

$$H_{ак} = \frac{h_{ак}}{100} - \Delta h_{ак} , \quad \text{м} \quad (6)$$

где $h_{ак}$ — показания штатного уровнемера, см вод.ст.;

$\Delta h_{ак}$ — поправка к показаниям штатного уровнемера, принятая по результатам измерения уровня воды в аванкамере циркуляционных насосов равной $0,1\text{ м вод. ст.}$

Динамический напор на выходе насоса определяется по формуле (7):

$$H_{дин} = 0,0827 \cdot \frac{Q^2}{D_{вых}^4} , \quad \text{м} \quad (7)$$

где Q — подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

$D_{вых}$ — диаметр выходного патрубка насоса, равный $1,0\text{ м}$ (согласно паспорту циркуляционных насосов [5]).

Результаты измерений и расчётов по указанным выше формулам сведены в таблицы (Таблица 7 и Таблица 8).

На диаграмме (Рисунок 2) построены (см. также легенды диаграмм):

- паспортные характеристики циркуляционных насосов (напорная и энергетические) с аппроксимирующими кривыми для 493 об./мин ;
- диапазоны изменения мощности на валу каждого насоса и развиваемого ими полного напора во время декабрьских испытаний.

Мощность на валу насоса N_n при этом определялась по формуле (8):

$$N_n = N_{эл} \cdot \eta , \quad \text{кВт} \quad (8)$$

где $N_{эл}$ — электроэнергия, потребляемая на привод циркуляционного насоса, кВт;

η — КПД электродвигателя, равный 0,945 (согласно паспорту ВАН 173/46-12У3).

В итоге для обоих насосов видно (Рисунок 2), что диапазоны подач, соответствующие диапазонам изменения мощности и полного напора во время декабрьских испытаний, не сходятся.

Для ЦН-1:

16 085,21—16 319,26 м³/ч — диапазон подач по энергетической характеристике;

15 405,60—15 823,85 м³/ч — диапазон подач по напорной характеристике.

Для ЦН-2:

14 070,55—14 959,95 м³/ч — диапазон подач по энергетической характеристике;

15 453,89—15 994,83 м³/ч — диапазон подач по напорной характеристике.

Чтобы убедиться в этом, достаточно провести от пересечения линий диапазонов и соответствующих паспортных характеристик вертикали до оси абсцисс (подач).

Это означает, что фактическая характеристика ЦН-1 и ЦН-2 не соответствует паспортной.

Таким образом, подача ЦН-1 и ЦН-2 не может быть определена по уравнениям аппроксимирующих кривых $N = f_1(Q)$ и $H = f_2(Q)$.

Таблица 7

Параметры работы ЦН-1 во время декабрьских испытаний

Парам.	Ед. измер.	14.12.2016			15.12.2016				16.12.2016			
		11:15	14:08	16:19	12:00	14:05	15:15	16:17	10:58	11:45	14:12	15:35
W	м ³ /ч	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0
P_n	кгс/см ²	1,78	1,68	1,67	1,67	1,67	1,73	1,73	1,72	1,71	1,71	1,70
$h_{ак}$	см	212,0	212,5	211,0	198,0	208,0	200,5	209,5	193,5	190,0	182,5	179,0
$H_{ак}$	м	2,02	2,03	2,01	1,88	1,98	1,91	2,00	1,84	1,80	1,73	1,69
$H_{дин}$	м	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84
H	м	22,16	21,11	21,07	21,20	21,10	21,73	21,64	21,75	21,68	21,76	21,69
$N_{эл}$	кВт	—	—	—	—	1257,89	1264,71	1259,74	1261,96	1260,71	1265,04	1267,22
N_n	кВт	—	—	—	—	1188,70	1195,15	1190,46	1192,55	1191,37	1195,46	1197,53

Продолжение таблицы 7

Парам.	Ед. измер.	19.12.2016			20.12.2016		
		14:15	14:48	15:46	13:25	14:08	14:46
W	м ³ /ч	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0
P_n	кгс/см ²	1,77	1,78	1,78	1,63	1,63	1,63
$h_{ак}$	см	205,0	202,0	199,5	169,0	177,5	181,0
$H_{ак}$	м	1,95	1,92	1,90	1,59	1,68	1,71
$H_{дин}$	м	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84
H	м	22,13	22,26	22,29	21,09	21,01	20,97
$N_{эл}$	кВт	—	—	—	1256,32	1256,44	1255,06
N_n	кВт	—	—	—	1187,22	1187,33	1186,04

Таблица 8

Параметры работы ЦН-2 во время декабрьских испытаний

Парам.	Ед. измер.	14.12.2016			15.12.2016				16.12.2016			
		11:15	14:08	16:19	12:00	14:05	15:15	16:17	10:58	11:45	14:12	15:35
W	м ³ /ч	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0
P_n	кгс/см ²	1,77	1,65	1,64	1,65	1,67	1,73	1,73	1,67	1,69	1,68	1,70
$h_{ак}$	см	212,0	212,5	211,0	198,0	208,0	200,5	209,5	193,5	190,0	182,5	179,0
$H_{ак}$	м	2,02	2,03	2,01	1,88	1,98	1,91	2,00	1,84	1,80	1,73	1,69
$H_{дин}$	м	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84
H	м	22,06	20,86	20,77	21,00	21,10	21,73	21,64	21,25	21,48	21,46	21,69
$N_{эл}$	кВт	1325,50	1318,30	1315,24	—	1316,11	1320,36	1318,42	1323,04	1322,78	1322,46	1321,75
N_n	кВт	1252,60	1245,79	1242,90	—	1243,73	1247,74	1245,91	1250,28	1250,03	1249,73	1249,06

Парам.	Ед. измер.	19.12.2016			20.12.2016		
		14:15	14:48	15:46	13:25	14:08	14:46
W	м ³ /ч	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0	11497,0
P_n	кгс/см ²	1,75	1,75	1,77	1,57	1,57	1,58
$h_{ак}$	см	205,0	202,0	199,5	169,0	177,5	181,0
$H_{ак}$	м	1,95	1,92	1,90	1,59	1,68	1,71
$H_{дин}$	м	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84
H	м	21,93	21,96	22,14	20,44	20,41	20,47
$N_{эл}$	кВт	—	—	—	1311,76	1307,99	1308,34
N_n	кВт	—	—	—	1239,62	1236,05	1236,38

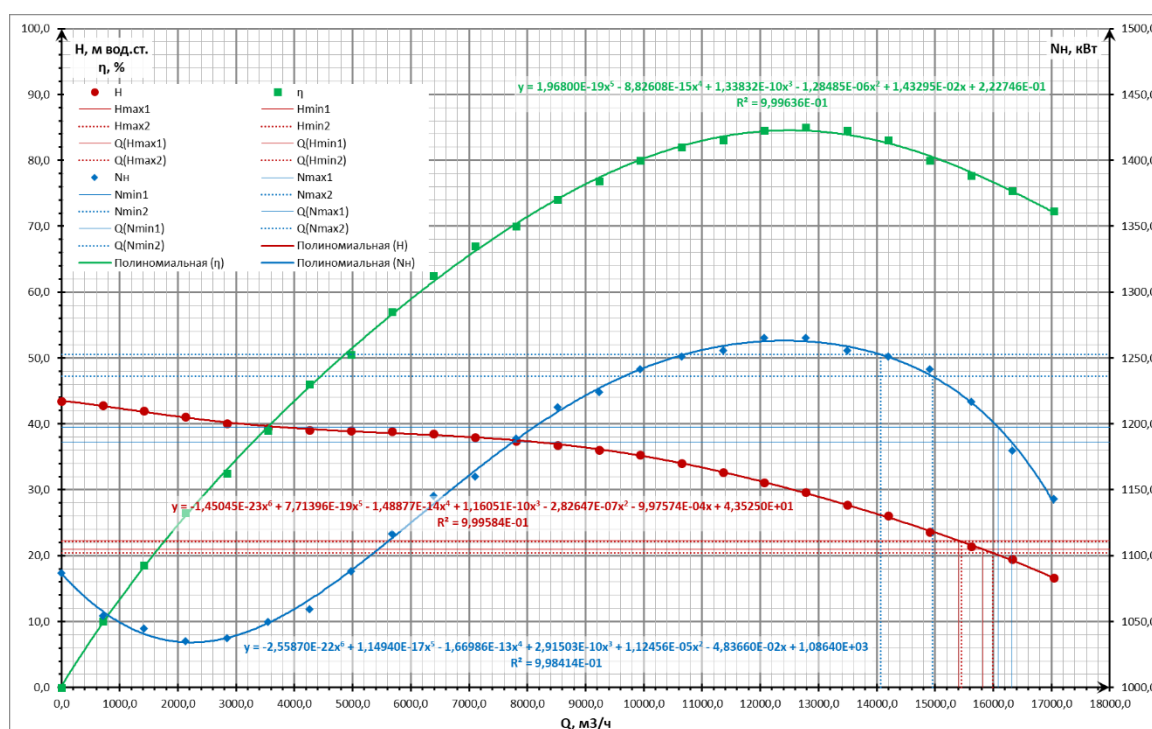


Рисунок 2. Диапазоны изменения мощности и полного напора ЦН-1 и ЦН-2 во время испытаний, совмещённые с характеристикой для 493 об./мин

В процессе выполнения расчётов была проверена гипотеза о том, что диапазоны потребляемой электроэнергии и развиваемого напора ЦН-1 и ЦН-2 не дают равных диапазонов подач ввиду того, что рабочее колесо насоса было обточено не в соответствии с рекомендациями завода-изготовителя (с 1 225 мм до 1 140 мм), а с некоторой погрешностью.

Как известно, при обточке рабочего колеса центробежного насоса его характеристики меняются в разной степени по формулам (9) — (11).

$$\frac{D_i}{D} = \frac{Q_i}{Q} , \quad (9)$$

где: D — диаметр исходного рабочего колеса насоса, м;

D_i — диаметр обточенного рабочего колеса ЦН- i , м;

Q — подача насоса с исходным рабочим колесом, м³/с;

Q_i — подача ЦН- i с обточенным рабочим колесом, м³/с.

$$\frac{H_i}{H} = \left(\frac{D_i}{D}\right)^2 , \quad (10)$$

где: H — напор, развиваемый ЦН- i с исходным рабочим колесом, м вод. ст.;

H_i — напор, развиваемый ЦН- i с обточенным рабочим колесом, м вод. ст.

$$\frac{N_i}{N} = \left(\frac{D_i}{D}\right)^3 , \quad (11)$$

где: N — мощность ЦН- i с исходным рабочим колесом, кВт;

N_i — мощность ЦН- i с обточенным рабочим колесом, кВт.

Результаты расчётов по формулам (9) — (11) сведены в таблицы (Таблица 9, Таблица 10). При этом уточнялись диапазоны подач насосов, соответствующие диапазонам изменения их мощностей и развиваемых полных напоров.

В результате расчётов было определено, что рабочее колесо ЦН-1 было обточено до 1 130,0 мм вместо рекомендуемого заводом-изготовителем значения 1 140 мм, а рабочее колесо ЦН-2 — до 1 148,5 мм. Вследствие этого рабочие характеристики ЦН-1 и ЦН-2 оказались сдвинуты относительно паспортных, соответствующих насосу с рабочим колесом диаметром 1 140 мм.

Таким образом, были получены фактические характеристики ЦН-1 и ЦН-2 (Рисунок 3 и Рисунок 4). Диапазоны подач по напорной и энергетической характеристикам при этом показали высокую степень сходимости.

Однако из фактических характеристик ЦН-1 и ЦН-2 следует также, что оба насоса эксплуатируются в диапазонах со сниженным КПД, находящихся заметно правее рекомендуемого рабочего диапазона.

Причиной этого может быть то, что величина подпора на рабочих колёсах ЦН-1 и ЦН-2 во время испытаний составляла около 2 м. Однако в паспорте циркуляционного насоса 1000В-4/40/44В-22/УЗ заводом-изготовителем (Уральский завод гидромашин им. Я.М. Свердлова) указана минимально допустимая величина подпора, равная 3,5 м [5]. Это может привести к кавитации. Кроме повреждений рабочего колеса кавитация может привести к снижению производительности насоса из-за происходящего в насосе испарения жидкости. При кавитации может снизиться напор насоса и/или стать неустойчивым, также непостоянным может стать и энергопотребление насоса.

Таблица 9

Результаты расчёта подачи ЦН-1

Параметр	Единицы измерения	15.12.2016			16.12.2016				20.12.2016		
		14:05	15:15	16:17	10:58	11:45	14:12	15:35	13:25	14:08	14:46
W	м³/ч	15 363,3	15 154,3	15 308,8	15 241,6	15 279,8	15 143,6	15 070,3	15 408,0	15 404,7	15 442,8
P_n	кгс/см²	1,67	1,73	1,73	1,72	1,71	1,71	1,70	1,63	1,63	1,63
$h_{ак}$	см	208,0	200,5	209,5	193,5	190,0	182,5	179,0	169,0	177,5	181,0
$H_{ак}$	м	1,98	1,91	2,00	1,84	1,80	1,73	1,69	1,59	1,68	1,71
$H_{дин}$	м	1,51	1,47	1,50	1,48	1,49	1,46	1,45	1,51	1,51	1,52
$H_{исп}$	м	21,77	22,35	22,29	22,39	22,33	22,38	22,30	21,76	21,68	21,65
$N_{эл}$	кВт	1 257,89	1 264,71	1 259,74	1 261,96	1 260,71	1 265,04	1 267,22	1 256,32	1 256,44	1 255,06
N_n	кВт	1 188,70	1 195,15	1 190,46	1 192,55	1 191,37	1 195,46	1 197,53	1 187,22	1 187,33	1 186,04
$H_{хар}$	м	21,61	22,25	21,78	21,99	21,87	22,28	22,50	21,48	21,49	21,37
$H_{исп} - H_{хар}$	м	0,15	0,10	0,51	0,40	0,46	0,10	-0,20	0,29	0,19	0,28

Таблица 10

Результаты расчёта подачи ЦН-2

Параметр	Единицы измерения	15.12.2016			16.12.2016				20.12.2016		
		14:05	15:15	16:17	10:58	11:45	14:12	15:35	13:25	14:08	14:46
W	м³/ч	15 735,8	15 621,5	15 674,6	15 545,2	15 552,8	15 562,0	15 582,3	15 845,9	15 936,4	15 928,2
P_n	кгс/см²	1,67	1,73	1,73	1,67	1,69	1,68	1,70	1,57	1,57	1,58
$h_{ак}$	см	208,0	200,5	209,5	193,5	190,0	182,5	179,0	169,0	177,5	181,0
$H_{ак}$	м	1,98	1,91	2,00	1,84	1,80	1,73	1,69	1,59	1,68	1,71
$H_{дин}$	м	1,58	1,56	1,57	1,54	1,54	1,55	1,55	1,60	1,62	1,62
$H_{исп}$	м	21,84	22,44	22,36	21,95	22,18	22,16	22,40	21,20	21,19	21,25
$N_{эл}$	кВт	1 316,11	1 320,36	1 318,42	1 323,04	1 322,78	1 322,46	1 321,75	1 311,76	1 307,99	1 308,34
N_n	кВт	1 243,73	1 247,74	1 245,91	1 250,28	1 250,03	1 249,73	1 249,06	1 239,62	1 236,05	1 236,38
$H_{хар}$	м	21,94	22,30	22,14	22,54	22,52	22,49	22,43	21,59	21,30	21,32
$H_{исп} - H_{хар}$	м	-0,10	0,14	0,23	-0,60	-0,33	-0,33	-0,03	-0,39	-0,11	-0,08

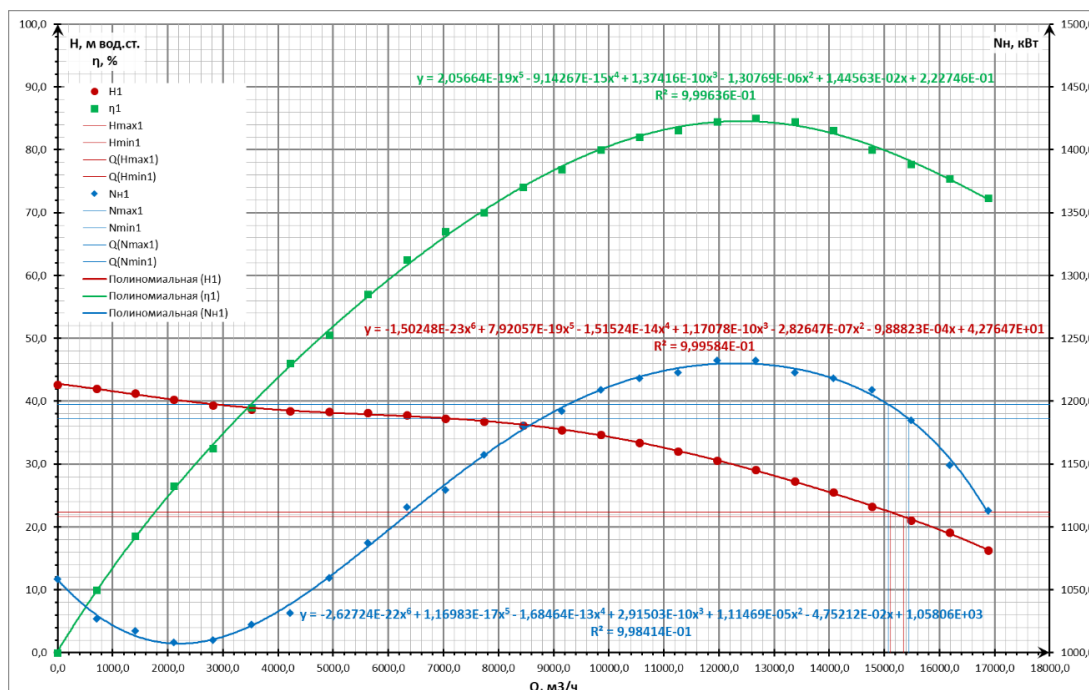


Рисунок 3. Фактические характеристики ЦН-1

Для наиболее полной отработки и внедрения методики на ТЭС РФ, а впоследствии и на прочих промышленных предприятиях потребуются следующие мероприятия:

- создание лабораторного стенда, состоящего из центробежного насоса, трубопроводов, счётчика ЭЭ, кнопочной станции управления насосом, ультразвукового расходомера, манометров, бака-расширителя;
- отработка методики на лабораторном стенде;
- апробация на одном или нескольких циркуляционных насосах ТЭС группы «Интер РАО»;
- разработка и утверждение стандарта организации (методика АО «ВТИ»);
- внедрение методики на нескольких ТЭС группы «Интер РАО».

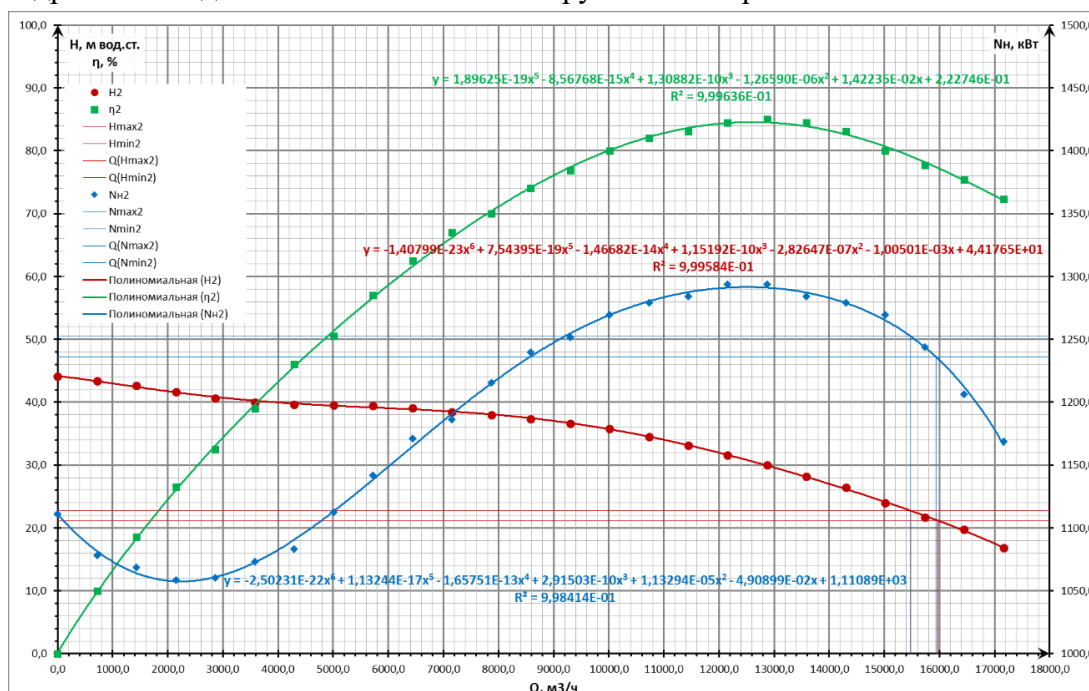


Рисунок 4. Фактические характеристики ЦН-2

Список литературы

1. Водный кодекс Российской Федерации от 03.06.2006 № 74-ФЗ (ред. от 31.07.2025) // Собрание законодательства РФ. — 05.06.2006.
2. Постановление Правительства РФ от 30.12.2006 N 876 «О ставках платы за пользование водными объектами, находящимися в федеральной собственности (с изменениями на 29 декабря 2017 г.)».
3. СО 34.41.711 Методические указания по испытанию циркуляционных насосов и систем циркуляционного водоснабжения паротурбинных установок электростанций. Министерство энергетики и электрификации СССР. Главное техническое управление по эксплуатации энергосистем. — М.: СПО Союзтехэнерго, 1982.
4. СТО 59012820.27.100.003-2012 «Регулирование частоты и перетоков активной мощности в ЕЭС России. Нормы и требования. ОАО «СО ЕЭС». — М.: ОАО «СО ЕЭС», 2012.
5. Паспорт насоса 1000В-4/40/44В-22/У3. Министерство химического и нефтяного машиностроения СССР. — Уральский завод гидромашин им. Я.М. Свердлова, 1980.
6. Финансовые отчёты ПАО «Мосэнерго» по МСФО за 2007—2024 гг.
7. Отчёты об устойчивом развитии ПАО «Мосэнерго» за 2007—2024 гг.
8. Годовые отчёты ПАО «Мосэнерго» за 2007—2024 гг.
9. Донников В.Е., Хрушков И.И. Обследование оборотной системы технического водоснабжения ТЭЦ с определением технических решений для ликвидации существующих сезонных ограничений установленной мощности электростанции. Технический отчёт по этапу 2. — Москва: ОАО «ВТИ», 2016.

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ РАЗРАБОТАННОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОЧИСТКИ ОГНЕСТОЙКОГО МАСЛА В СИСТЕМЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ НА ДЕЙСТВУЮЩЕМ ЭНЕРГООБЪЕКТЕ

В работе описывается частный опыт применения маслоочистительной установки для восстановления эксплуатационных характеристик огнестойкого турбинного масла на отдельном энергообъекте РФ. Рассмотрен опыт очистки огнестойкого масла в условиях эксплуатации на территории действующего предприятия энергетики.

Ключевые слова: *маслоочистительная установка, система регулирования, очистка масел, отложения, огнестойкие турбинные масла.*

АО «ВТИ» разработана и изготовлена серия маслоочистительных установок, предназначенных для восстановления эксплуатационных свойств огнестойких масел. Для снижения кислотного числа применяется технология сорбции ионообменными смолами. Данная технология отработана в ходе многочисленных работ и обладает доказанной эффективностью [1]. Накопленный в течении пяти лет опыт применения маслоочистительных установок собственной конструкции позволят оптимизировать процесс и работать в различных условиях, при которых варьируется ряд показателей, характеризующих состояние огнестойкого масла и маслосистемы. В зависимости от требований энергообъекта работа по очистке может проводиться с объемом огнестойкого масла, выгруженным из маслосистемы либо находящимся в эксплуатации («на ходу»).

При планировании работ затруднительно оценить, в какой степени отложения, сформировавшиеся в маслосистеме, способны влиять на процесс очистки. Эффект, обнаруженный при восстановлении масла, находящегося в эксплуатации в баке огнестойкой жидкости (БОЖ) системы регулирования, и описываемый в настоящей статье, заключается в растворении накопленных отложений, что приводит к резкому замедлению снижения кислотного числа. К последствиям негативного действия отложений на динамику снижения кислотного числа относится расширение сроков исполнения, увеличение расхода электроэнергии, сорбционного и фильтрационного материалов, увеличение трудозатрат и накладных расходов. Снижения кислотного числа происходит в данном случае с характерной, нелинейной динамикой, подробнее разобранной далее.

Подключение маслоочистительной установки (МОУ) к баку огнестойкой жидкости системы регулирования производится двумя химически стойкими шлангами. Общий вид МОУ показан на рисунке 1. Заданный объем масла из бака огнестойкой жидкости загружается в маслоочистительную установку. Максимальный объем загрузки данной установки составляет – 800 л. Однако, при работе блока согласовано отбирать не более – 400 л. Полный объем загрузки маслом практикуется в период останова блока. При поступлении масла установка приступает к дополнительному нагреву масла до установленного автоматикой значения. Нагревательный контур реализован двумя встроенными в бак установки змеевиковыми теплообменниками. Нагрев теплоносителя – воды – производится в баке ТЭН до температуры, не превышающей максимально допустимую для масла. Таким образом исключается локальный перегрев масла на поверхностях контакта со змеевиковыми теплообменниками. Использование воды в качестве теплоносителя также исключает минимальный существующий риск порчи масла в случае утечки из нагревательного контура. Обводнение масла устранимо термовакуумной сушкой.

Нагретое масло поступает на картриджи [2] где в контакте с ионообменным материалом происходит процесс сорбции, снижающий кислотное число и сопровождаемый выделением значительного количества воды. Обводненное таким образом масло поступает обратно в бак установки, где одновременно запускается процесс термо-вакуумной сушки. Отдельно применяется тонкая фильтрация, осаждающая не только механические примеси, но и лакообразные отложения. Замечено, что некоторое количество «лака» выделяется также на сорбенте, загруженном в картридж. Восстановленное таким образом масло выгружается насосом установки обратно в маслбак.



Рисунок 1. Маслоочистительная установка. Внешний вид

Обслуживание МОУ производится по наряду-допуску бригадой персонала ВТИ, состоящей из двух человек: производителя работ и члена бригады. Суточная продолжительность работы МОУ соответствует одной смене, но в исключительных случаях может быть организована дополнительная смена или сверхурочные работы. Технологический процесс включающий: загрузку, нагрев, сорбцию, сушку, фильтрацию и выгрузку укладывается по времени в продолжительность смены, что позволяет исключить негативные процессы в обводненном масле, в частности гидролиз, который может возникнуть если оставить масло без осушки между сменами. Быстрый возврат масла в бак огнестойкой жидкости также позволяет снизить риски для основного производства. Применяемая технология исключает попадание обводненного масла в маслосистему, что не только не допустимо с точки зрения эксплуатации, но и запускает гидролиз в маслосистеме.

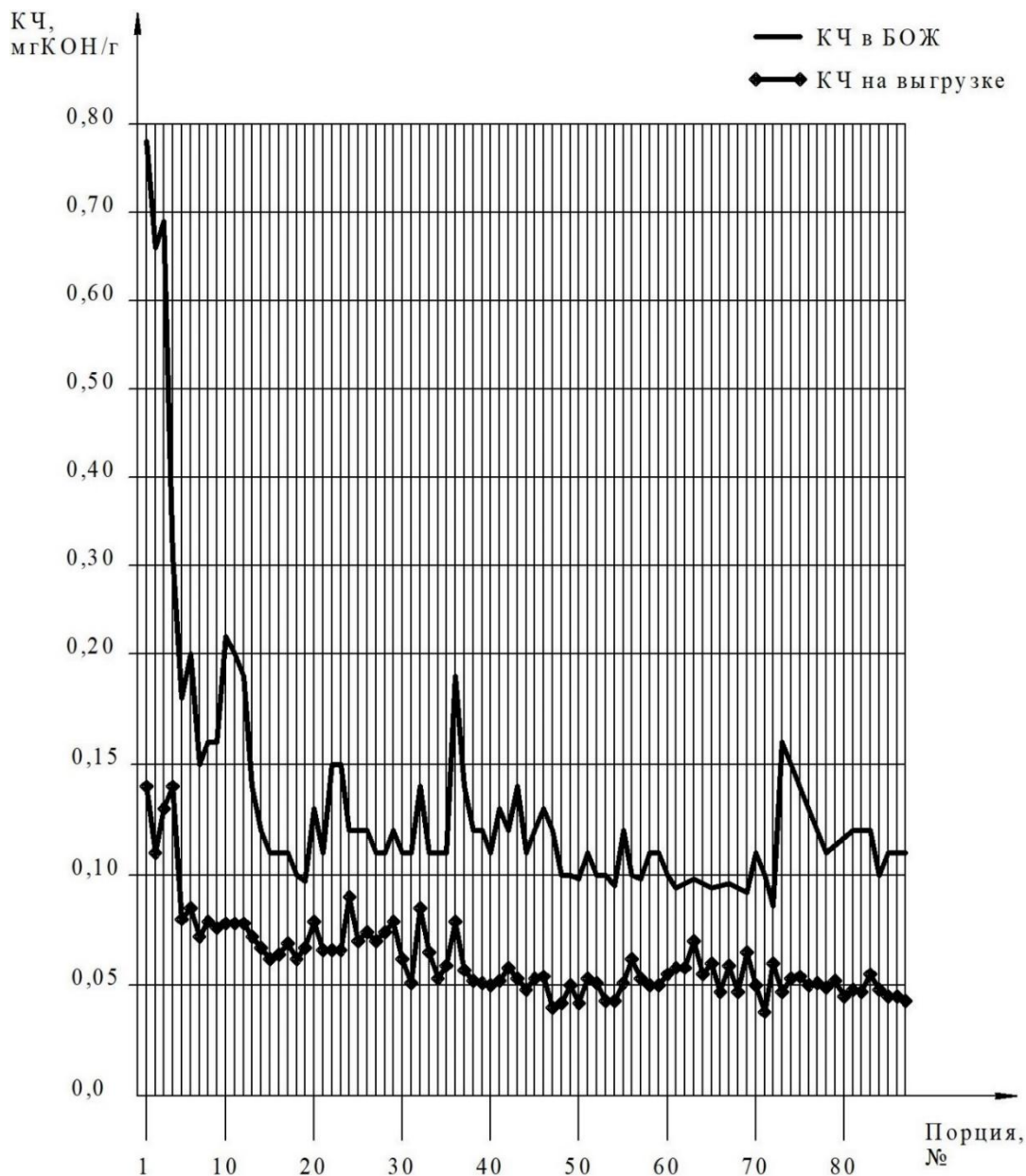


Рисунок 2. График снижения кислотного числа (КЧ)

Отбор проб масла производится регулярно, как из бака огнестойкой жидкости, так и из бака МОУ. Тщательный контроль каждой порции масла позволяет исключить технологические ошибки и оперативно корректировать режим для повышения производительности и сокращения расхода сорбционных и фильтрационных материалов. Решение о корректировке режима принимается квалифицированным технологом ВТИ, сопровождающим работу установки. Ежедневные данные о состоянии очищаемой маслосистемы отслеживаются также со стороны химической лаборатории энегообъекта, что позволяет им контролировать качество работ и прогнозировать сроки сдачи каждого этапа работы, которая обычно включает очистку баков огнестойкой жидкости ряда блоков.

На графике (рис. 2) показана динамика снижения кислотного числа в мг КОН/г в баке огнестойкой жидкости (БОЖ) и на выгрузке из установки. Информация о КЧ масла приведена в графической форме для наглядной демонстрации динамики, характерной для случая значительного действия отложений на ход очистки. Значения КЧ показаны двумя

кривыми. Верхняя кривая отражает снижение значений КЧ в баке огнестойкой жидкости. Нижняя кривая показывает значение КЧ масла перед выгрузкой в БОЖ. Показанные значения соответствуют пробам, отобранным с каждой порции очищенного МОУ масла и пробам, отобранным с БОЖ. Нумерация соответствует номеру очищенной порции. Как видно из графика через МОУ было пропущено и очищено 87 порций масла, номинальным объемом – 400 л.

Выгружаемая очищенная порция смешивается с основным объемом масла в системе регулирования, что приводит к резкому снижению кислотного числа в БОЖ. Привычная быстрая динамика снижения КЧ наблюдается на временном интервале от порции № 1 до порции № 10. При этом в среднем завышенное значение кислотного числа выгружаемого масла на участке от порции № 1 до порции № 5 продиктовано стремлением оптимизировать режим. Как показывает дальнейшая кривая, не составляет сложности при необходимости снижать КЧ до значений ниже – 0,05 мг КОН/г.

Дальнейшая очистка масла показала, что специалисты ВТИ обнаружили особый случай замедления темпов очистки, связанный с растворением накопившихся в маслосистеме отложений. Отложения возникли на фоне наработки масла составившей – 56 103 часа (марка масла Farquel-L).

Отдельные скачки КЧ в баке огнестойкой жидкости связаны, как выясняется при внимательном изучении журнальных записей производителя работ, рядом событий на основном оборудовании. Первый всплеск (порция № 7) кислотного числа связан с ограничением объемов загрузки по требованию эксплуатации значением – 200 л. Второй всплеск (порция № 33) связан с остановом по причине неполадки (залипание из-за отложений) в работе регулирующего клапана № 6. Третий всплеск (порция № 73) вызван пуском бока, при котором активизировалось растворение отложений. Прочие регулярные скачки заметные на кривой КЧ бака огнестойкой жидкости могут быть связаны с инерционным характером процесса и в меньшей степени погрешностью измерения.

Таким образом, в объем работ вошла не только очистка масла БОЖ, но и всех внутренних поверхностей системы регулирования включая маслопроводы. Позитивным эффектом от проделанной работы стала долговременная стабилизация кислотного числа, что указывает на высокое качество проделанной очистки.

Полученный опыт позволяет рекомендовать при формировании технического задания и оформлении договорных отношений учитывать возможное увеличение объемов расходов и сроков работы при обнаружении подобного эффекта воздействия отложений на технологический процесс. В интересах энергообъекта проводить полную очистку маслосистемы без выгрузки масла в отдельную емкость, поскольку такой способ позволит обеспечить долгосрочное сохранение характеристик масла, достигнутых в результате очистки.

Выводы

1. Работы по очистке масла, организованы ВТИ эффективно и позволяют решать задачи повышенной сложности и оперативно перестраиваться для успешного преодоления непредвиденных факторов.
2. Изучение влияния отложений и разработка способа соответствующей оценки состояния маслосистемы позволит верно оценивать сроки планируемых работ по очистке масла.
3. Для масла, находившегося в эксплуатации длительный срок, рекомендуется при планировании работ учитывать возможность многократного увеличения сроков очистки «на ходу» в связи с вышеописанным эффектом от растворения отложений.

4. Несмотря на трудозатратность и дополнительные издержки на расходные материалы, рекомендуется подвергнуть очистке не только масло, но и маслосистему в целом, что в итоге увеличит ресурс восстановленного масла.

Список литературы

1. Чуприна А.П., Акулич Р.В., Аржиновская Н.В. Опыт применения маслоочистительных установок для восстановления эксплуатационных характеристик огнестойких жидкостей — Современные тенденции развития рынка огнестойких турбинных масел и опыт эксплуатации их на ТЭС и АЭС [Текст]: сб. докл. // Всероссийская научно-техническая конференция. — М.: ОАО «ВТИ», 2023. — С. 40–43.
2. Петрухин В.А. Технология восстановления эксплуатационных свойств огнестойких жидкостей маслоочистительной установкой АСКОМ. — Современные тенденции развития рынка огнестойких турбинных масел и опыт эксплуатации их на ТЭС и АЭС [Текст]: сб. докл. // Всероссийская научно-техническая конференция. — М.: ОАО «ВТИ», 2023. — С. 30–32.

ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ МАСЕЛ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА ВЗАМЕН АНАЛОГИЧНЫХ ИМПОРТНЫХ

Кризис 2014-2015 гг. на рынке энергоносителей и нефтепродуктов и сложная геополитическая обстановка 2020-х гг. привели к скачку цен на импортные горюче-смазочные материалы. Сложность в своевременном обеспечении ТЭС конкретной продукцией, вопросы взаимозаменяемости и смешения масел разных марок, а также обеспечение энергетической независимости способствовали продвижению работ по замещению импортных турбинных масел на отечественные аналоги. АО «ВТИ» принимает активное участие в этом процессе. Специалистами ИЦ «Теплотехник» проведены исследования большого количества образцов турбинных масел импортного производства, используемых на вновь построенных ГТУ, при их запуске и в начальный период эксплуатации. Параллельно этому проводились исследования образцов аналогичных масел российского производства ООО «РН-Смазочные материалы», ООО «Газпромнефть-Смазочные материалы», ООО «ЛЛК-Интернейшнл», ООО «ТАИФ – Смазочные материалы».

Ключевые слова: импортные масла, отечественные масла, исследования, импортозамещение, требования к смазочным материалам, гидравлические масла, турбинные масла, оценка совместимости масел.

В 2007–2008 гг. в России началась масштабная программа строительства новых энергоустановок, из которых порядка 60% составляют газотурбинные (ГТУ) и парогазовые (ПГУ) установки.

Строительство новых и техническая реконструкция действующих генерирующих мощностей на ТЭС России осуществлялись с привлечением как отечественного, так и импортного оборудования ведущих мировых фирм-изготовителей Siemens, General Electric, Alstom. Работа газотурбинных установок характеризуется более высоким КПД и жесткими условиями эксплуатации, в том числе более высокой термической нагрузкой (в сравнении с классическими паровыми турбинами) и, следовательно, более жесткими требованиями к качеству смазочных материалов.

Стандарт ГОСТ ISO 6743-5-2013 «Материалы смазочные, промышленные масла и родственные продукты. (Класс L). Классификация. Часть 5. Группа Т (турбины)» классифицирует турбинные масла по их назначению (для паровых или газовых турбин) и основным характеристикам, требуемым в конкретных условиях, в том числе и по содержанию антиоксидантов, антикоррозионных и противозадирных агентов. [1]

Кроме того, в эксплуатационных документах каждого изготовителя оборудования содержится свой достаточно большой перечень масел конкретных марок, допущенных для эксплуатации, что привело к появлению на ТЭС широкого спектра турбинных масел, производимых в странах Европы, США и Кувейте фирмами Mobil, Agip, Castrol, Total, Shell и др.

Кризис 2014–2015 на рынке энергоносителей и нефтепродуктов и сложная геополитическая обстановка 2020-х гг. привели к скачку цен на импортные горюче-смазочные материалы. Сложность в своевременном обеспечении ТЭС конкретной продукцией, вопросы взаимозаменяемости и смешения масел разных марок, а также обеспечение энергетической независимости способствовали продвижению работ по замещению импортных турбинных масел на отечественные аналоги.

АО «ВТИ» принимает активное участие в этом процессе. Специалистами ИЦ «Теплотехник» проведены исследования большого количества образцов турбинных масел

импортного производства, используемых на вновь построенных ГТУ, при их запуске и в начальный период эксплуатации. Параллельно этому проводились исследования образцов аналогичных масел российского производства ООО «РН-Смазочные материалы», ООО «Газпромнефть-Смазочные материалы», ООО «ЛЛК-Интернейшнл», ООО «ТАИФ – Смазочные материалы».

Исследования по каждому типу масел состояли из нескольких этапов:

- определение показателей качества свежего импортного масла;
- определение показателей качества российских аналогов масел соответствующего типа;
- сопоставление полученных результатов и оценка их соответствия нормативным требованиям, установленным изготовителями оборудования;
- приготовление модельных образцов, содержащих импортные масла, отобранные из работающего оборудования, и свежие масла отечественного производства, предложенные для замены, с целью оценки их совместимости;
- определение показателей качества модельных образцов;
- сопоставление полученных результатов и оценка возможности смешения масел;
- выбор наиболее перспективного образца для дальнейших испытаний.

Испытания всех образцов отечественных и импортных масел, а также интерпретация полученных результатов выполнены в соответствии с требованиями российских стандартов (ГОСТ) [2], являющихся аналогами импортных методических документов (ISO, ASTM D), указанных изготовителями оборудования.

В таблицах 1 и 2 представлены сравнительные оценки результатов испытаний гидравлических и турбинных масел зарубежного и отечественного производства в сравнении с требованиями производителей энергооборудования. В результате проведенных лабораторных испытаний было подтверждено, что показатели качества образцов товарных масел отечественного производства соответствуют требованиям изготовителей оборудования, а по некоторым показателям даже превосходят. Сравнение по основным служебным характеристикам товарных образцов масел российского и импортного производства показывает, что эти продукты аналогичны. Отмеченные в ряде случаев отличия российских масел от импортных продуктов также не превышали нормативных требований, установленных изготовителями энергооборудования.

Исследованные гидравлические и турбинные масла российского производства могут быть рекомендованы для представления изготовителям оборудования с целью рассмотрения вопроса о включении этих продуктов в перечень турбинных масел, разрешенных к применению в энергооборудовании конкретного изготовителя. Получение одобрения от изготовителя оборудования или сервисной компании, обслуживающей то или иное оборудование, является непременным условием успешного продвижения новых марок масел российского производства на энергопредприятиях России.

Сопоставление результатов лабораторных исследований свежих гидравлических масел, а также данных типовых испытаний по ключевым показателям качества, предоставленных заводами-изготовителями масел, приведенные в таблице 1, показало, что по основным физико-химическим свойствам, таким как кинематическая вязкость, индекс вязкости, плотность, температура вспышки и температура застывания, гидравлические масла российского производства аналогичны импортному маслу Agip OSO 46.

По таким показателям как способность к деэмульгированию, способность выделять воздух (время деаэрации), склонность к пенообразованию и фильтруемость отечественные масла имеют существенный запас относительно установленных норм и превосходят по указанным показателям импортный образец.

Таблица 1

**Сравнительная оценка результатов испытаний гидравлических масел зарубежного и отечественного производства
на соответствие требованиям DIN 51524-2 HLP 46**

Наименование показателя, единицы измерения	Результаты испытаний				Нормативные требования	Метод испытаний
	Agip OSO 46	Rosneft Gidrotec HLP 46	TAIF OCTAVE HLP ZF 46	Gazpromneft Hidraulic HLP-46		
Вязкость кинематическая, при 40 °С, мм ² /с	47,40	43,82	43,64	47,20	41,4 - 50,6	ГОСТ 33-2016
Вязкость кинематическая при 100 °С, мм ² /с,	7,09	6,76	6,75	7,08	не менее 6,1	ГОСТ 33-2016
Индекс вязкости	107	108	109	108	---	ГОСТ 25371-2018
Температура вспышки, °С,	231	220	221	225	не менее 185	ГОСТ 4333-2021
Температура застывания, °С,	-30	-20	-32	-34	не более -15	ГОСТ 20287-2023 (Б)
Кислотное число, мг КОН/г	0,41	0,63	0,17	0,56	Указывается поставщиком	ГОСТ 5985-79
Плотность при 15 °С, кг/м ³	876	870	864	868	не более 900	ГОСТ Р 51069-97
Код загрязнения	--/13/11	--/15/13	--/15/13	--/14/12	не более 17/15/12	ISO 4406
Пенообразование, см ³ /см ³ : при 24 °С не более при 93,5 °С не более при 24 °С после 93,5 °С	280/0 170/0 280/0	10/0 30/0 10/0	5/0 0/0 5/0	20/0 20/0 20/0	не более 150/0 75/0 150/0	ГОСТ ISO 6247-2013
Содержание воды, % масс.	0,007	0,004	0,003	0,004	не более 0,01	ГОСТ Р 54281-2022
Дезэмульгирование при 54 °С, мин	17	6,5	10	9	не более 30	ГОСТ ISO 6614-2013
Время деаэрации при 50 °С, мин	7	4,5	5	4	не более 10	ГОСТ ISO 9120-2013
Защита от ржавления	тест пройден	тест пройден	тест пройден	тест пройден	тест пройден	ГОСТ ISO 7120-2015(A)
Коррозионное воздействие на медь 3 ч, при 100 °С, балл,	1a	1b	1b	1a	не более 2	ГОСТ ISO 2160-2013
Окислительная стабильность при искусственном старении масел*, час до КЧ = 2 мг КОН/г	более 1000	более 1000	6000	5880	не менее 1000	ASTM D943
Окислительные характеристики (RPVOT), мин	234	347	451	383	---	ASTM D2272
Содержание элементов: - Цинк, мг/кг - Фосфор, мг/кг - Кальций, мг/кг	284 278 94	515 449 43	0 219 0	471 405 40	менее 10 --- ---	ASTM D5185
FZG-тест*, ступень отказа	12	10	10	11	не менее 10	ASTM D5182

*- типовые данные, предоставленные изготовителями масел

Тесты на защиту от ржавления и коррозионное воздействие на медь показали удовлетворительные результаты для всех исследованных масел.

Стабильность масел при искусственном старении для образца Rosneft Gidrotec HLP 46 превышает 1000 часов (более расширенной информации не предоставлено), что соответствует требованиям DIN 51524-2 HLP 46 [3], для образцов TAIF OCTAVE HLP ZF 46 и Gazpromneft Hidraulic HLP-46 по данным изготовителей этот показатель соответствует ≈ 6000 часов.

В то же время следует отметить, что представленные российские масла по коду загрязнения (--/15/13 и --/14/12), характеризующему чистоту жидкости, находятся на пределе нормы, установленной для гидравлических масел (не более 17/15/12).

Результаты испытаний окислительной стабильности RPVOT показали, что лучшей устойчивостью к окислению обладает образец TAIF OCTAVE HLP ZF 46 (451 мин) и образец Gazpromneft Hidraulic HLP-46 (383 мин).

Результаты многоэлементного анализа показали, что в образце TAIF OCTAVE HLP ZF 46 отсутствуют металлоорганические соединения, что соответствует марке указанного масла (свободное от цинка) и первоначально поставленной задаче по подбору такого масла. Остальные представленные образцы гидравлических масел, в том числе и образец импортного масла Agip OSO 46, имеют в своем составе соединения цинка и кальция в большом количестве, и, если в паспортах на масла марок Rosneft Gidrotec HLP 46 и Gazpromneft Hidraulic HLP-46 указано наличие цинка в количестве не менее 0,04% массы, то образец Agip OSO 46 позиционируемый как продукт не содержащий соединений металлов, содержит цинка 0,028% и кальция 0,094%, что противоречит описанию его основных характеристик.

В таблице 2 сопоставлены результаты лабораторных исследований свежих турбинных масел, а также данные типовых испытаний по ключевым показателям качества, предоставленные заводами-изготовителями масел.

Из анализа приведенных данных следует, что все образцы турбинных масел, представленные для замещения импортного продукта, по своим физико-химическим показателям удовлетворяют требованиям документа Siemens MAT812109 и имеют существенный запас по таким показателям как индекс вязкости, температура вспышки, температура застывания, способность отделяться от воды, склонность к пенообразованию.

При сопоставлении показателей качества российских турбинных масел с данными, полученными при испытании турбинного масла Mobil DTE 846, отмечено, что образец масла Лукойл Торнадо Т 46 обладает повышенной склонностью к пенообразованию, составившей 140/0 $\text{см}^3/\text{см}^3$, что не превышает установленную норму (не более 450/0), но значительно больше, чем у образца масла Mobil DTE 846 (20/0 $\text{см}^3/\text{см}^3$). Кроме того, при исследовании содержания металлов в образце Лукойл Торнадо Т 46 было обнаружено присутствие цинка (80 мг/кг) и кальция (188 мг/кг), что не соответствует требованиям Siemens MAT812109 [4] в части того, что используемое в оборудовании турбинное масло не должно содержать присадок с металлоорганическими соединениями или содержанием цинка более 5 мг/кг.

Результаты многоэлементного анализа образцов TAIF RAVE 46EP и Gazpromneft Turbin Oil F Synth EP-46 показали, что в них отсутствуют металлоорганические соединения, и поэтому они полностью удовлетворяют указанным выше требованиям.

При оценке стабильности к окислению (PRVOT) лучший результат был зафиксирован в испытаниях образца Лукойл Торнадо Т46 (1523 мин), что может быть объяснено наличием в нем иного пакета присадок по сравнению с образцами TAIF RAVE 46EP (1013 мин) и Gazpromneft Turbin Oil F Synth EP-46 (854 мин).

Таблица 2

Сравнительная оценка результатов испытаний турбинных масел зарубежного и отечественного производства на соответствие требованиям Siemens MAT812109

Наименование показателя, единицы измерения	Результаты испытаний				Нормативные требования Siemens MAT812109	Метод испытаний
	Mobil DTE 846	Лукойл Торнадо Т46	TAIF RAVE 46EP	Gazpromneft Turbine Oil F Synth EP-46		
Вязкость кинематическая при 40 °С, мм²/с	43,24	45,50	44,59	47,91	41,4 - 50,6	ГОСТ 33-2016
Вязкость кинематическая при 100 °С, мм²/с	7,25	7,53	7,27	7,62	---	ГОСТ 33-2016
Индекс вязкости	125	130	125	125	не менее 90	ГОСТ 25371-2018
Плотность при 15 °С, кг/м³	850	852	844	847	отчет	ГОСТ Р 51069-97
Температура вспышки, °С	246	241	232	252	не менее 200	ГОСТ 4333-2021
Температура застывания, °С	-28	-24	-18	-32	не более -6	ГОСТ 20287-2023 (метод Б)
Кислотное число, мг КОН/г	0,065	0,05	0,10	0,063	не более 0,3	ГОСТ 5985-79
Время деаэрации при 50 °С, мин	1,5	1,3	4	2,5	не более 4	ГОСТ ISO 9120-2013
Время деэмульсации, с	185	195	115	85	---	ГОСТ 12068-66
Способность отделяться от воды при 54 °С, мин	16	13	10	4,5	не более 30	ГОСТ ISO 6614-2013
Склонность к пенообразованию при 24 °С, см³/см³	20/0	140/0	10/0	0/0	не более 450/0	ГОСТ ISO 6247-2013
Защита от ржавления	тест пройден	тест пройден	тест пройден	тест пройден	тест пройден	ГОСТ ISO 7120-2015(метод В)
Коррозионное воздействие на медь 3ч, при 100 °С, балл,	1b	1a	1b	1a	не более 2	ГОСТ ISO 2160-2013
Стойкость к окислению (PRVOT), мин	1100** 1564	--- 1523	1600* 1013	2215* 854	не менее 750	ASTM D2272
FZG-тест, ступень отказа	9**	---	11**	10**	не менее 8	ASTM D5182
Содержание элементов**: - Цинк, мг/кг - Фосфор, мг/кг - Кальций, мг/кг	0 1178 0	80 97 188	1 34 1	0 24 0	не более 5 --- ---	ASTM D5185
*- данные, представленные изготовителями масел **- типовые данные, представленные изготовителями масел						

Все рассмотренные требования к маслам и результаты испытаний образцов относятся только к маслам до начала их работы в оборудовании. При этом нужно иметь в виду, что турбинные масла разных марок, имеющие сходные показатели качества при поставке на ТЭС, могут по-разному проявлять свои свойства в эксплуатации и иметь разные сроки службы в связи с тем, что они отличаются составом исходного сырья, технологией выработки базовых компонентов, составом используемых присадок.

При замене масла на новое, например, беспромывочным способом, а также при доливках в систему следует учитывать тот момент, что произойдет смешение масел разных марок. Анализ на совместимость масел невозможно провести в условиях химических цехов действующих в РФ электрических станций в виду его сложности. Эффективного и доступного экспресс-метода на эксплуатационную совместимость двух марок масел от разных производителей не существует. Поэтому в целях снижения рисков при полной замене предварительно рекомендуется провести лабораторные испытания на эксплуатационную совместимость российского аналога с эксплуатационными импортными маслами.

Для соблюдения объективности соответствия лабораторных исследований качества смешанного масла, образующегося в процессе его замены на энергооборудовании, модельные образцы (смесь испытуемого российского аналога с эксплуатационным импортным маслом) должны быть приготовлены в пропорциях, зависящих от норм доливок и остатка при полной замене масла и оценить изменение свойств масла, находящегося в эксплуатации, а также в соответствии с требованиями технической документации производителя оборудования.

Испытания приготовленных образцов для оценки совместимости указанных масел проводят по основным браковочным показателям на соответствие требованиям производителей оборудования и нормативной документации изготовителей масел.

Если смешение российского аналога с эксплуатационным импортным маслом не приведет к ухудшению эксплуатационных характеристик последнего, то будет принято, что эксплуатационное масло восприимчиво к доливке или, что при полной замене его остатки не ухудшают качества товарного масла российского производства. Это и будет ответ на вопрос о возможной совместимости масел разного происхождения, состава и т.п.

Следующим этапом исследований должна стать оценка рабочего ресурса российских масел в конкретных условиях эксплуатации, в сопоставлении с эксплуатационными данными импортных масел, накопленными на электростанциях.

Таким образом, ответ на вопрос о полноценной замене импортных масел отечественными аналогами может быть решен только после их опытно-промышленных испытаний или эксплуатации под наблюдением в составе энергооборудования. Для этого должна быть разработана программа мониторинга состояния испытуемых масел по показателям, отражающим весь комплекс их эксплуатационных свойств, с учетом рабочих параметров оборудования и фиксацией реальных условий эксплуатации, времени наработки и т.д. Особенное внимание должно быть уделено оценке антиокислительных характеристик масел и содержанию антиоксидантов, которые определяют рабочий ресурс масел. Большое значение имеет контроль за чистотой маслосистемы и накоплением продуктов старения масла.

Список литературы

1. СТО 70238424.27.100.053-2013 «Энергетические масла и маслохозяйства электрических станций и сетей. Организация эксплуатации и технического обслуживания. Нормы и требования».
2. ГОСТ ISO 6743-5 «Материалы смазочные, промышленные масла и родственные продукты. (Класс L). Классификация. Часть 5. Группа Т (турбины)».
3. DIN 51524-2 HLP 46 Технические требования к гидравлическим маслам.
4. Siemens MAT812109 Технические требования к материалу. Редакция 7. С. 2.

СВАРОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И РЕМОНТА ТРУБНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ИЗ ХРОМИСТЫХ МАРОК СТАЛЕЙ В СОСТАВЕ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Представлены результаты комплексных исследований сварных соединений хромистых сталей мартенситного класса, изготовленных с использованием зарубежных сварочных материалов, широко представленных на отечественном рынке. Проведён анализ результатов исследований с оценкой ресурсных характеристик сварных соединений.

Ключевые слова: сварные соединения, стали P91, X10CrMoVNb9-1 и 10X9МФБ (ДИ82), электроды EWC SA-B691, экспериментальные данные, длительная прочность.

В последние десятилетия при строительстве новых энергообъектов наблюдается переход на высокоэкономичные энергоблоки большой единичной мощности с эксплуатацией на параметры пара с давлением 25–30 МПа и температурой 560–600°C. Основными конструкционными материалами для паропроводов на такие параметры пара в России и за рубежом используются хромистые мартенситные стали, характеризующиеся более высокими жаропрочными свойствами по сравнению с низколегированными теплоустойчивыми сталями перлитного класса.

Широкое распространение за рубежом получили стали мартенситного класса P91 и X10CrMoVNb9-1 [1–3], которые применяются для изготовления паропроводов, коллекторов и труб поверхностей нагрева котлов. Российским аналогом этих марок сталей является сталь 10X9МФБ (ДИ82) [4]. Стали в своем составе содержат до 9 % хрома, до 1 % молибдена, 0,18–0,25 % ванадия и 0,06–0,1 % ниобия.

Хромистые стали P91 (X10CrMoVNb9-1) и ДИ82 (10X9МФБ) относятся к трудно свариваемому материалу. Получение работоспособных сварных соединений из мартенситных жаропрочных сталей (10X9МФБ и P91) связан со многими трудностями:

- склонностью мартенситных сталей при сварке к закалке (холодным трещинам) в металле шва и околошовной зоне;
- необходимостью соответствия состава металла швов свариваемым сталям для получения сварных соединений с требуемой жаропрочностью;
- обеспечением металла шва и зоны термического влияния соединения высокой пластичностью и ударной вязкостью;
- выбором оптимальных режимов термической обработки сварного соединения.

Для сварки вышеуказанных сталей в отечественной энергетике широко использовались электроды европейского производства (преимущественно Bohler и ESAB), наплавленный металл которых близок по химическому составу к основному металлу хромистых сталей и соответствует обозначениям E9015-B9 и E CrMo91.

На данный момент в условиях жестких санкций на зарубежные поставки высокую актуальность приобретает необходимость использования сварочных материалов для сварки хромистых сталей, производимых в дружественных странах и широко представленных на отечественном рынке.

К таким материалам можно отнести электроды марки EWC SA-B691 (Китай), которые поставляются под российским брендом компанией ООО «ЕВЦ»/EWC LLC.

С целью оценки служебных свойств сварных соединений из сталей марок P91 (X10CrMoVNb9-1) и 10X9МФБ (ДИ82), проведены комплексные исследования

наплавленного металла и контрольных сварных соединений с использованием электродов марки EWC SA-B691.

Для проведения исследований были изготовлены контрольные наплавки и сварные соединения трубных элементов из стали X10CrMoVNb9-1 диаметром 219 мм и толщиной стенки 27 мм.

Предварительная оценка сварочно-технологических свойств электродов EWC SA-B691 на соответствие требований [5] показала удовлетворительные результаты. Дуга легко зажигалась и стабильно горела во всех пространственных положениях. Покрытие плавилось равномерно без образования «козырька», образующийся при сварке шлак обеспечивал правильное формирование шва и легко удалялся после охлаждения, трещин в металле шва не наблюдалось.

Сварка контрольных сварных соединений (КСС) выполнялась с предварительным и сопутствующим подогревом при температуре 200–250°C радиационным способом. Заполнение разделки выполнялось ручной дуговой сваркой с использованием электродов EWC SA-B691 (диаметром 3,2 мм) обратноступенчатым способом участками длиной 100–150 мм узкими валиками шириной 5–7 мм. По окончании сварки соединение подвергалось термическому отпуску при температуре 250°C в течение 2 часов с последующей термообработкой по режиму высокого отпуска. Перед началом термической обработки сварное соединение охлаждали до температуры 80–90°C и выдерживали при этой температуре в течение 1 часа для обеспечения полного структурного превращения наплавленного металла в мартенсит. Режим высокого отпуска составлял 750–760°C с выдержкой в течение 2 часов. Скорости нагрева и охлаждения не превышали 120°C/час.

Оценка служебных свойств контрольных сварных соединений, проводилась по результатам исследований, включающих:

- анализ элементного (химического) состава;
- исследования кратковременных механических свойств;
- измерение твердости зон сварного соединения;
- испытание на длительную прочность сварного соединения.
- металлографические исследования.

Результаты исследования химического состава наплавленного металла (металл шва) приведены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты определения химического состава наплавленного металла (металл шва) контрольных сварных соединений

Сварочные материалы	Содержание элементов, %									
	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	Nb	V	P	S
EWC CrMo 91	0,084	0,227	0,548	8,491	0,944	0,537	0,073	0,176	0,010	0,003
Нормативные требования										
E CrMo 91 B42 EN ISO 3580-A ГОСТ Р 3580-2020	0,008– 0,13	0,30	0,40– 1,50	8,0– 10,5	0,85– 1,20	0,40– 1,00	0,03– 0,10	0,15– 0,30	≤0,010	≤0,010
E 9015(18)-B91/ E CrMo91 AWS A5.5/EN ISO 21952-A	0,07– 0,15	0,60	0,4–1,5	8,0– 10,5	0,80– 1,20	0,4–1,0	0,03– 0,10	0,15– 0,30	0,020	0,020

Из представленных результатов следует, что химический состав напавленного металла соответствует нормативным требованиям.

Испытаниям на растяжение подвергали цилиндрические образцы, отобранные из напавленного металла и КСС, с диаметром рабочей части 6 мм (тип I по ГОСТ 6996 [6]) при комнатной температуре 20°C. Испытания на ударный изгиб выполнены на образцах типа 11 (KCV) по ГОСТ 9454 [7]. Результаты испытаний представлены в таблице 2.

Таблица 2

Кратковременные механические свойства при температуре испытания 20°C

Сварочный материал	Характеристика КСС	Временное сопротивление, σ_B , МПа	Ударная вязкость, KCV, Дж/см ²
Результаты испытаний			
EWC SA-B691	EWC CrMo 91 Ø2,0 мм (корень шва), EWC SA-B691 Ø3,2 мм (заполнение разделки)	$\frac{677-690}{683}$	$\frac{41,5-53,3}{49,2}$
Требования НТД к механическим свойствам основного металла			
ASME 335 к металлу труб из стали P91/T91 (EN 10216-2 к металлу труб из стали X10CrMoVNb9-1)		≥ 585 (630-830)	-
РД 153-34.1-003-01 (PTM-1с) к сварному соединению		Не ниже миним. треб-й для основного металла	≥ 49 (KCU)

Примечание. В числителе указан разброс значений, в знаменателе – среднее арифметическое значение.

Из представленных данных следует, что контрольные сварные соединения показали высокие механические свойства, удовлетворяющие требованию п. 18.6.19а [8], т. к. временное сопротивление разрыву оказалось выше минимально допустимого для основного металла. Относительное удлинение при температуре испытания 20°C имеет высокие значения на уровне требований, предъявляемых к основному материалу.

На рисунке 1 представлен вид образцов после испытаний на растяжение.



Рисунок 1. Образцы из контрольных сварных соединений после испытаний на растяжение

Металлографические исследования КСС проводились на полномасштабных шлифах с помощью инструментального микроскопа при увеличениях 2–4 крат после травления. Типичная макроструктура сварного соединения представлена на рисунке 2.

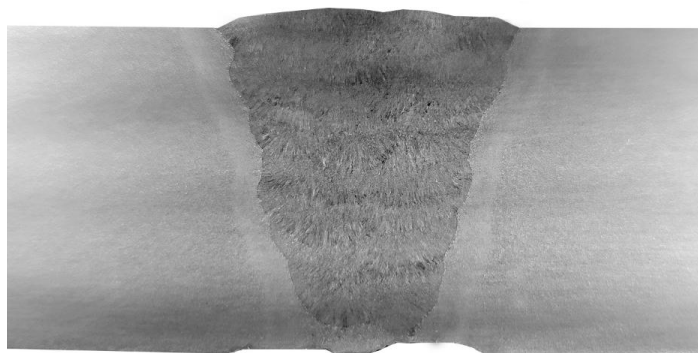


Рисунок 2. Макроструктура контрольного сварного соединения

Из анализа состояния макроструктуры установлено, что недопустимых дефектов типа трещин или пор в КСС не выявлено.

Измерение твердости проводили на шлифах поперечного сечения сварного соединения. Контролируемыми зонами исследуемых сварных соединений являлись металл шва (МШ), зона термического влияния (ЗТВ) и прилегающий основной металл (ОМ) для каждой из сторон соединяемых трубных элементов. Измерения были проведены с использованием как стационарного твердомера, так и автоматического микротвердомера (методами по Бринеллю и Виккерсу соответственно).

Среднее значение твердости металла шва, измеренное по всей площади поперечного сечения шлифа, составило – 253 НВ (разброс значений находился в диапазоне от 242 до 276 НВ).

Результаты измерения микротвердости зон сварного соединения представлены на рисунке 3.

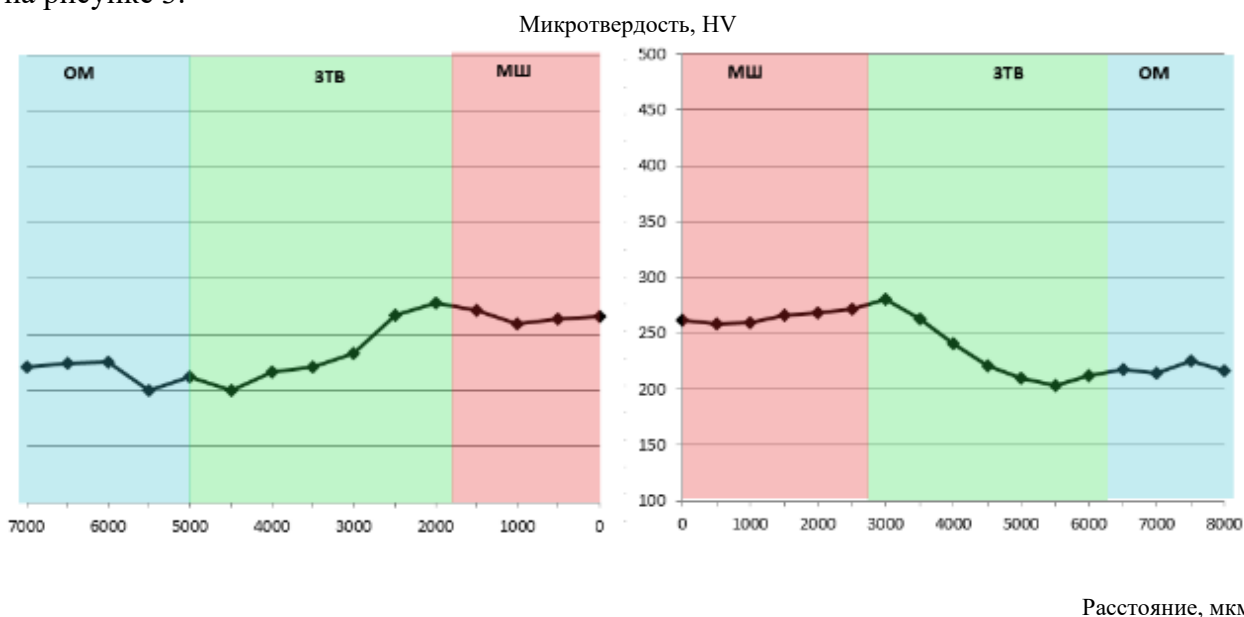


Рисунок 3. Распределение твердости по зонам сварного соединения

Из анализа представленных данных следует, что распределение твердости по зонам имеет характерный вид для сварных соединений. Так, в зоне термического влияния отмечается характерное повышение значений твердости в околошовной зоне и снижение значений твердости в зоне неполной перекристаллизации (разупрочненная прослойка ЗТВ) на расстоянии 3–3,5 мм от линии сплавления. Наличие разупрочненной прослойки ЗТВ обусловлено технологической наследственностью процесса сварки. Это снижение может приводить к локализации местных деформаций по наиболее «мягкой» прослойке, что будет определять прочность сварного соединения в целом.

Твердость металла шва однородных контрольных сварных соединений, прошедших послесварочную термообработку по режиму высокого отпуска, находится в диапазоне 250–280 HV, что удовлетворяет требованиям отечественных и зарубежных норм. Согласно требованиям отечественных норм [8], значения твердости металла шва после высокого отпуска для хромистых сварочных материалов (типа 09ХНМФ) не должны превышать 280 НВ (соответствует 295 HV согласно таблицам перевода величин твердости, определенных различными методами [12–14]), а по немецким нормам [9] твердость металла шва сварных соединений из хромистых сталей не должна быть более 300 HV.

Испытаниям на длительную прочность подвергали образцы из КСС, рабочая часть которых включала все зоны сварного соединения – металл шва (по центру), а также прилегающий основной металл трубных элементов соединения.

Испытания проводили на машинах марки «Applied Test System» (ATS 2333 CC-230) в диапазоне напряжений 70–120 МПа. Образцы испытывали при повышенных температурах в интервале 610–650°C. При этом диапазон нагрузок и температур выбирали в зависимости от материалов соединений таким образом, чтобы механизм разрушения испытываемых образцов соответствовал разрушениям при эксплуатации.

В процессе испытаний для каждого разрушенного образца определялось значение параметра длительной прочности (Рд. п.) в соответствии с требованиями [10].

Результаты испытаний приведены на рисунке 4.

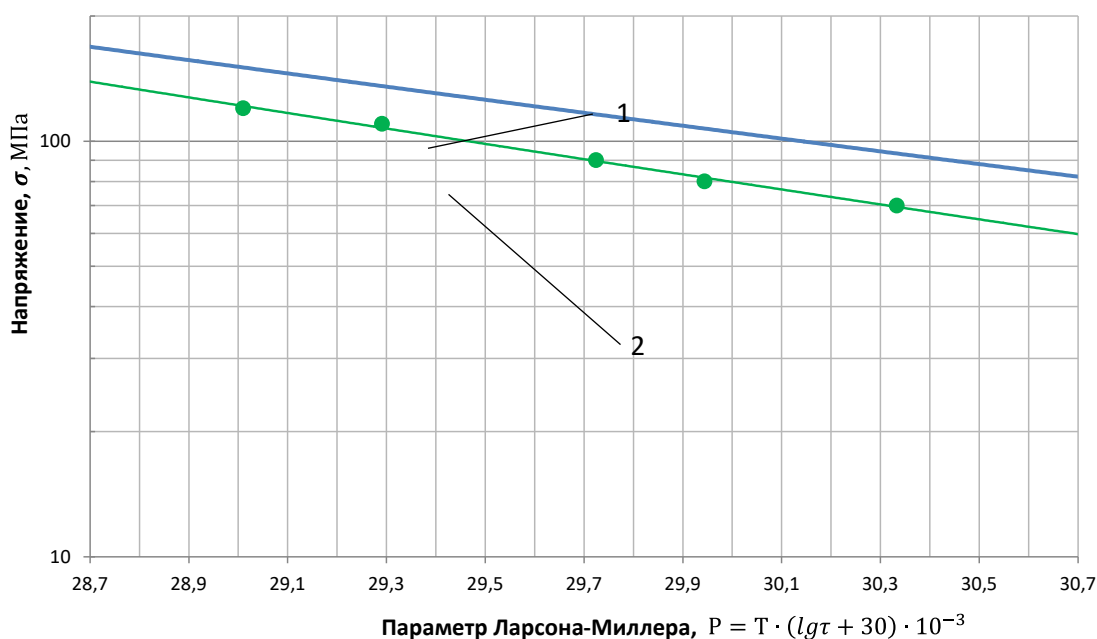


Рисунок 4. Длительная прочность КСС, изготовленное с применением электродов EWC SA-B691, где: 1 – основной металл из стали X10CrMoVNb9-1; 2 – контрольное сварное соединение

Разрушение всех образцов произошло в разупрочненной прослойке зоны термического влияния на расстоянии 3–3,5 мм от линии сплавления металла шва. Разрушение имеет межзеренный характер и сопровождается образованием микропор ползучести. Эта зона характеризуется мелкозернистой структурой сорбита отпуска с размером зерна 9–10 балла. Разупрочненная прослойка является «слабой» зоной, где имеет место снижение значений твердости до 200 HV.

На основании полученных результатов проведен сравнительный анализ результатов испытаний на длительную прочность контрольных сварных соединений и длительной прочности основного металла, (отношение предела длительной прочности сварного

соединения к пределу длительной прочности основного металла) для оценки коэффициента прочности сварных соединений на ресурсной базе 200 тысяч часов при максимальной температуре эксплуатации, принятой для хромистых сталей марок P91, X10CrMoVNb9-1 и 10X9MФБ (ДИ82), равной 600°C.

Расчетное значения коэффициента прочности исследованного сварного соединения составило 0,74, что удовлетворяют требованиям норм расчета на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды [11].

Все показатели результатов комплексных испытаний наплавленного металла и сварных соединений, выполненных с использованием электродов марки EWC SA-B691 имеют удовлетворительную оценку. Испытания сварных соединений из жаропрочной хромистой стали, включая специальные испытания на длительную прочность (жаропрочность) показали удовлетворительные результаты. Ресурсные характеристики таких соединений при эксплуатации в условиях ползучести (для температур до 600°C) обеспечивают необходимую прочность на ресурс 200 тыс. часов.

Использование электродов EWC SA-B691 для сварки сталей мартенситного класса P91, X10CrMoVNb9-1 и 10X9MФБ (ДИ82) следует считать обоснованным, и оно будет иметь практическое применение при разработке технологий сварки.

Список литературы

1. ASTM A213 / A213M (ASME SA 213 / SA 213M) Standard Specification for Seamless Ferritic and Austenitic Alloy-Steel Boiler, Superheater, and Heat-Exchanger Tubes.
2. ASME SA-335/SA-335M Specification for Seamless Ferritic Alloy-Steel Pipe for High-Temperature Service.
3. EN 10216-2 Seamless steel tubes for pressure purposes – Technical delivery conditions – Part 2: Non-alloy and alloy steel tubes with specified elevated temperature properties.
4. ТУ 14-3Р-55-2001 Трубы стальные бесшовные для паровых котлов и трубопроводов.
5. ГОСТ 9466 Электроды, покрытые металлические для ручной дуговой сварки сталей и наплавки. Классификация и общие технические условия.
6. ГОСТ 6996 Сварные соединения. Методы определения механических свойств.
7. ГОСТ 9454 Металлы. Метод испытания на ударный изгиб при пониженных, комнатной и повышенных температурах.
8. РД 153-34.1-003-01. Сварка, термообработка и контроль трубных систем котлов и трубопроводов при монтаже и ремонте энергетического оборудования (РТМ-1с).
9. VGB-R 508 L Herstellung und Bauüberwachung von Rohrleitungsanlagen in Wärmekraftwerken.
10. ГОСТ Р 58177-2018 Единая энергетическая система и изолированно работающие энергосистемы. Тепловые электрические станции. Оборудование тепломеханическое тепловых электростанций. Контроль состояния металла. Нормы и требования.
11. РД 10-249-98 Нормы расчета на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды.
12. ASTM E140-12B.
13. DIN 50150.
14. РТМ 3-1947-91.

ИССЛЕДОВАНИЕ МИКРОСТРУКТУРНЫХ ИЗМЕНЕНИЙ МЕТАЛЛА ДИСКОВ ГАЗОВЫХ ТУРБИН ИЗ СПЛАВА INCONEL 718 МЕТОДОМ РЕПЛИК В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

В статье представлен опыт проведения полевых металлографических исследований дисков газовых турбин из никелевого жаропрочного сплава Inconel 718 после длительной эксплуатации (до 120 тысяч часов). Рассмотрены возможные изменения микроструктуры, протекающие в процессе длительной эксплуатации дисков газовых турбин из указанного сплава. Предложены контролируемые параметры микроструктуры, которые необходимы для оценки ее качества.

Ключевые слова: Inconel 718, диски газовых турбин, микроструктура, полевая металлография, реплика, деградация, фазы, карбиды, твердость.

Сплав Inconel 718 был запатентован в 1962 году. С тех пор он получил широкое распространение в газовом турбостроении. Сплав является жаростойким, коррозионностойким и применяется до температур 650 °С. В настоящее время в России находится в эксплуатации большое количество газовых турбин производства General Electric, Siemens, и других западных фирм. Диски этих турбин изготовлены как правило из сплава Inconel 718. До недавнего времени обслуживанием и обследованием технического состояния турбин занимались компании-производители. В связи с этим у отечественных организаций отсутствует достаточный опыт оценки состояния металла дисков из иностранных сплавов, в частности, Inconel 718. Вследствие ухода из России компаний-производителей газотурбинного оборудования, на отечественную энергетику возложена ответственность дальнейшей безопасной эксплуатации ответственных элементов данного оборудования, к числу которых относятся диски. Решение этой задачи требует организации непростой процедуры технического диагностирования дисков и оценки качества материала их изготовления (в частности, сплава Inconel 718).

Оценка микроструктурного состояния металла дисков газовых турбин проводится с целью выявления недопустимых дефектов, таких как микротрещины, а также степени разупрочнения структуры.

Inconel 718 представляет собой дисперсионно-твердеющий сплав. Химический состав сплава представлен в таблице 1.

Таблица 1

Химический состав сплава Inconel718

Массовое содержание элемента, %						
C	Ni	Cr	Nb	Mo	Ti	Al
≤0,08	50,0–55,0	17,0–21,0	4,75–5,50	2,80–3,30	0,65–1,15	0,20–0,80
Co	Mn	Si	P	S	B	Cu
≤1,0	≤0,35	≤0,35	≤0,015	≤0,015	≤0,006	≤0,30

Основу микроструктуры сплава составляет матрица Fe-Ni с гранецентрированной кубической кристаллической решеткой (γ) с включениями вторичных фаз: γ' -фаза – интерметаллид $\text{Ni}_3(\text{Al}, \text{Ti})$ с ГЦК решеткой (около 4 %); γ'' -фаза – интерметаллид Ni_3Nb с тетрагональной ОЦК решеткой (около 13 %), η -фаза – пластинчатый интерметаллид Ni_3Ti с гексагональной кристаллической решеткой; δ -фаза – пластинчатый интерметаллид Ni_3Nb с орторомбической решеткой и другие фазы, такие как μ -фаза и фаза Лавеса. При этом γ'' -фаза является метастабильной фазой и в процессе длительного высокотемпературного старения при температуре 650 °С и выше трансформируется в термодинамически устойчивую δ -фазу, что приводит к ухудшению свойств сплава. По данным [1] данная трансформация занимает всего 100 ч при температуре 850 °С. Тем не менее, небольшое количество δ -фазы необходимо для регулирования процесса роста зерна. Помимо δ -фазы также фаза Лавеса и μ -фаза обладают низкой пластичностью, вызывают снижение механических и коррозионных свойств, но при этом обеспечивают контролируемый рост зерна. Однако, количество этих фаз в микроструктуре сплава после стандартной термообработки не настолько велико, чтобы играть значительную роль в изменении механических свойств. В микроструктуре сплава также присутствуют карбиды и бориды. При взаимодействии углерода с Ti и Nb образуется карбид вида MC, при взаимодействии с Cr, Mo могут образовываться карбиды такие как M_{23}C_6 , M_6C , M_7C_3 , с бором образуются соединения вида M_3B_2 . Бориды имеют тетрагональную кристаллическую решетку, выделяются по границам зерен и улучшают сопротивление ползучести сплава. Вторичные фазы: когерентная γ' -фаза и полуккогерентная γ'' -фаза играют главную роль в механизме упрочнения сплава Inconel 718 (в особенности, γ'' -фаза). Морфологически частицы отличаются формой: γ' -фаза имеет округлую форму и сохраняет ее в процессе коагуляции при высоких температурах, частицы γ'' -фазы – имеет дискообразную форму. Структурная стабильность сплава обеспечивается видом проведенной термической обработки.

Как известно [2, 3, 4], диски и лопатки ГТД, при эксплуатации находятся в условиях деформационного и термического влияния. Вследствие этого в них возникают значительные растягивающие, изгибные и термические напряжения. Так в диске в процессе его работы возникает градиент температуры в радиальном направлении: в наиболее нагретой зоне – ободке температура составляет 650 °С. В процессе длительной высокотемпературной эксплуатации в сплаве Inconel 718 происходит укрупнение частиц вторичных фаз, что ведет к ухудшению жаропрочных свойств сплава. В области температур около 700 °С происходит значительная коагуляция γ'' -фазы, в то время как γ' -фаза остается стабильной [1]. В работе [5] показано, что оптимальный эквивалентный диаметр частиц γ'' -фазы составляет 23,2 нм, γ' -фазы – 13,7 нм.

В процессе ползучести кованого сплава Inconel 718 размер частиц увеличиваются на 39 %. По всей видимости, это происходит из-за образования и роста карбидов Me_{23}C_6 . Карбиды зарождаются при относительно низкой температуре на границах зерен [6]. При испытаниях никелевых сплавов при температуре 950 °С и напряжении 210 МПа было показано [7], что карбиды, ориентированные параллельно приложенным напряжениям, начинали трескаться уже после 100 ч испытания. Данные трещины могут начать развиваться в процессе ползучести и приводить к ускоренному разрушению элементов. При испытаниях на малоцикловую и многоцикловую усталость в работе [8] было обнаружено, что трещины наиболее часто зарождались у крупных карбидов длиной более 50 мкм. С этой точки зрения оценка размеров карбидов в микроструктуре элементов из сплава Inconel 718 является достаточно важной задачей.

Есть все основания полагать, что в процессе ползучести уже на второй стадии в сплаве Inconel 718 происходит зарождение и слияние микропор, выявление которых при исследовании микроструктуры металла методом реплик может свидетельствовать о разупрочнении материала [4].

Элементы газовых турбин помимо постоянных нагрузок при высоких температурах также испытывают циклические нагрузки вследствие частых пусков и остановов установок. Дegradaция микроструктуры в результате ползучести может приводить одновременно к снижению сопротивления усталости материала. В работе [9] показано, что в случае испытаний образцов сплава в режиме циклических нагрузок с длительными высокотемпературными выдержками в сплаве Inconel 718 скорость роста усталостных трещин возрастает и их развитие происходит между зёрнами в отличие от чисто циклических испытаний, при которых скорость роста трещины ниже, а её развитие идет трансгранично.

Истинная причина такого поведения материала до сих пор не изучена. Существуют две теории, объясняющие данный феномен: ускоренное окисление границ зёрен под напряжением и динамическое охрупчивание материала. Ускоренное окисление границ зёрен подразумевает граничное окисление материала в вершине трещины с последующим растрескиванием оксида, открывающим доступ кислорода к поверхности трещины. Вторая теория подразумевает охрупчивание границ зёрен в результате диффузии кислорода по границам зёрен, разрыв охрупченных границ с последующим окислением новых поверхностей.

В работе [10] показано, что из-за особенностей процесса изготовления дисков, структура конечной детали может значительно различаться с переходом от центра к краю. Это может объясняться неравномерным нагревом и остыванием в процессековки, а также различием напряжений в разных частях заготовки, вызванных деформацией при ковке. Данные факторы могут приводить к выделению различного количества вторичных фаз, их разной морфологии, в особенности δ -фазы, изменению размера зёрна. Показано, что на краях заготовки зёрно, как правило, мельче, количество δ -фазы – больше. Эти факторы также могут приводить к неравномерной травимости металла диска.

Различное состояние микроструктуры может отражаться в различной твердости разных участков диска. Целевая твердость сплава Inconel 718 после стандартной термической обработки составляет 430 HV. Материал с такой твердостью обладает оптимальным сочетанием кратковременных и длительных механических свойств. В работе [10] показано, что на кованых дисках после термообработки наименьшая твердость фиксируется в центре и постепенно увеличивается к краю. Это может объясняться наличием более мелкозернистой структуры на краях диска, большей объемной долей вторичных карбидов NbC и увеличением объемной доли δ -фазы от центра к краю диска. Похожие результаты были получены АО «ВТИ» при измерении твердости первого диска по ходу газов турбины SGT-800. Твердость в центре составила 393...403 HV, а на ободе в замковой части величина твердости находилась в диапазоне 436...452 HV. Твердость измерялась переносным динамическим твердомером ТКМ 359С. Также к изменению твердости может приводить деградация структуры дисков в процессе эксплуатации. Однако, опыт АО «ВТИ» в исследованиях структуры показывает, что даже в случаях получения разупрочненной структуры сплава Inconel 718 в процессе, например, аварийной ситуации, такой, как горение масла в турбине, твердость материала может не опускаться до браковочных значений. Поэтому руководствоваться только результатами измерения твердости для оценки технического состояния металла дисков турбин из Inconel 718 не следует.

АО «ВТИ» в течение недавнего времени провело исследования пяти комплектов дисков газовых турбин, изготовленных из сплава Inconel 718, после длительной (до 120 тыс. ч) наработки. Репликация была проведена в центральной и замковой частях с обеих сторон диска. Исследование микроструктуры различных участков диска требуется по причине того, что в процессе эксплуатации разные части оборудования испытывают разные деформационные и температурные нагрузки, имея при этом также различное исходное состояние.

Из-за высокой твердости материала (~430 HV) приготовление шлифов значительно затруднено. Нами для получения качественной поверхности проводилось пошаговое шлифование шкурками зернистостью от 120 до 2000 в различных направлениях. Для полировки применялись алмазные пасты с размером зерна 3 и 1 мкм. Для выявления структуры применялось химическое травление, подбирались различные реактивы, в основном реактив Каллинга № 2 (5 г – CuCl_2 , 100 мл – HCl , 100 мл – спирт). В зависимости от состояния микроструктуры травление может происходить быстрее, медленнее или не происходить вообще. Для травления каждой зоны на диске требуется индивидуальный подход. Оценка качества травления должна производиться на объекте с помощью портативного металлографического микроскопа при увеличении не менее 500 крат.

Различное структурное состояние сплава Inconel 718, полученное по результатам исследований дисков газовых турбин после длительной эксплуатации, изображено на рисунке 1.

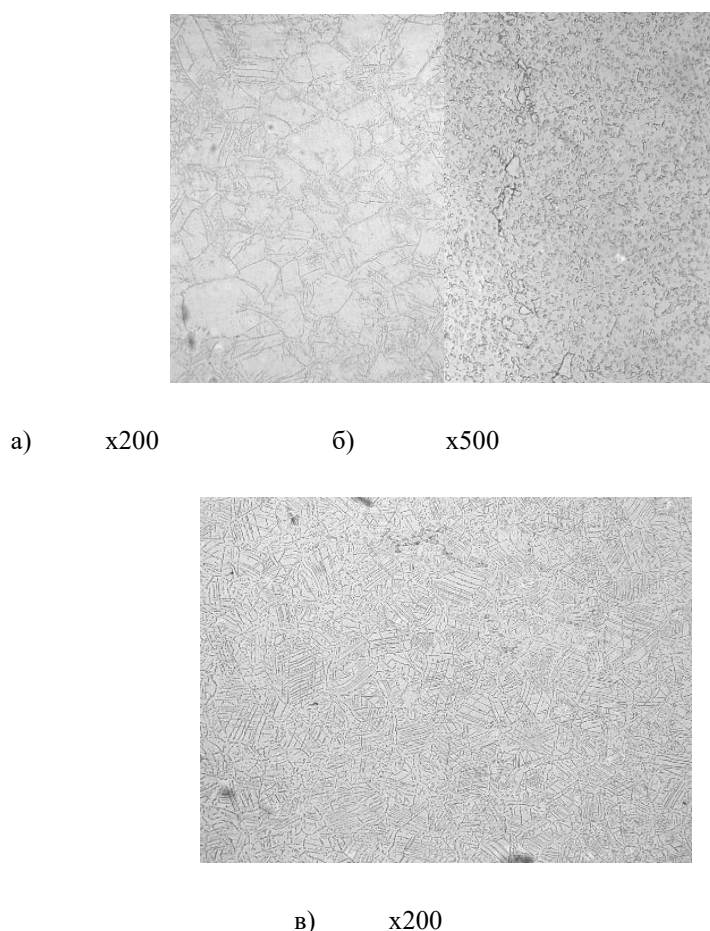


Рисунок 1. Микроструктура металла дисков турбин из сплава Inconel 718, в которых наблюдается неоптимальный размер зерна (а), коагуляция упрочняющих фаз (б), значительное выделение δ -фазы с пластинчатой морфологией

При металлографических исследованиях дисков газовых турбин после длительной эксплуатации, проведенных в АО «ВТИ», были неоднократно зафиксированы нерекомендованные структуры на отдельных участках, такие как: значительное выделение δ -фазы с нежелательной пластинчатой морфологией, структуры с размером зерна, превышающим оптимальный 12 номер, значительная стадия коагуляции упрочняющих фаз. Выявление указанных особенностей трансформации структуры является важным диагностическим признаком и служит основанием для более тщательной оценки рисков, связанных с дальнейшей надежной эксплуатацией дисков газовой турбины.

Выводы

1. Проведение полевых металлографических исследований металла дисков из сплава Inconel 718 является сложным процессом, требует индивидуального подхода в приготовлении шлифа и травлении микроструктуры для обеспечения требуемого качества.
2. Для своевременной оценки степени изменения микроструктуры необходимо проводить металлографические исследования на ранних стадиях эксплуатации оборудования и далее при каждом извлечении диска из турбины.
3. При разупрочнении микроструктуры сплава твердость материала может как снижаться, так и оставаться практически неизменной. Поэтому исследование твердости должно проводиться параллельно с проведением металлографических исследований, в тех же зонах.
4. При анализе микроструктуры дисков турбин следует оценивать размер зерна, величину карбидов (она не должна превышать 50 мкм), количество δ -фазы в микроструктуре, степень коагуляции вторичных фаз, а также выявлять поры ползучести и микротрещины.
5. Полученный опыт показывает возможность разработки нормативной документации по металлографическому исследованию микроструктуры дисков газовых турбин из сплава Inconel 718, однако требуется проведение дополнительных исследований.

Список литературы

1. Azadian S., Aspects of precipitation in the alloy Inconel 718 / S. Azadian // Doctoral thesis. – Sweden. 2004
2. Кишкин, С. Т. Создание, исследование и применение жаропрочных сплавов: Избранные труды (К 100-летию со дня рождения) / С. Т. Кишкин. – М.: Наука, 2006. – 407 с.
3. Логунов, А. В. Жаропрочные никелевые сплавы для лопаток и дисков газовых турбин / А. В. Логунов. – М.: ООО «Издательский дом «Газотурбинные технологии», 2017. – 854 с.
4. Ломберг, Б. С. Жаропрочные деформируемые сплавы для дисков ГТД перспективы их развития / Б. С. Ломберг // Авиационная промышленность. – 1984. – № 5.
5. Chaturvedi, M. C. Creep deformation of alloy 718 / M. C. Chaturvedi, Y. Han // Conference Superalloys. – 1989. – 489 p.
6. Sanchez, S. On the thermomechanical aging of LPBF alloy 718 / S. Sanchez, G. Gaspard, C. J. Hyde, I. Ashcroft, G. A. Ravi, A. T. Clare // University of Nottingham. United Kingdom. – preprint.
7. Chen, Q. Z. The microstructures of base/modified RR2072 SX superalloys and their effects on creep properties at elevated temperatures / Q. Z. Chen, N. Jones, D.M. Knowles // Acta Materialia. – 2002. – 50(5): p. 1095–1112.
8. Belan, J. High frequency fatigue test of IN 718 alloy – microstructure and fractography evaluation / J. Belan // Metalurgija 54. – Zagreb. 2015. – p. 59–62.
9. Gustafsson, D. High temperature fatigue crack propagation behavior of Inconel 718 / D. Gustafsson // Dissertation. No. 1487. – Sweden. 2012.
10. Chamanfar A., Microstructural characteristics of forged and heat treated Inconel-718 disks / A. Chamanfar, L. Sarrat, M. Jahazi, M. Asadi, A. Weck, A.K. Koul // Materials and Design. – 2013. – 52: p. 791–800.

НОРМАТИВНАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ ПО ОЦЕНКЕ СОСТОЯНИЯ И ПРОДЛЕНИЮ СРОКА СЛУЖБЫ МЕТАЛЛА ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ЗАРУБЕЖНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

В связи с отсутствием нормативной документации по контролю металла зарубежных газовых турбин (ГТУ) разработана инструкция по оценке состояния металла и продлению срока службы основных элементов зарубежных ГТУ, выработавших установленный оригинальным производителем ресурс. В рамках этой работы проведен анализ исходных данных по сервису, режимам эксплуатации и инспекциям, а также изучена нормативная документация в данной области. Разработана программа контроля металла, сформулированы нормы оценки состояния металла и определен порядок продления срока службы основных элементов ГТУ. Полученные результаты использованы в качестве основы для создания инструкции по оценке состояния и продлению срока службы основных элементов зарубежных энергетических ГТУ.

Ключевые слова: ГТУ, параметры эксплуатации, контроль, повреждаемость, элементы ГТУ, ремонт, объем, методы, периодичность, нормы оценки, инструкция.

По сложившейся практике, техническое диагностирование отечественных ГТУ проводят по программам, разработанным в соответствии с основными, действующими в этой части, документами: СО 153-34.17.448-2003 «Инструкция по контролю и продлению срока службы металла основных элементов турбин и компрессоров энергетических газотурбинных установок» [1] и СТО 70238424.27.100.005-2008 «Основные элементы котлов, турбин и трубопроводов ТЭС. Контроль состояния металла. Нормы и требования» [2]. Диагностика металла зарубежных ГТУ проводилась обычно различными сервисными компаниями согласно программам, разработанным заводом-изготовителем. В связи со сложившейся геополитической обстановкой и уходом с российского рынка иностранных компаний, выполнявших сервисное обслуживание ГТУ, возникла необходимость разработки единого подхода к проведению технического диагностирования металла ГТУ иностранного производства, а также разработки системы критериев качества, учитывающей требования оригинального производителя.

В ходе выполнения работ по созданию инструкции решались следующие задачи:

- анализировались исходные данные;
- устанавливались механизмы повреждаемости деталей;
- разрабатывались критерии оценки надежности металла основных элементов ГТУ
- устанавливался порядок продления основных высокотемпературных элементов ГТУ.

В рамках решения поставленной задачи с учетом требований заводов-изготовителей и опыта сервисных компаний был проведен комплексный анализ данных: инструкций и руководств по эксплуатации турбин, ремонтных отчетов (отчеты о проведенных инспекциях), информации о режимах эксплуатации, а также изучены конструктивные особенности различных моделей ГТУ.

Наиболее широко в российской энергетике представлены турбины различной мощности производства компаний «Siemens» и «General Electric» (GE).

Перечень рассматриваемого оборудования включал в себя следующие типы турбин: ГТЭ-160 (Siemens SGT5-2000E), Siemens SGT5-4000F, General Electric 6F.03 (6FA), Siemens SGT-700 (GT-10C), General Electric LMS100PB, General Electric PG 9351 FA (9FA.03).

Для формирования графика проведения технического диагностирования металла на протяжении всего жизненного цикла зарубежных ГТУ был использован подход на основе

плановых инспекций при достижении наработки турбины определенного количества эквивалентных часов эксплуатации (ЭЧЭ) и эквивалентных циклов эксплуатации (ЭЦЭ).

Эквивалентные часы эксплуатации учитывают накопленную поврежденность от ползучести, коррозии и окисления, тогда как эквивалентные циклы эксплуатации учитывают накопленную циклическую поврежденность от усталости.

Инспекции ГТУ выполняются в зависимости от числа пусков или количества эквивалентных часов работы:

- при малой инспекции (МИ) проверяются доступные зоны турбины с использованием бороскопа через смотровые отверстия, проводится визуальная оценка впуска компрессора, камеры сгорания, первой и последней ступеней турбины, облицовки корпуса секции выхлопа и самой секции выхлопа;
- при инспекции горячего тракта (ИГТ) открывается часть турбины и проводится осмотр деталей, расположенных на пути рабочей среды. Секции компрессора и камеры сгорания осматриваются бороскопом в объеме МИ. Во время инспекции горячего тракта заменяют определенные детали горячего тракта, которые имеют ограниченный срок службы;
- при расширенной инспекции горячего тракта (расширенная ИГТ) проводятся работы в объеме ИГТ, а также снимается корпус камеры сгорания, открывается компрессорная часть;
- при главной технической инспекции (ГИ) проводятся работы в объеме расширенной ИГТ, а также демонтируется и разбирается ротор;
- при продлении срока службы сверх расчетного (расширенная главная инспекция – РГИ), выполняется полная разборка ГТУ, проводится неразрушающий контроль основных компонентов.

Более высокий уровень инспекции всегда перекрывает более низкий при достижении соответствующей наработки.

В таблице 1 приведен межсервисный интервал проведения инспекций турбин Siemens.

Таблица 1

Интервал проведения осмотров ГТУ Siemens

Тип ГТУ	Межсервисный интервал, ЭЧЭ/тип инспекции				
	ИГТ	ГИ	РГИ	ИГТ	ГИ
SGT5-2000E(3) V.94.2; ГТЭ-160 вер. 3	33000/	66000/	100000/	133000/	166000/
ГТЭ-160 вер. 7 (SGT5-2000E(7))	ИГТ	ГИ	РГИ	ИГТ	ГИ
SGT5-4000F вер. 4, 7, 8	41000/	82000/	123000/	164000/	205000/
	ГИ	ГИ	РГИ	ГИ	ГИ
	33000/	66000/	100000/	133000/	166000/
	ИГТ	ГИ	РГИ	ИГТ	ГИ

Малая инспекция ГТУ Siemens типа 2000E или 4000F проводится каждые 8 000 ЭЧЭ.

В свою очередь General Electric основывает свои требования к техническому обслуживанию газовых турбин на независимых подсчетах циклов пуска и часов наработки. Периодичность технического обслуживания определяется в зависимости от того, показатель какого критерия достигается первым.

В таблице 2 приведен межсервисный интервал инспекций турбин GE.

Базовые рекомендуемые интервалы проведения осмотров ГТУ General Electric

Вид инспекции	Интервалы проведения инспекции	Тип турбины		
		6F.03	9FA.03	LMS100
Инспекция камеры сгорания (не DLN)	Расчетные	8000/400	—	4000
Инспекция камеры сгорания (DLN)	Расчетные	12000/450	24000/900	—
Инспекция горячего тракта	Расчетные	24000/900	24000/900	25000
Главная инспекция	Фактические	48000/2400	48000/2400	50000

В ходе анализа информации по периодичности, объемам и методам контроля металла ГТУ, проведенным при разработке инструкции, было установлено, что все рассматриваемые турбины эксплуатируются с межсервисным интервалом, установленным оригинальным производителем. Сервисное обслуживание зарубежных ГТУ проводится согласно инструкциям заводов-изготовителей оборудования, определяющим объемы, сроки и периодичность плановых инспекций. При наблюдении за состоянием металла деталей ГТУ применяются современные (в т. ч. традиционные) средства и методы неразрушающего контроля, такие как: визуальный и измерительный контроль, ультразвуковой контроль, капиллярный контроль, магнитопорошковая дефектоскопия, магнито-люминесцентная дефектоскопия, люминесцентная дефектоскопия, вихретоковый контроль. Также, выполняется измерение твердости металла переносными приборами, исследование микроструктуры металла методом реплик в зависимости от примененного материала. Химическое травление металла для выявления трещин не допускается.

Анализ информации по фактической повреждаемости, проведенный по данным ремонтных отчетов, позволил оценить фактическую повреждаемость всех элементов рассматриваемых ГТУ при различных сроках их эксплуатации, а также установить механизмы повреждаемости с учетом конструктивной особенности конкретных типов турбин. Ниже приведены механизмы повреждаемости основных элементов ГТУ:

- высокотемпературная коррозия, эрозионный износ, термическое воздействие, механический износ, усталостные повреждения, вызванные вибрационными нагрузками в камерах сгорания;
- коррозионный и эрозионный износ, малоцикловая усталость металла рабочих и направляющих лопаток компрессора;
- термическое воздействие, коррозионный и эрозионный износ, малоцикловая усталость, ползучесть рабочих, направляющих лопаток и дисков роторов турбин;
- циклические механические и вибрационные нагрузки, механический износ подшипников компрессоров и турбин;
- усталостные повреждения, вызванные вибрационными нагрузками, механический износ корпусов компрессоров;
- усталостные повреждения, вызванные вибрационными нагрузками, ползучесть корпусов турбин и диффузоров.

Видно, что основными видами воздействия на рабочие элементы газовых турбин являются: эрозионный износ, коррозия, механический износ, повышенные контактные нагрузки, термическое влияние, воздействие циклических нагрузок.

Анализ руководств по эксплуатации и отчетов о проведенных инспекциях, а также данных о повреждаемости с учетом установленных механизмов повреждаемости основных элементов рассматриваемых турбин, позволили составить/уточнить перечень контролируемых элементов для каждого типа ГТУ.

Одним из ключевых моментов являлась разработка критериев (норм) оценки состояния металла контролируемых элементов ГТУ и определение порядка продления срока их службы.

В процессе эксплуатации качество металла основных элементов ГТУ, оцененное по результатам неразрушающего контроля, не должно быть ниже требований норм, предъявляемых, в том числе оригинальным производителем.

Разработка критериев базировалась на анализе результатов проведенных инспекций, опыта эксплуатации газовых турбин, а также данных по повреждаемости от оригинального производителя и сервисных организаций, в т. ч. полученных из открытых источников.

В АО «ВТИ» уже много лет проводятся исследования лопаточного аппарата газовых турбин различного типа (рис. 1). Подобные исследования, в том числе, необходимы для оценки возможности увеличения суммарного ресурса лопаточного аппарата при условии положительных результатов контроля. В случае, если на лопатках нет трещин, следов горячей коррозии, вмятин, прочих повреждений и состояние их основного металла удовлетворительное, то ресурс на основании положительного зарубежного опыта и разрабатываемых АО «ВТИ» критериев надежности может быть увеличен. Создаваемые по результатам таких исследований критерии оценки качества для лопаточного аппарата турбин могут быть включены в инструкцию по продлению срока службы основных элементов турбин и компрессоров зарубежных энергетических газотурбинных установок на этапе актуализации, которую рекомендуется проводить каждые 5 лет.

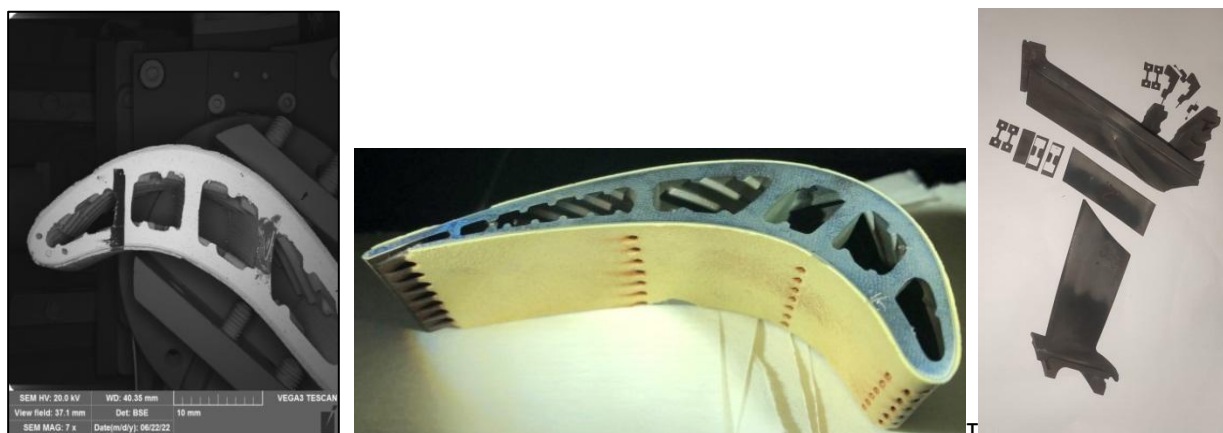


Рисунок 1. Примеры исследуемых лопаток газовых турбин

Исчерпание установленного оригинальным производителем ресурса металла элементов ГТУ не исключает возможности их дальнейшей эксплуатации.

Порядок продления срока службы основных элементов ГТУ, сверх установленного оригинальным производителем ресурса, в общем виде включает в себя следующие мероприятия:

- анализ условий эксплуатации и результатов контроля;
- осмотр ГТУ;
- визуальный и измерительный контроль;

- функциональное диагностирование для получения информации о состоянии, фактических параметрах работы, фактического нагружения ГТУ в реальных условиях эксплуатации;
- определение действующих повреждающих факторов, механизмов повреждения и восприимчивости материала ГТУ к механизмам повреждения;
- неразрушающий контроль и разрушающий контроль (при необходимости) металла элементов ГТУ;
- анализ результатов контроля;
- исследование материалов ГТУ (при необходимости);
- оценку остаточного ресурса (срока службы).

Расчет остаточной долговечности элементов ГТУ основывается на оценке напряженного состояния металла при работе в характерных режимах. Расчетная оценка поврежденности должна учитывать основные факторы нагружения, приводящие к исчерпанию запаса длительной прочности и ползучести, поврежденности от мало- и многоциклового усталости.

Методика поверочного расчёта на прочность с оценкой остаточной долговечности деталей распространяется на роторы и диски турбины и компрессора энергетических ГТУ с пиковой, полупиковой, базовой нагрузкой, работающих на газообразном и жидком топливе при температуре рабочей среды до 1400°C. Методика устанавливает основные требования к порядку расчетов статической и малоциклового (термоусталостной) прочности роторов и дисков турбин и компрессоров ГТУ.

К эксплуатации сверх установленного ресурса допускаются элементы, металл которых удовлетворяет нормам оценки качества (т.е. подтверждается отсутствие недопустимых дефектов), а по результатам расчета остаточного ресурса подтверждается выполнение нормативных условий прочности.

Результатом проведенных в ходе процедуры продления ресурса мероприятий является экспертное заключение, включающее анализ полученных данных, расчетных оценок ресурса, исследований металла, выполненного ремонта и проведенных замен, с рекомендациями по возможности, сроку и условиям дальнейшей эксплуатации ГТУ. Выводы и рекомендации экспертного заключения служат основой при подготовке формуляра ГТУ, отработавшей расчетный ресурс, и решения экспертно-технической комиссии для определения возможности дальнейшей эксплуатации ГТУ.

Разработанный документ позволит отечественным сервисным организациям выполнять работы по текущему обслуживанию и капитальному ремонту зарубежных энергетических газовых турбин, а также продлевать их ресурс сверх установленного производителем показателя без привлечения зарубежных компаний. Правовой статус документа обеспечивается его согласованием в Ростехнадзоре.

Выводы

1. Разработанная инструкция распространяется на энергетические газотурбинные установки с пиковой, полупиковой и базовой нагрузкой, эксплуатирующиеся на газообразном и жидком топливе и устанавливает основные требования к организации и проведению контроля состояния металла.
2. Инструкция регламентирует порядок контроля (методы, объемы, зоны, периодичность) при эксплуатации на различных режимах, устанавливает критерии оценки качества металла и организационную структуру эксплуатационного контроля состояния металла деталей ГТУ в пределах назначенного ресурса и при продлении срока их службы сверх этого значения.

3. Результаты, полученные при проведении инспекционного контроля по единой нормативной документации необходимы для подготовки формуляра ГТУ, отработавшей расчетный ресурс, и формирования решения экспертно-технической комиссии по срокам и условиям продления ресурсных элементов ГТУ.
4. По результатам эксплуатационного контроля подтверждается (или не подтверждается) возможность дальнейшей эксплуатации элементов и узлов оборудования до момента проведения очередной инспекции.
5. Разработка и внедрение на электростанциях инструкции позволит реализовывать эксплуатационный контроль, обеспечивающий надежную и безопасную эксплуатацию оборудования за счет снижения рисков аварийных остановов оборудования, путем своевременного выявления возникающих в процессе эксплуатации повреждений в его элементах.

Список литературы

1. СО 153-34.17.448-2003. Инструкция по контролю и продлению срока службы металла основных элементов турбин и компрессоров энергетических газотурбинных установок.
2. СТО 70238424.27.040.002-2008. Газотурбинные установки. Организация эксплуатации и технического обслуживания. Нормы и требования. Стандарт организации НП «ИНВЭЛ».

ПРОБЛЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ШЛАМОВ ВОДОПОДГОТОВКИ ТЭС

Рассмотрена проблема утилизации карбонатных шламов водоподготовки тепловых электростанций (ТЭС). Проанализирован химический состав и классификация отходов по Федеральному классификационному каталогу отходов (ФККО), показана динамика их образования. Обобщен зарубежный и отечественный опыт утилизации, рассмотрены технологические и организационные пути решения проблемы, требующие консолидированных усилий законодателей, бизнеса и науки.

Ключевые слова: шлам водоподготовки, экологическая безопасность, тепловые электростанции.

Отходы водоподготовительных установок (ВПУ) тепловых электростанций представляют собой крупнотоннажные шламы, образующиеся в процессах реагентного умягчения и осветления воды. Несмотря на их потенциальную ценность как вторичного минерального сырья, уровень переработки шламов водоподготовки в России остается крайне низким из-за отсутствия поддержки государства, недоверия потребителей к качеству материалов из отходов, а также экономических препятствий.

Карбонатные шламы ВПУ образуются в результате совместного применения известкования (или содоизвесткования) и коагуляции – процесса умягчения и осветления воды, при котором добавление гашеной извести (Ca(OH)_2), соды (Na_2CO_3) и коагулянта (хлорного или сернокислого железа) приводит к выпадению в нерастворимый осадок солей жесткости. Основными компонентами осадка являются карбонат кальция (CaCO_3), гидроксид магния (Mg(OH)_2) и гидроксид железа (Fe(OH)_3) (табл. 1).

Образующиеся хлопья гидроксида железа служат сорбентом и центром кристаллизации, эффективно захватывая мелкодисперсные взвеси, коллоидные частицы, соединения кремния и органические вещества. Таким образом, шлам представляет собой комплексный осадок – продукт совместного химического взаимодействия реагентов с примесями исходной воды. Состав шлама определяется качеством обрабатываемой воды и режимом водоподготовки.

Таблица 1

Химический состав шлама реагентного умягчения воды

№ п/п	Компонентный состав	Доля в общем количестве сухого шлама, %,	
		при известковании с коагуляцией [1]	при содоизвестковании с коагуляцией
1	Карбонат кальция (CaCO_3)	70–85	73–77
2	Гидроксид магния (Mg(OH)_2)	4–8	14–17
3	Гидроксид железа (Fe(OH)_3)	4–8	4–6
4	Диоксид кремния (SiO_2)	0,5–3	0,6–3
5	Прочие компоненты	1–3	1–2

Отходы водоподготовки на энергетических предприятиях сгруппированы в Федеральном классификационном каталоге отходов (ФККО) в блоке 6 «Отходы обеспечения электроэнергией, газом и паром». В таблице 2 приведены основные коды ФККО, релевантные для отходов водоподготовительных установок ТЭС, с указанием вида отходов и класса опасности.

Классификация отходов водоподготовки

Код ФККО	Вид отходов	Класс опасности
6 12 101 11 39 4	осадок осветления природной воды при обработке коагулянтом на основе сульфата алюминия	4
6 12 101 12 29 4	осадок осветления природной воды при обработке коагулянтом на основе сульфата алюминия обезвоженный	4
6 12 101 21 32 5	осадок осветления природной воды при обработке коагулянтом на основе сульфата алюминия обводненный	5
6 12 102 11 39 5	осадок осветления природной воды при обработке известковым молоком и коагулянтом на основе сульфата железа	5
6 12 102 12 29 4	осадок осветления природной воды при обработке известковым молоком и коагулянтом на основе сульфата железа, обезвоженный	4
6 12 191 21 30 4	осадок осветления природной воды известковым молоком и коагулянтом на основе сульфата железа в смеси с осадком нейтрализации регенерационных вод химводоочистки	4
6 12 281 11 39 4	отходы зачистки накопительных емкостей обессоленной воды для питания паровых котлов	4
6 12 282 11 30 4	отходы минеральных солей при регенерации натрий-катионовых фильтров для умягчения воды	4
6 12 282 21 39 4	осадок механической очистки промывных вод регенерации ионообменных фильтров, содержащий преимущественно соединения кальция и магния	4
6 12 282 25 30 4	осадок при отстое вод взрыхления осадка, регенерации, отмывки ионообменных фильтров водоподготовительных установок	4
6 12 282 71 39 4	отходы нейтрализации кислых и щелочных вод регенерации ионообменных фильтров подготовки воды, содержащие преимущественно диоксид кремния	4
6 12 911 11 39 4	смесь отходов зачистки и/или промывки оборудования подготовки воды для питания паровых котлов, содержащая преимущественно соединения кальция	4

Систематизация кодов ФККО, представленная в таблице 2, показывает, что отходы водоподготовки энергетики относятся к IV (малоопасные) и V (практически неопасные) классам опасности.

Классификация учитывает тип реагентов (коагулянты на основе алюминия или железа, известь), стадию процесса (осветление, регенерация фильтров), а также физическое состояние отхода (обезвоженный, обводненный). Однако ФККО не охватывает отходы от всех применяемых на ТЭС процессов водоподготовки. Например, в каталоге отсутствуют прямые коды для осадков, образующихся по таким распространенным технологиям, как содоизвесткование или известкование с коагуляцией хлорным железом (FeCl_3).

При этом при использовании на одной и той же исходной воде технологий известкования в сочетании с коагуляцией хлорным железом (FeCl_3) или сернокислым железом ($\text{Fe}_2(\text{SO}_4)_3$) состав осадков оказывается сопоставимым. Это объясняется тем,

что оба коагулянта в щелочной среде, создаваемой известкованием, приводят к образованию одного и того же конечного продукта – гидроксида железа ($Fe(OH)_3$), который и составляет основу хлопьевидного осадка.

Комбинированное действие извести и соды приводит к тому, что общее **содержание соединений магния в шламе содоизвесткования выше (14–17%)**, чем при простом известковании (4–8%) (табл. 1).

Этот пример наглядно демонстрирует, что разные технологии водоподготовки образуют отходы с различным химическим составом и, как следствие, с разным потенциалом для утилизации.

На практике для классификации шлама, образующегося по технологии содоизвесткования, наиболее часто применяются коды ФККО, включающие обработку известковым молоком (например, 6 12 102 11 39 5). Данный подход рассматривается как наиболее релевантный, поскольку процесс содоизвесткования является развитием технологии известкования с добавлением соды (Na_2CO_3).

Согласно исследованиям АО «ВТИ» осадки с влажностью 80-85%, образующиеся по технологии содоизвесткования с коагуляцией (табл. 1), относятся к V классу опасности (практически неопасные). Этот вывод подтвержден:

- расчетным методом: степень опасности (К) для исследованных проб шлама составляет менее 10 (от 7,248 до 9,855).
- экспериментальным методом (биотестирование): водная вытяжка из отходов без разбавления ($K_p=1$) не оказывает токсического действия на тест-объекты (дафнии и водоросли *Scenedesmus quadricauda*).

Объемы образующихся карбонатных шламов колоссальны. Водоподготовительная установка может производить десятки тысяч тонн влажного шлама в год. Накопленные за десятилетия объемы исчисляются миллионами тонн.

В таблице 3 приведены данные статистической отчетности 2-ТП (отходы) за 2019–2024 гг. по динамике образования карбонатных шламов по кодам федерального классификационного каталога (ФККО) [2].

Таблица 3

Динамика образования карбонатного шлама водоподготовки ТЭС, тыс. тонн

Код ФККО	2019 г.	2020 г.	2021 г.	2022 г.	2023 г.	2024 г.
6 12 102 11 39 5	61 179	80 984	99 920	68 942	73849,919	59911,02
6 12 102 12 29 4	5 436	5 000	5 182	4 853	5026,977	12404,55

Традиционно в энергетике шлам осветлителей накапливается в шламоотвалах – промышленных хранилищах, строящихся по одно- или многокаскадному принципу с созданием плотины, берегов и чаши шламохранилища. Шламонакопители занимают площадь около 5 гектаров и достигают глубины до 10 метров.

Этот способ имеет следующие серьезные недостатки:

- отчуждение больших площадей земель;
- риск засоления и минерализации подземных вод;
- угроза ухудшения гидрохимического режима ближайших водоемов;
- возможность фильтрации вод и разуплотнения хранилища.

Существующие шламонакопители либо заполнены, либо близки к заполнению, а строительство новых связано с изъятием значительных земельных площадей и высокими затратами. Это вынудило некоторые ТЭЦ отказаться от эффективной технологии известкования в пользу использования дорогой питьевой воды, что привело к росту эксплуатационных расходов и увеличению нагрузки на окружающую среду.

В развитых странах переработка осадков водоподготовки – стандартная практика. В Европе и США до 70-80% таких отходов находят применение. Китай, сталкивающийся с гигантскими объемами отходов, активно использует осадки в производстве строительных материалов.

Наиболее рациональным является двухэтапный процесс переработки шламов [3]:

- предварительное обезвоживание на ТЭЦ до влажности 50-60% с использованием вакуум-фильтров, фильтр-прессов или центрифуг;
- централизованная переработка на специализированных предприятиях.

Основными направлениями утилизации частично обезвоженного шлама являются:

- использование в качестве мелиоранта для раскисления кислых почв в сельском хозяйстве;
- производство минерального порошка для асфальтобетонных смесей;
- изготовление сухих строительных смесей (высушенный шлам по химсоставу и гранулометрии близок к товарным минеральным порошкам);
- рекультивация земель (заполнение отработанных карьеров материалом, близким по составу к исходному сырью);
- регенерация извести (требуется шлам с содержанием $\text{CaCO}_3 > 90\%$ и влажностью $< 30\%$);
- производство цемента (как добавка и корректор свойств);
- применение в качестве сорбционного материала при очистке воды.

Типовая технологическая цепочка включает:

1. Сгущение (уменьшение объема).
2. Обезвоживание (на центрифугах, фильтр-прессах, ленточных прессах) до влажности 65–80%.
3. Сушка (при необходимости получения порошкообразного продукта).
4. Термическая обработка (кальцинация для получения извести).

Развитию переработки шламов ВПУ препятствуют экономические, нормативные и рыночные барьеры. К экономическим факторам относятся высокие капитальные затраты на оборудование для обезвоживания и сушки, а также нерентабельность логистики обводненных осадков. Нормативные ограничения включают отсутствие стабильных стандартов и технических условий на продукцию из вторичного сырья, недостаток мер государственной поддержки, аналогичных субсидиям для переработчиков ТКО. Рыночные барьеры проявляются в скептическом отношении потребителей к продукции, произведенной из отходов, и отсутствии налаженных каналов сбыта вторичных продуктов. Для решения проблемы переполнения шламонакопителей необходимы комплексные меры. Законодательные инициативы должны включать установление целевых показателей по переработке отходов ВПУ, разработку и внедрение национальных стандартов на продукцию из осадков, введение мер поддержки (субсидии, налоговые льготы) для переработчиков. Технологическое развитие требует внедрения эффективных технологий обезвоживания непосредственно на ТЭЦ, развития кооперации с предприятиями строительной и сельскохозяйственной отрасли, создания централизованных мощностей для глубокой переработки шламов. Организационные меры предполагают формирование кластеров по переработке отходов энергетики, разработку типовых проектных решений для

разных регионов, создание системы мониторинга и учета образующихся и перерабатываемых отходов.

Шламы водоподготовительных установок ТЭС из экологической проблемы могут быть трансформированы в ценный ресурс для экономики. Опыт отечественных и- зарубежных энергокомпаний демонстрирует техническую возможность и экономическую целесообразность их переработки.

Однако для кардинального решения проблемы необходима скоординированная работа законодателей, бизнеса и научного сообщества. Только комплексный подход, включающий развитие нормативной базы, внедрение современных технологий и создание экономических стимулов, позволит перейти от накопления отходов к их рациональному использованию.

Список литературы

1. Королев В.И., Зверева Э.Р. Российский опыт применения отходов химводоподготовки в хозяйственной деятельности: перспективы использования при обработке осадков сточных вод // Проблемы энергетики. 2022. № 6. С. 47–62.
2. Информация об образовании, обработке, утилизации, обезвреживании, размещении отходов производства и потребления «Сведения об образовании, обработке, утилизации, обезвреживании, размещении отходов производства и потребления по форме 2-ТП (отходы) за 2019–2024 года, систематизированные по видам отходов ФККО» URL: <https://rpn.gov.ru/open-service/analytic-data/statistic-reports/production-consumption-waste> / (дата обращения: 25.08.2025).
3. Ремезов А.Н., Преснов Г.В., Храмчихин А.М., Шищенко В.В., Седлов А.С. и др. Экологические проблемы осветления воды и утилизации шламов на ТЭЦ АО «Мосэнерго» // Теплоэнергетика. 2002. № 2. С. 2–9.

РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ЧЕРЕЗ ИЗОЛЯЦИЮ ДВУХТРУБНЫХ СЕТЕЙ ПРИ ПРОКЛАДКЕ В НЕПРОХОДНОМ КАНАЛЕ

Рассмотрены различные методы расчета тепловых потерь через изоляцию трубопроводов тепловых сетей при их прокладке в непроходных каналах. Показано, что принятый в настоящее время упрощенный метод пересчета тепловых потерь на различные температурные условия работы тепловых сетей дает не точные результаты по сравнению с теплотехническим расчетом. Предложен метод пересчета тепловых потерь с хорошим приближением результатов к результатам теплотехнического расчета тепловых потерь.

Ключевые слова: тепловая сеть, тепловые потери, прокладки трубопроводов, прокладка в непроходных каналах, температурные условия.

Для России, как для страны с холодным климатом, важную роль играет снабжение населения и промышленных объектов тепловой энергией для обеспечения условий нормальной жизнедеятельности. В качестве основного и наиболее экономичного способа организации теплоснабжения в городах страны характерно использование централизованного теплоснабжения, которое в свою очередь обуславливает наличие развитых тепловых сетей, обеспечивающих подачу тепла от источника тепла до потребителей. При передаче тепла по тепловым сетям неизбежно возникают потери, связанные с потерями и затратами сетевой воды, тепловыми потерями с сетевой водой и через изоляцию, а также затратами электроэнергии на перекачку. Снижение потерь при транспортировке позволит повысить эффективность и экономичность теплоснабжения, что в итоге отразится на снижении тарифов на тепловую энергию для конечного потребителя.

Значительную величину потерь составляют тепловые потери через изоляцию трубопроводов. В настоящее время тепловая изоляция проектируется в соответствии со СНиП (1) и сводом правил (СП) (2). При этом выбирается толщина слоя тепловой изоляции $\delta_{из}$, мм в зависимости от величины удельного теплового потока q , ккал/ч*м (Вт/м) для соответствующего типа прокладки трубопроводов и регламентируемых температурных условий. Эта толщина обеспечивает задаваемые тепловые потери для выбранного материала изоляции при принятых температурах.

В (2) при расчетах используется основное уравнение теплопередачи, которое для условий тепловых сетей представляется в виде:

$$q = (\tau - t) / R. \quad (1)$$

где: τ – температура теплоносителя, оС;

t – температура окружающей среды, оС;

R – суммарное термическое сопротивление трубопровода, (м*ч*°С) / ккал (м*°С/ Вт).

Используются также хорошо известные формулы /2/ для различных видов термических сопротивлений для цилиндрических поверхностей при передаче тепла от греющей среды до окружающего воздуха с температурами от τ до t .

Однако в эксплуатации возникает ряд задач, связанных с расчетом тепловых потерь при отличных от принятых при проектировании температурных условиях. При этом результатом расчетов являются величины тепловых потерь при полученной толщине изоляции. К таким расчетам следует отнести расчеты по определению отпуска тепла от источника и соответствующих затрат топлива при изменении температуры наружного воздуха и сетевой воды в соответствии с температурными графиками. Важную значение

имеют также расчеты нормативов тепловых потерь через изоляцию, определяющих одну из составляющих тарифа на тепловую энергию для потребителей.

Для расчета тепловых потерь нужны достаточно простые методы пересчета на другие температурные условия:

- на температуру наружного воздуха;
- на температуру грунта;
- на температуру теплоносителя по температурному графику.

При надземной прокладке тепловых сетей и прокладке в помещениях изменение тепловых потерь при изменении температурных условий производится достаточно просто, пересчетом среднегодовых условий пропорционально отношению разности температур воды и окружающей среды для текущих и среднегодовых условий.

При подземной прокладке расчет существенно усложняется и производится методом последовательных приближений по температуре воздуха в канале. Такая методика теплотехнического расчета теплотерь в непроходных каналах приведена в (1) или (2). Ее использование в эксплуатационных условиях тепловых сетей вызывает существенные затруднения.

Методика, разработанная ОРГРЭС и используемая при расчетах нормативных потерь (нормативный расчет) (3) с изменениями температурных условий и действующая в настоящее время предполагает достаточно просто определить тепловые потери в сетях через изоляцию для прокладок тепловых сетей в непроходных каналах.

Упрощенная формула для определения значений тепловых потерь тепловыми сетями через изоляцию (нормативный расчет) при измененных температурных условиях при прокладке в непроходных канклах приведена ниже:

$$Q_{\text{тп}} = Q_{\text{тп}}^{\text{сг}} * \frac{(\tau_1 + \tau_2 - 2 * t_{\text{гр}})}{(\tau^{\text{сг}}_1 + \tau^{\text{сг}}_2 - 2 * t^{\text{сг}}_{\text{гр}})}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{тп}}^{\text{сг}}$ – среднегодовая величина тепловых потерь через изоляцию трубопровода, МВт или Гкал/ч;

τ_1 – температура воды в подающем трубопроводе, °С;

τ_2 – температура воды в обратном трубопроводе, °С;

$t_{\text{гр}}$ – температура грунта

$\tau^{\text{сг}}_1$ – среднегодовая температура воды в подающем трубопроводе, °С;

$\tau^{\text{сг}}_2$ – среднегодовая температура воды в обратном трубопроводе, °С;

$t^{\text{сг}}_{\text{гр}}$ – температура грунта среднегодовая, °С.

Несмотря на простоту, как было сказано выше, формула дает некорректные результаты и более точный метод расчета при указанных условиях был предложен АО «ВТИ» (предлагаемая методика). С помощью предложенного метода становится возможным более обоснованно провести расчет тарифов на тепловые потери.

Суть метода совпадает с действующей методикой по расчету среднегодовых показателей, отличием является введение перерасчета показателей на другие температурные условия при их изменении. Тепловые потери через изоляцию для подающего трубопровода (по методу АО «ВТИ») могут определяться по формуле:

$$Q_{\text{тп}}^{\text{под}} = Q_{\text{тп}}^{\text{под сг}} * \frac{(\tau_1 - t_{\text{в}})}{(\tau_1^{\text{сг}} - t_{\text{в}}^{\text{сг}})} * \frac{(1 + k/\lambda_0) * (\tau_1 + t_{\text{в}})/2}{(1 + k/\lambda_0) * (\tau_1^{\text{сг}} + t_{\text{в}}^{\text{сг}})/2}, \quad (2)$$

где $Q_{\text{тп}}^{\text{под сг}}$ - среднегодовая величина тепловых потерь через изоляцию подающего трубопровода, МВт или Гкал/ч;

$t_{\text{в}}$ – температура воздуха внутри непроходного канала, °С;

k/λ_0 – отношение коэффициента, учитывающего температурные изменения свойств изоляции к теплопроводности материала тепловой изоляции;

$t_{\text{в}}^{\text{сг}}$ – среднегодовая температура воздуха внутри канала прокладки, °С.

Тепловые потери через изоляцию для обратного трубопровода рассчитываются по формуле:

$$Q_{\text{тп}}^{\text{обр}} = Q_{\text{тп}}^{\text{обр сг}} * \frac{(\tau_2 - t_{\text{в}})}{(\tau_2^{\text{сг}} - t_{\text{вф}}^{\text{сг}})} * \frac{(1 + k/\lambda_0) * (\tau_2 + t_{\text{в}})/2}{(1 + k/\lambda_0) * (\tau_2^{\text{сг}} + t_{\text{вф}}^{\text{сг}})/2}, \quad (3)$$

где $Q_{\text{тп}}^{\text{обр сг}}$ - среднегодовая величина тепловых потерь через изоляцию обратного трубопровода, МВт или Гкал/ч;

$t_{\text{вф}}^{\text{сг}}$ – среднегодовая фактическая температура внутри непроходного канала.

Суммарные тепловые потери через изоляцию для подающего и обратного трубопроводов рассчитываются по формуле:

$$Q_{\text{тп}} = Q_{\text{тп}}^{\text{под}} + Q_{\text{тп}}^{\text{обр}} \quad (4)$$

Где температуры определяются по формулам:

$$t_{\text{вф}}^{\text{сг}} = 0,5 * ((\tau_1^{\text{сг}} + \tau_2^{\text{сг}})/2 + t_{\text{гр}}^{\text{сг}}); \quad (5)$$

$$t_{\text{в}}^{\text{сг}} = 0,5 * (t_{\text{гр}}^{\text{сг}} + k_1 * (\tau_1^{\text{сг}} - t_{\text{гр}}^{\text{сг}})) + (t_{\text{гр}}^{\text{сг}} + k_1 * (\tau_2^{\text{сг}} - t_{\text{гр}}^{\text{сг}})), \quad (6)$$

где k_1 – коэффициент, используемый для расчета температуры воздуха внутри непроходного канала.

В формулах по определению тепловых потерь, опытным путем, после проведения проверочных расчетов был подобран коэффициент k_1 , позволяющий сократить отклонение результатов расчетов по предлагаемой методике от расчетов, проведенных по теплотехническому расчету.

В процессе разработки предлагаемой методики для расчета тепловых потерь было проведено сравнение результатов нормативного расчета с результатами теплотехнического расчета. Наглядно сравнение вариантов результатов расчетов представлено на рис. 1.

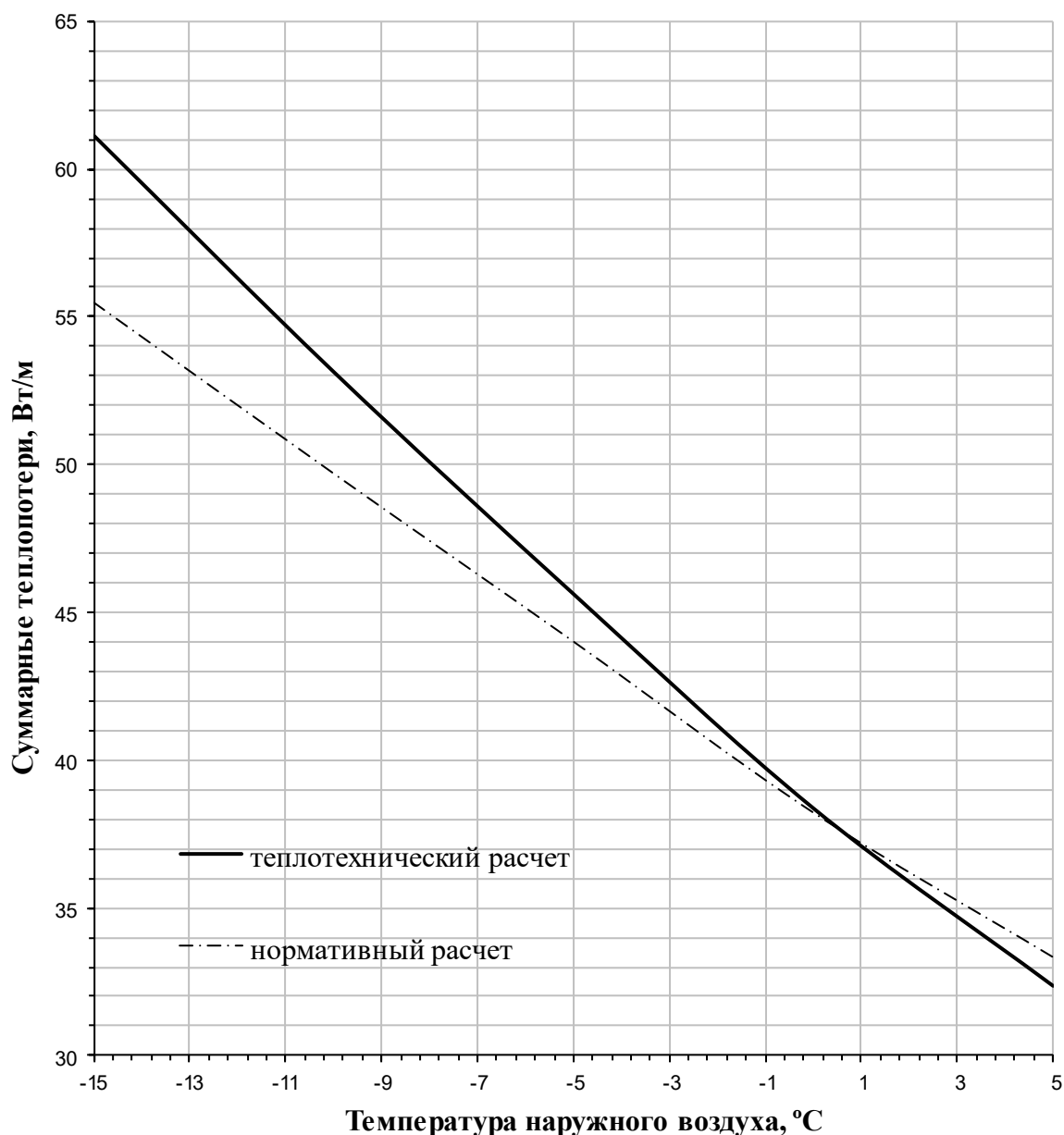


Рисунок 1. Сравнение методик расчета тепловых потерь через изоляцию в зависимости от температуры наружного воздуха

Из рисунка видно, что максимальное отклонение результатов нормативного расчета при $t_n = -15^\circ\text{C}$ приводит к завышенным значениям отпуска тепла и занижению тепловых потерь. Графики совпадают только в одной точке, соответствующей среднегодовым условиям.

Теплотехнический расчет достаточно трудоемкий и требует многочисленных вычислений с использованием итерационных методов. Нормативный расчет заключается в несложных расчетах, но результаты такого расчета некорректны, предлагаемая же методика, содержит длинную формулу, но с минимальным усложнением и позволяет получить более корректные результаты.

Сравнение методик нормативного и теплотехнического расчетов с предлагаемой методикой в зависимости от температуры наружного воздуха t_n в течение отопительного периода приведены на рисунке 2. Расчеты по предлагаемой методике были проведены для условий постоянства среднегодовых величин $t_{н}^{сг}$, $t_{гр}^{сг}$, $\tau_{г1}^{сг}$, $\tau_{г2}^{сг}$ в зависимости от температуры наружного воздуха t_n на примере одного из источников г. Москвы. Величины,

входящие в расчет тепловых потерь через изоляцию, являются взаимосвязанными переменными величинами: t_n , $t_{гр}$, τ_1 , τ_2 . Данные приведены для условного диаметра трубопровода $Dy = 100$ мм.

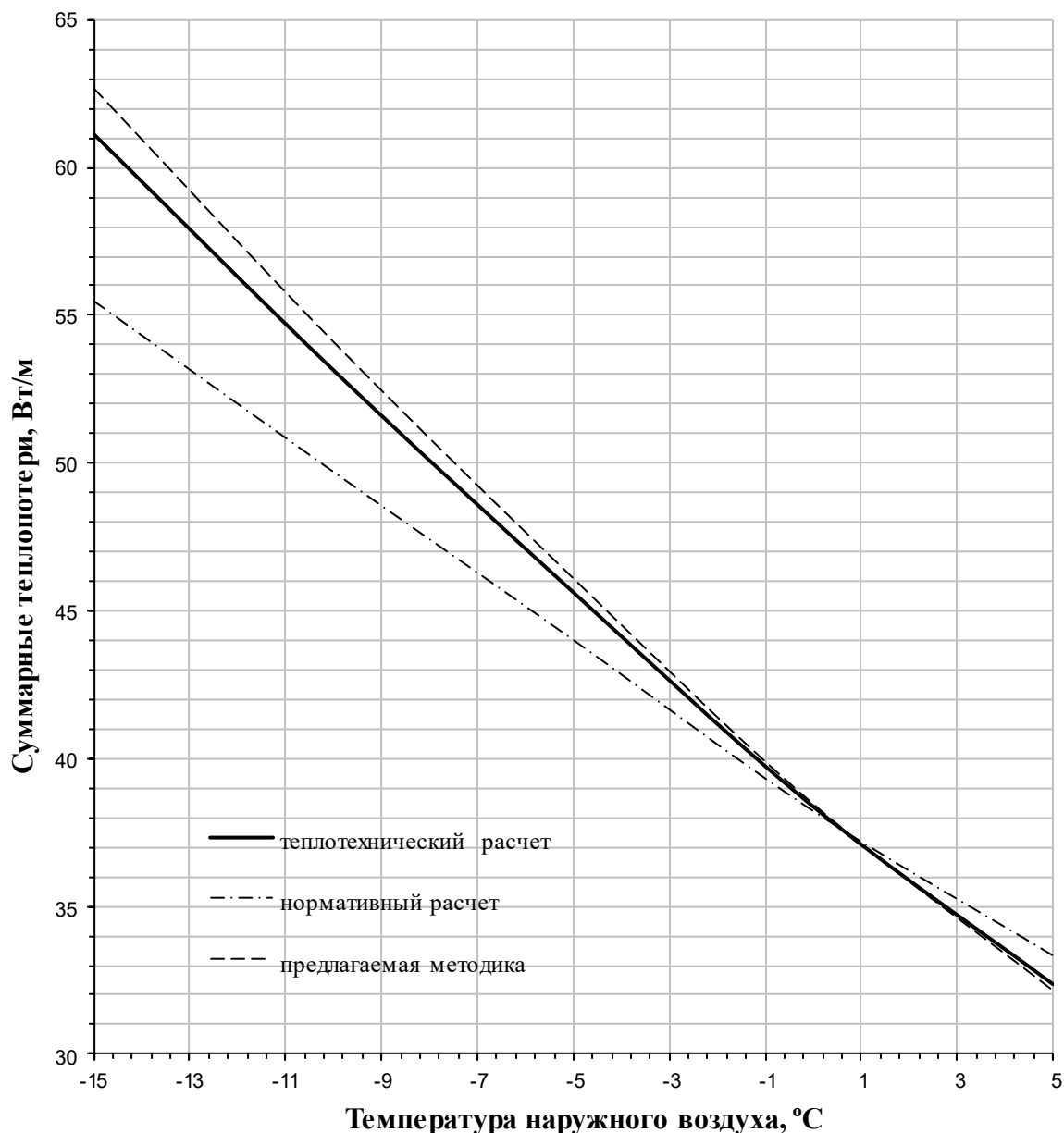


Рисунок 2. Сравнение действующих методик расчета тепловых потерь через изоляцию с предлагаемой методикой в зависимости от температуры наружного воздуха

Из рисунка 2 видно, что отклонение результатов расчетов по предложенной методике от значений при теплотехнических расчетах существенно меньше, чем при нормативном расчете, действующему в настоящее время.

Расчеты по предлагаемой методике были проведены также при условиях постоянства t_n , $t_{гр}$, τ_2 при переменной температуре в подающем трубопроводе τ_1 , на примере одного из источников г. Москвы. Результаты расчетов в зависимости от температуры прямой сетевой воды в течение отопительного периода приведены на рисунке 3.

Сравнение вариантов выполнено при постоянных среднегодовых величинах $t_n^{сг}$, $t_{гр}^{сг}$, $\tau_1^{сг}$, $\tau_2^{сг}$ и изменяющейся температуре в подающем трубопроводе, для условного диаметра трубопровода $Dy = 100$ мм.

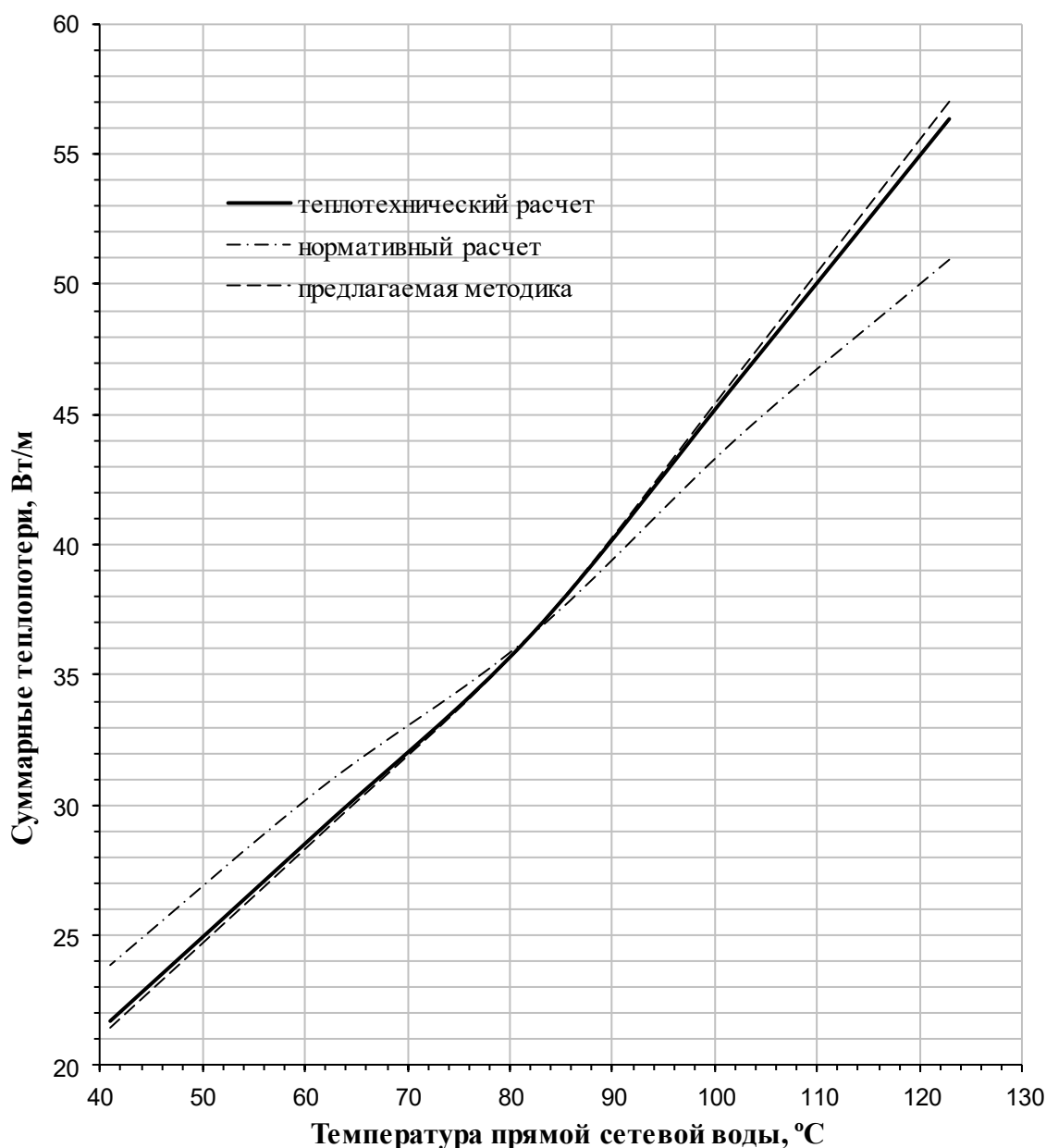


Рисунок 3. Сравнение методик по расчету тепловых потерь через изоляцию в зависимости от температуры прямой сетевой воды

Из рисунка 3 видно, что отклонение результатов расчетов по предлагаемой методике от результатов теплотехнического расчета минимально. Результаты нормативного расчета имеют большое отклонение от результатов теплотехнического расчета. Также видно, что результаты всех расчетов пересекаются в одной точке, соответствующей среднегодовым условиям для г. Москвы.

На рисунке 4 приведено сравнение результатов применения рассматриваемых методик для условий изменения температуры обратной сетевой воды t_2 при постоянных температурах t_n , $t_{гр}$, t_1 на примере одного из источников г. Москвы. Представлены результаты расчетов в зависимости от температуры обратной сетевой воды в течение отопительного периода. Сравнение вариантов выполнено при постоянных среднегодовых величинах $t_{н}^{сг}$, $t_{гр}^{сг}$, $\tau_{г1}^{сг}$, $\tau_{г2}^{сг}$ и изменяющейся температуре в подающем трубопроводе, для условного диаметра трубопровода $Dy = 100$ мм.

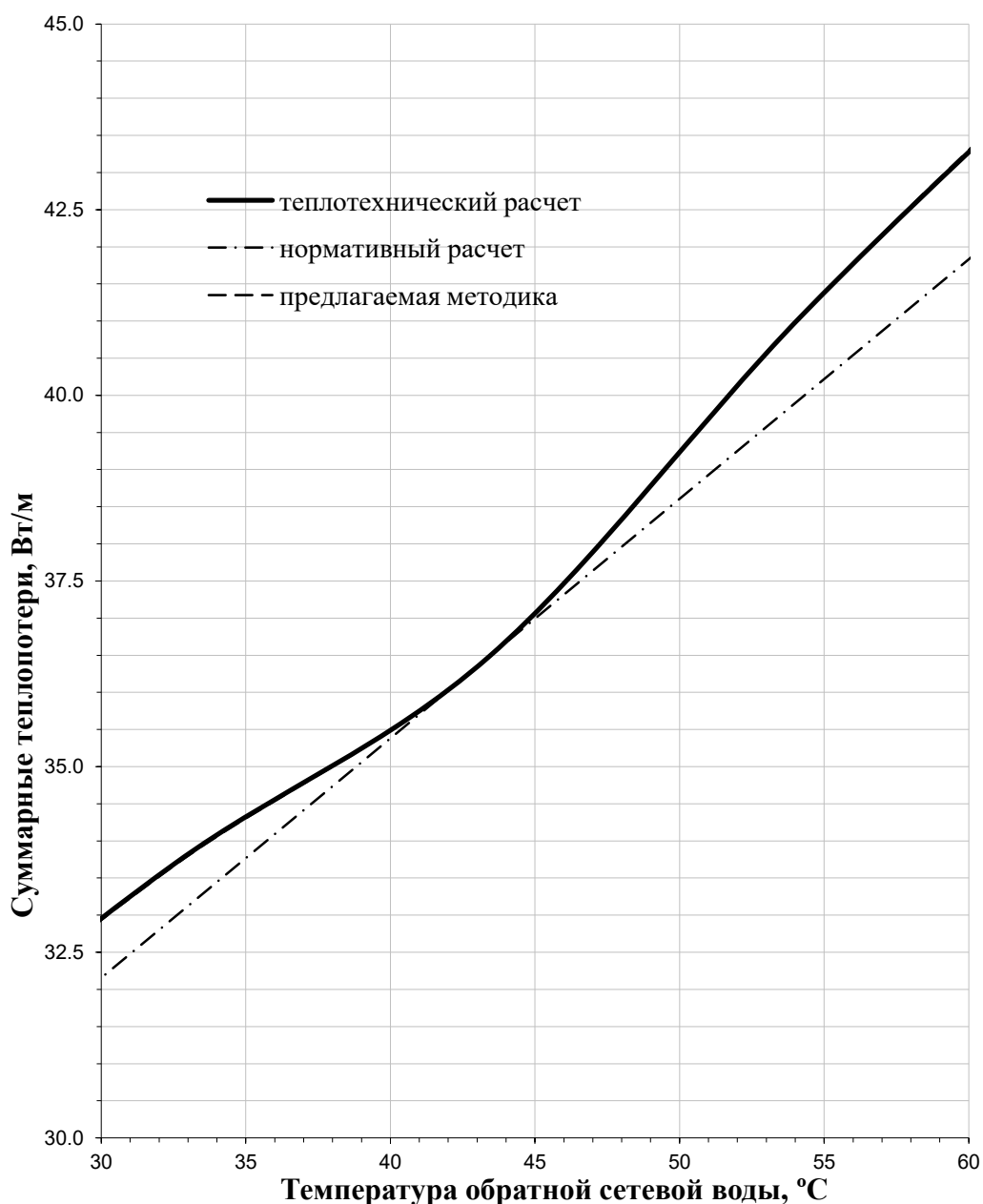


Рисунок 4. Сравнение методик расчета тепловых потерь через изоляцию в зависимости от температуры обратной сетевой воды

Из рисунка 4 видно, что результаты расчетов по теплотехническому расчету и предлагаемой методике совпали и не имеют отклонений, результаты расчетов по нормативному расчету имеют большое отклонение от результатов теплотехнического расчета. Все три зависимости пересекаются в одной точке, соответствующей среднегодовым условиям для г. Москвы.

Сравнение результатов методик для условий изменения температуры грунта $t_{гр}$ при постоянных температурах t_n , t_1 , t_2 на примере одного из источников г. Москвы представлено на рис. 5.

Сравнение вариантов выполнено при постоянных среднегодовых величинах $t_{гр}^{сг}$, $t_{гр}^{сг}$, $\tau_{г1}^{сг}$, $\tau_{г2}^{сг}$ и грунта, для условного диаметра трубопровода $D_y = 100$ мм.

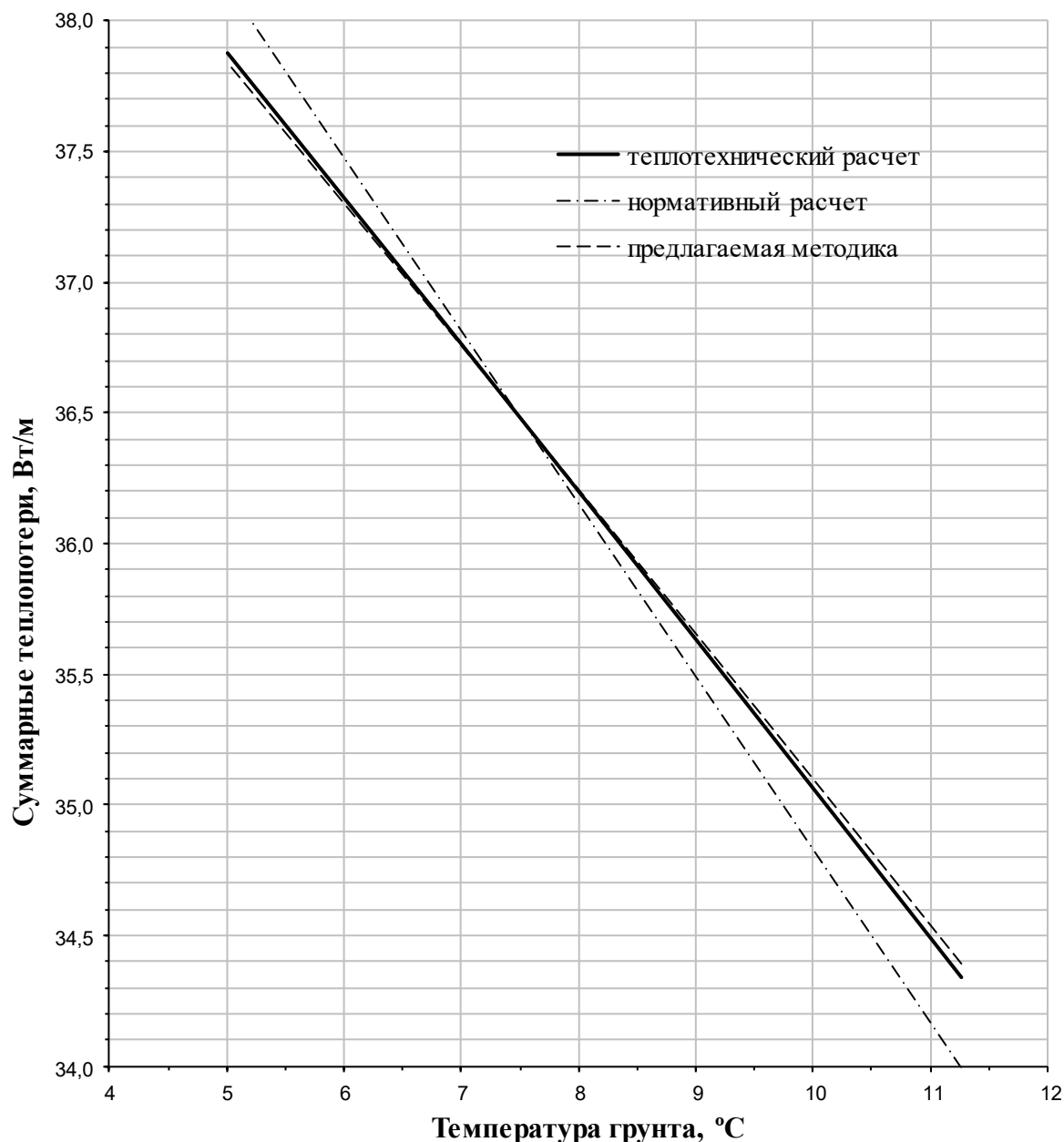


Рисунок 5. Сравнение методик расчета тепловых потерь через изоляцию в зависимости от температуры грунта

Из рисунка 5 видно, что результаты предлагаемой методики имеют минимальное отклонение от теплотехнического расчета, по сравнению с отклонениями нормативного расчета. Все зависимости пересекаются в точке, соответствующей среднегодовым условиям для г. Москвы.

Все вышеприведенные результаты соответствовали расчетам при условном диаметре трубопровода $D_u = 100$ мм. В процессе разработки методики по определению тепловых потерь через изоляцию были также проведены расчеты при условном диаметре трубопровода $D_u = 500$ мм. Результаты таких расчетов приведены на рис. 6.

Расчеты по предлагаемой методике были проведены для условий постоянства среднегодовых величин $t_{н}^{сг}$, $t_{гр}^{сг}$, $\tau_{г1}^{сг}$, $\tau_{г2}^{сг}$ в зависимости от температуры наружного воздуха t_n на примере одного из источников тепла г. Москвы.

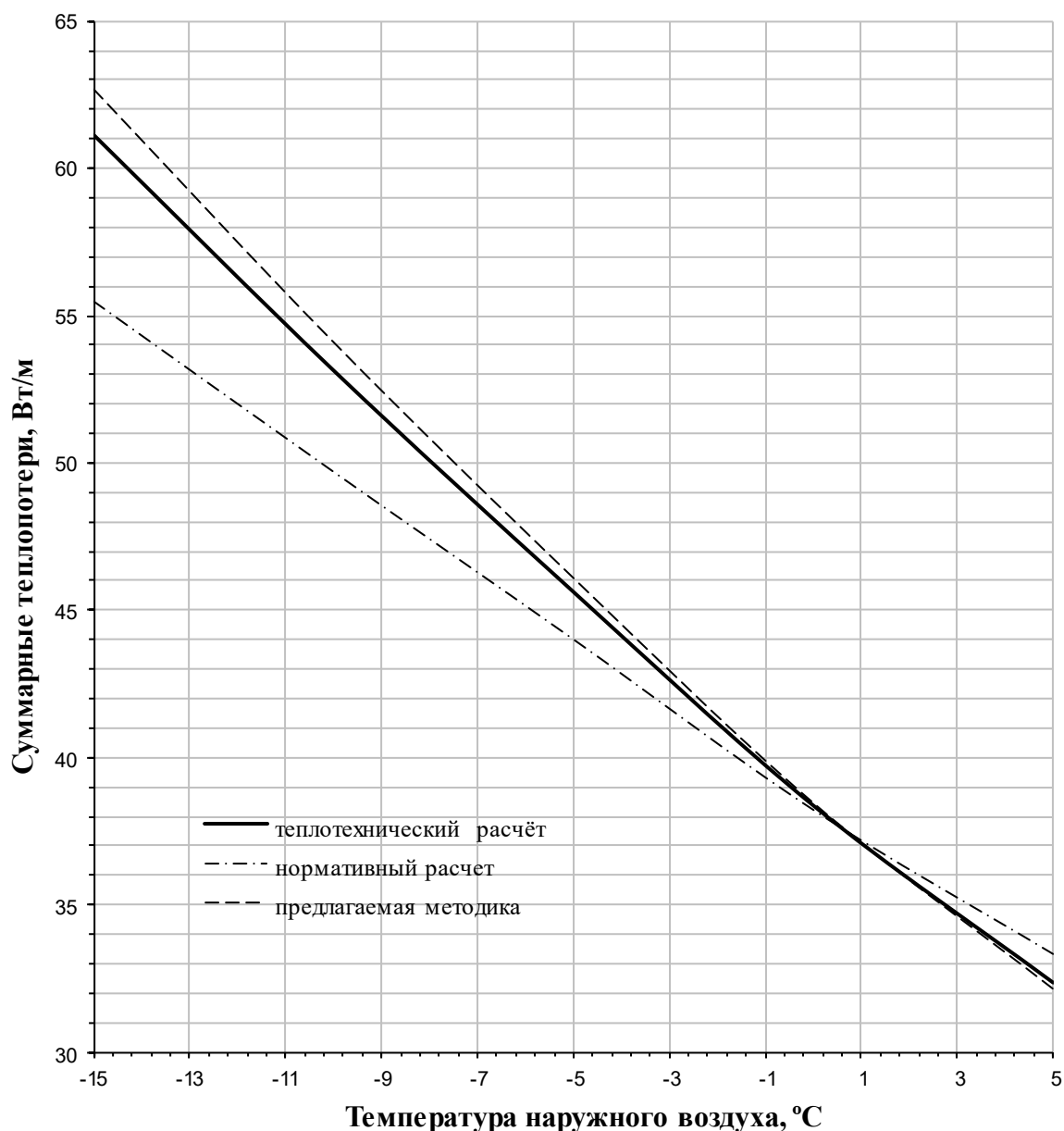


Рисунок 6. Сравнение методик расчета тепловых потерь через изоляцию в зависимости от температуры наружного воздуха при $D_y = 500$ мм.

Из рисунка 6 видно, что результаты, полученные по предлагаемой методике, и при другом (большем) диаметре имеют минимальное отклонение от результатов теплотехнического расчета, по сравнению с результатами нормативного расчета. Исходя из рис 6. можно сделать вывод, что предлагаемая методика может быть также применена и для трубопроводов с другими диаметрами.

Важным для точности получаемых результатов расчетов является значение коэффициента k_1 .

Проведенные теплотехнические расчеты позволили определить значение этого коэффициента в зависимости от диаметра трубопроводов в прокладке. Результат оценки предлагаемого коэффициента приведен на рисунке 7, на котором представлена зависимость коэффициента k_1 от диаметра трубопровода.

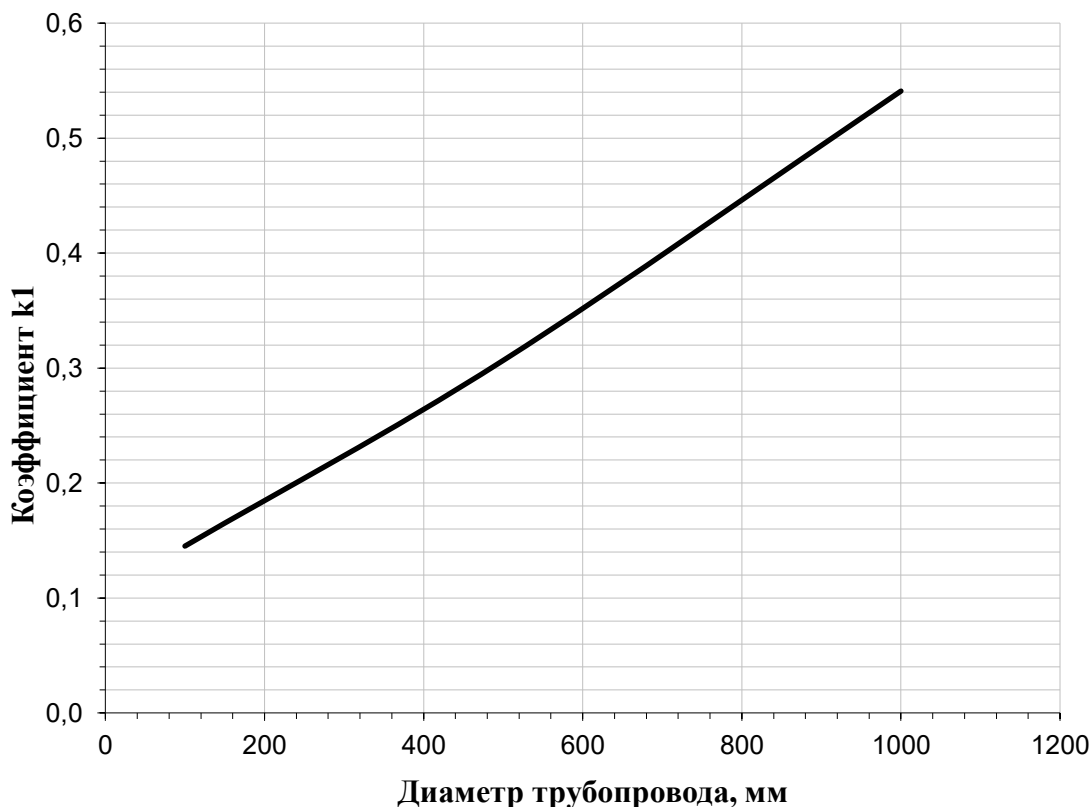


Рисунок 7. Зависимость коэффициента k_1 от диаметра трубопровода

Приведенные на рисунке 7 значения могут быть использованы при расчетах тепловых потерь двухтрубных тепловых сетей при подземной прокладке в непроходных каналах для диаметров трубопроводов, находящихся в диапазоне от 100 до 1000 мм. Для диаметров трубопроводов меньших 100 мм и больших 1000 мм значение коэффициента k_1 можно получить путем экстраполяции значений из рисунка 7.

Выводы

1. При сравнении результатов расчетных оценок видно, что нормативный расчет имеет большие отклонения от результатов теплотехнического расчета. Теплотехнический расчет в свою очередь предполагает громоздкие вычисления.
2. Предложен метод расчета тепловых потерь через изоляцию для двухтрубных сетей в непроходном канале при подземной прокладке, более корректный по сравнению нормативным расчетом.
3. Предлагаемый метод расчета тепловых потерь может быть применен для трубопроводов диаметром от 100 мм до 1000 мм.

Список литературы

1. СНиП 41-03-2003 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов».
2. Свод правил по проектированию и строительству «Проектирование тепловой изоляции оборудования и трубопроводов», СП 41-103-2000.
3. Методические указания по составлению энергетической характеристики для систем транспорта тепловой энергии по показателю «Тепловые потери», СО 153-34.20.523(3)-2003.

ФАКТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЙ

Приведены основные проблемы в оценке нагрузки и состояния систем отопления с анализом применяемых для этих целей существующих методик. Приведены основные формулы для расчета различных показателей систем отопления. Приведены методики определения основных характеристик и состояния систем отопления, основанные на проведении и обработке результатов измерений расходов и температур воды, подаваемых на отопление. В зависимости от требуемой степени детализации обследований (диагностирования) систем отопления, наличия достоверных исходных данных и возможностей проведения измерений может быть предложено три таких методики.

Ключевые слова: системы отопления, расчетная нагрузка, отопительные приборы, тепловые сети, характеристики систем отопления, схемы присоединения, измерения параметров, методики.

1. Текущее состояние вопроса и проблемы

В связи с особенностями климатических условий бесперебойное обеспечение населения и промышленности тепловой энергией в России является актуальной социальной и экономической проблемой. Значительные потребности в тепловой энергии на отопление при недостаточном уровне требований при проектировании и эксплуатации зданий и систем отопления в прошлом привели к тому, что обеспечение отопительной нагрузки имеет значительный потенциал энергосбережения и широкие возможности по экономии энергоресурсов. Реализации этого потенциала в каждом конкретном случае должно предшествовать достоверное определение свойств наружных ограждений с точки зрения тепловых потерь и системы отопления (в первую очередь соответствие поверхностей нагрева отопительных приборов фактической нагрузке). При этом определение состояния систем отопления должно проводиться, как для уже существующих зданий (паспортизация и энергосбережение), так и для вновь создаваемых объектов с целью подтверждения их характеристик проектными показателями.

В настоящее время определение состояния и качества наружных ограждений здания производится на основании результатов тепловизионного обследования, по результатам которого можно в основном выделить места наибольших тепловых потерь, но оценить интегральную величину тепловой нагрузки всего здания и тем более оценить достаточность подвода тепла практически невозможно, поскольку одновременно необходимо определять температуру воздуха в отапливаемых помещениях. Кроме того, следует отметить значительную стоимость тепловизионного оборудования и производства работ.

При наладке тепловых сетей применяется также способ определения расчетных нагрузок отопления по величине наружного объема зданий с учетом справочных удельных характеристик для зданий различных объемов и типов. На основании опыта практического применения этого способа можно сказать, что получаемые результаты являются очень приближительными и, в большинстве случаев, необходимо их уточнение.

Вместе с тем данные по определению нагрузок и оценке состояния систем отопления могут быть наиболее просто и достоверно получены на основании результатов прямых измерений подвода тепла на отопление (расходов и температур воды на отопление) при одной или нескольких температурах окружающего (наружного) воздуха с использованием соответствующих методик обработки результатов измерений и расчетов. Для реализации этого направления в АО «ВТИ» были разработаны требуемые методики обработки результатов измерений и оценки состояния систем отопления, содержание которых приводится ниже.

2. Основные уравнения и формулы

Основными характеристиками здания (с точки зрения отопления) и системы отопления являются следующие показатели.

Расчетная тепловая нагрузка отопления Q_o^P , определяемая при расчетной температуре окружающего (наружного) воздуха для проектирования отопления t_n^P и расчетной средней температуре воздуха в отапливаемых помещениях t_b^P .

Расчетный температурный график системы отопления, определяющийся принятыми значениями температур воды ($^{\circ}\text{C}$) перед элеватором при элеваторном присоединении T_{o1}^P , непосредственно перед системой отопления T_{o3}^P и после отопления T_{o2}^P , соответствующие расчетной температуре наружного воздуха.

Показатель условий теплообмена $(kF)_\phi$ отопительных приборов и его соответствие расчетной тепловой нагрузке.

Целью обследования и диагностики систем отопления является определение основных фактических показателей этих систем, получаемых по результатам обработки измерительной информации.

Для обработки результатов измерений при проведении обследований и диагностики нужна достаточно полная и, в тоже время простая тепловая модель систем отопления зданий, которая позволяет установить характерные взаимосвязи между различными показателями процесса теплообмена в нагревательных элементах (отопительных приборах) и через наружные ограждения здания.

За основу такой модели можно принять упрощенные уравнения теплообмена для различных элементов системы отопления, предложенные Е. Я. Соколовым (1).

Зависимость тепловой нагрузки отопления Q_o (Гкал/ч) от температурных условий может быть представлена в виде:

$$Q_o = Q_o^P * (t_b - t_n) / (t_b^P - t_n^P), \text{ МВт} \quad (1)$$

где: t_b – текущее значение температуры воздуха в помещениях, $^{\circ}\text{C}$;

t_n – текущая температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

Прямое уравнение теплового баланса системы отопления по греющей воде:

$$Q_o = G_{o1} * c * (T_{o1} - T_{o2}) * 10^{-3}, \text{ МВт} \quad (2)$$

где: G_{o1} – расход воды на систему отопления, кг/с;

T_{o1} – температура воды перед системой отопления (перед элеватором), $^{\circ}\text{C}$;

T_{o2} – температура воды после системы отопления, $^{\circ}\text{C}$;

c – теплоемкость воды (может быть принята $4.19 \text{ кДж}/(\text{кг}^{\circ}\text{C})$).

Уравнение теплопередачи для отопительных приборов с учетом некоторых допущений может быть представлено в следующем виде:

$$Q_o = e_o * G_{o1} * c * (T_{o1} - t_b) * 10^{-3}, \text{ МВт} \quad (3)$$

где: e_o – удельная тепловая нагрузка отопления (коэффициент эффективности).

Удельная (безразмерная) тепловая нагрузка системы отопления e_o с учетом упрощений может быть представлена в виде:

$$e_o = 1 / [(0.5+u)/(1.0+u) + (\Delta t_o^P * G_{o1} * 10^{-3} * c) / ((Q_o)^n * (Q_o^P)^{(1-n)})], \quad (4)$$

где: u – коэффициент смешения элеватора при элеваторном присоединении;

Δt^p_o – расчетная разность температур на отопительных приборах, °С;

n – показатель степени, зависящий от типа отопительных приборов.

Требуемый коэффициент смешения элеватора, представляющий собой отношение величины подмешиваемого расхода к расходу воды на отопление (через сопло элеватора), для расчетных условий определяется по формуле:

$$u = (T^{p}_{o1} - T^{p}_{o3}) / (T^{p}_{o3} - T^{p}_{o2}), \quad (5)$$

Если система отопления присоединяется по безэлеваторной схеме, то здесь и ниже величина u принимается равной 0, расход воды на отопление равен расходу воды непосредственно на отопительные приборы $G_{o1} = G_{o3}$, а температура перед отопительными приборами соответствует температуре из тепловой сети $T^{p}_{o3} = T^{p}_{o1}$.

Расчетная разность температур на отопительных приборах наряду с показателем степени n являются характеристиками расчетных условий теплообмена и Δt^p_o может быть определена по приближенной формуле:

$$\Delta t^p_o = 0.5 * (T_{p03} + T_{p02}) - t_{вр}, \text{ оС} \quad (6)$$

где: T_{p03} – расчетная температура воды после элеватора, перед отопительными приборами, оС.

Приведенные уравнения (1), (2), (3) и (4) полностью характеризуют тепловой баланс и условия теплообмена при отоплении и могут быть приняты за основу для расчетов и разработки методики оценки свойств и характеристик систем отопления.

3. Основные положения предлагаемых методик

В зависимости от требуемой степени детализации обследований (диагностирования) систем отопления, наличия достоверных исходных данных и возможностей проведения измерений может быть предложено три таких методики. Ниже приведены только основные положения предлагаемых методик, поскольку их практическая реализация и разрабатываемые мероприятия по повышению эффективности теплоснабжения являются предметом отдельного рассмотрения.

Методика 1

В качестве первой, может быть рассмотрена методика оценки фактической расчетной величины тепловой нагрузки в предположении, что основные параметры системы отопления (поверхности теплообмена отопительных приборов и коэффициент смешения элеватора) соответствуют этой нагрузке и расчетным условиям по температурам наружного воздуха и воздуха внутри помещений. Эта методика может быть также использована при оценке суммарной расчетной нагрузки отопления комплекса однотипных с точки зрения отопления зданий, присоединенных к какому-либо источнику тепла, например к центральному тепловому пункту.

Методика основывается на обработке результатов измерений расходов и температур воды в подающей и обратной линиях системы отопления здания или комплекса зданий за несколько (m) длительных промежутков времени (интервалов измерений) продолжительностью 3–5 суток каждый и значительно отличающимися средними температурами наружного воздуха в течение отопительного периода. Таких интервалов должно быть не менее 3-х, и они должны характеризоваться относительно стабильными температурами наружного воздуха внутри интервалов.

Измеряемыми параметрами являются:

– расход воды на отопление, G_{o1} , кг/с;

– температуры воды перед (перед элеватором) и после системы отопления, $T_{и01}$ и $T_{и02}$, °С;

– температура наружного воздуха, t_n , °С.

Измерения параметров производится не чаще чем раз в час, и для расчетов используются средние за принятые промежутки времени значения измеряемых параметров сетевой воды и температуры наружного воздуха. В качестве данных по результатам измерений могут использоваться также среднемесячные значения месяцев отопительного периода.

Для обработки осредненных результатов используются уравнения теплообмена через наружные ограждения для m температур наружного воздуха и уравнение, полученное на основании аппроксимации изменения тепловой нагрузки отопления в зависимости от температуры наружного воздуха по методу наименьших квадратов.

Указанные уравнения могут быть представлены в следующем виде.

Уравнения теплообмена:

$$\begin{aligned} Q_{o1} &= Q_o^p * (t_{в1} - t_{н1}) / (t_b^p - t_n^p) \\ Q_{o2} &= Q_o^p * (t_{в2} - t_{н2}) / (t_b^p - t_n^p) \\ Q_{om} &= Q_o^p * (t_{вm} - t_{нm}) / (t_b^p - t_n^p) \end{aligned} \quad (7)$$

где: $t_{н1}, \dots, t_{нm}$ – средние температуры наружного воздуха за принятые интервалы измерений, °С;

$t_{в1}, \dots, t_{вm}$ – средние температуры воздуха в помещении при соответствующих температурах наружного воздуха, °С.

Уравнение для реализации метода наименьших квадратов имеет вид:

$$\Phi = \sum_{i=1}^m (Q_{и0i} - Q_{oi})^2 = \min, \quad (8)$$

где: i – номер интервала измерений,

$Q_{и0i}$ – средняя тепловая нагрузка отопления по результатам измерений за i -ый интервал, МВт.

Средняя тепловая нагрузка отопления за i -й интервал определяется на основании результатов измерений по формуле:

$$Q_{и0i} = G_{и0i} * c * (T_{и01i} - T_{и02i}) * 10^{-3}, \text{ МВт} \quad (9)$$

где: $G_{и0i}$, $T_{и01i}$, $T_{и02i}$ – осредненные за i -й интервал результаты измерений расходов и температур воды на отопление, соответственно кг/с и °С.

В системе из $(m+1)$ уравнений (7) и (8) неизвестными являются m значений Q_{oi} , m значений t_{bi} и величина расчетной тепловой нагрузки Q_o^p . Таким образом общее количество неизвестных составляет $2*m + 1$, что больше количества уравнений.

Дополнительные m уравнения могут быть получены для оценочного значения температуры воздуха внутри помещений, определяемых из совместного решения уравнений (2) и (3) для каждого интервала измерений при соответствующих температурах воды и наружного воздуха. Такие уравнения для каждого интервала имеют следующий общий вид:

$$t_b = T_{и01} - (T_{и01} - T_{и02}) * [(0.5+u)/(1.0+u) + (\Delta t_o^p / (T_{и01} - T_{и02})) * ((t_b^p - t_n) / (t_b^p - t_n^p))^{(1-n)}], \quad (10)$$

Нахождение минимума функции Φ по уравнению (8) производится исходя из условия равенства нулю ее производной по Q_o^p или:

$$d(\Phi) / d(Q_o^p) = 0. \quad (11)$$

В результате решения приведенной системы, заключающейся в основном в решении уравнения по условию (11) после подстановки выражений для остальных неизвестных, определяется величина фактической расчетной тепловой нагрузки Q_{io}^p , которая может использоваться при определении показателей системы отопления, для паспортизации и при разработке мероприятий по энергосбережению.

При наличии протяженных тепловых сетей (например, от ЦТП до здания) и измерении параметров теплоносителя на источнике тепла величина тепловых потерь в трубопроводах отопления должна учитываться в приведенных выше формулах.

Методика 2

Для более точной количественной оценки состояния систем отопления для одного теплового ввода (или одного здания) может использоваться следующая методика, также основанная на результатах прямых измерений параметров греющего теплоносителя, но требующая измерений фактической температуры воздуха в отапливаемых помещениях.

Измерения параметров теплоносителя и наружного воздуха производится за промежуток времени 3–5 суток с относительно стабильными значениями температур наружного воздуха. Одновременно производятся измерения температур воздуха в выбранных определенным образом контрольных помещениях здания. Измерения параметров теплоносителя производятся не реже одного раза в час с последующим их осреднением за весь период измерений. Температура воздуха в помещениях является сравнительно стабильной величиной, поэтому, в целях упрощения процесса измерений при отсутствии постоянного мониторинга внутренней температуры в контрольных помещениях, измерения внутренней температуры может производиться 2–3 раза в сутки.

Последующие расчеты проводятся на основании осредненных по результатам измерений показателей.

Измеряемыми и осредняемыми за интервал измерений параметрами являются:

- расход воды на отопление, G_{io1} , кг/с;
- температуры воды перед и после элеватора, а также после системы отопления, T_{io1} , T_{io3} и T_{io2} , °С;
- средняя температура воздуха в отапливаемом здании, t_{iv} , °С.
- температура наружного воздуха, t_n , °С.

Для безэлеваторных схем присоединения отопления $T_{io3} = T_{io1}$ и расход воды на отопление $G_{io3} = G_{io1}$.

На основании результатов измерений определяется фактический отпуск тепла на отопление (тепловая нагрузка) отапливаемых помещений при соответствующей температуре наружного воздуха:

$$Q_{io} = G_{io1} * c * (T_{io1} - T_{io2}) * 10^{-3}, \text{ МВт} \quad (12)$$

Исходя из уравнения (1) при полученной по результатам измерений осредненной температуре воздуха величина расчетной тепловой нагрузки может быть определена по формуле:

$$Q_{io}^p = Q_{io} * (t_{iv} - t_n) / (t_n^p - t_n^p), \text{ МВт} \quad (13)$$

где: $t_{в}^p$ и $t_{н}^p$ – принятые расчетные значения средней температуры воздуха в помещениях и наружного воздуха, °С;

$t_{ив}$ и $t_{ин}$ – осредненные по результатам измерений температуры воздуха в здании и наружного воздуха за период измерений, °С;

$Q_{иo}^p$ – фактическое расчетное значение нагрузки отопления при принятых $t_{в}^p$ и $t_{н}^p$, °С.

Величина полученной фактической тепловой нагрузки может отличаться от предварительно принятого ее значения, и далее будет определяться соответствие поверхностей нагрева полученному значению расчетной нагрузки, т.е. возможность обеспечения температуры внутри помещений при расчетной температуре наружного воздуха по условиям подвода тепла. Для этих целей при элеваторных схемах предварительно определяется фактическая величина коэффициента смешения элеватора, которая рассчитывается по формуле:

$$u_{ф} = (T_{иo1} - T_{иo3}) / (T_{иo3} - T_{иo2}), \quad (14)$$

Эта величина сопоставляется с расчетным значением коэффициента смешения, определяемого по формуле (5), и учитывается при определении требуемых параметров подвода тепла на отопление.

Оценка возможности подвода требуемого количества тепла через отопительные приборы для фактического значения расчетной нагрузки производится на основании определения соотношения фактического показателя теплообмена на отопительных приборах $(kF)_{ф}$ к его расчетному значению $(kF)_p$ при условиях измерений:

$$(kF)_{отн} = (kF)_{ф} / (kF)_p, \quad (15)$$

При условии малых различий в величине обобщенного коэффициента теплопередачи отопительных приборов k , приведенный в формуле (15) показатель может характеризовать отклонение фактической поверхности отопительных приборов от требуемой для установленной расчетной нагрузки.

Показатели теплообмена определяются исходя из уравнения теплопередачи по формуле:

$$kF = Q / \Delta t, \quad (16)$$

С учетом среднеарифметических значений температурных напоров на отопительных приборах системы отопления фактический показатель kF определяется по формуле:

$$(kF)_{ф} = Q_{иo} / [0.5 \cdot (T_{иo3} + T_{иo2}) - t_{ив}], \text{ МВт/}^{\circ}\text{С} \quad (17)$$

Расчетное значение показателя $(kF)_p$, определяется сложнее, поскольку необходимо оценить, каковы условные величина нагрузки отопления (Q_{yo}) и средняя разность температур (Δt_{yo}) при соответствии поверхностей нагрева фактической расчетной тепловой нагрузке, а также при фактических (измеренных) значениях температуры наружного воздуха, расхода воды на отопление и ее температуры перед отопительными приборами. Последнее важно, поскольку позволяет получить значения коэффициентов теплопередачи k в сопоставимых по расходам и температурам условиях.

Величина показателя $(kF)_p$ определяется во формуле:

$$(kF)_p = Q_{yo} / \Delta t_{yo}, \text{ МВт/}^{\circ}\text{С} \quad (18)$$

Чтобы не учитывать влияние на характеристики системы коэффициента смешения элеватора для элеваторных схем присоединения отопления, расчет по оценке показателя $(kF)_p$ производится по параметрам теплоносителя непосредственно для отопительных приборов, т.е. по параметрам после элеватора. При этих условиях расход воды

непосредственно на отопительные приборы, исходя из фактического значения коэффициента смешения элеватора будет равен:

$$G_{и03} = G_{и01} * (1 + \alpha_f), \text{ кг/с.} \quad (19)$$

Фактическая условная величина нагрузки отопления при t_n определяется исходя из уравнения, полученного на основании совместного решения уравнений (1), (3) и (4) для показателей системы отопления периода измерений, которое имеет вид:

$$(Q_{y0} / Q_{и0p}) = \frac{T_{и03} - t_n - \Delta t_o^p * (Q_{y0} / Q_{и0p})^{(1-n)}}{0.5 * (T_{p03} - T_{p02}) * (G_{p03} / G_{и03}) - (t_{вp} - t_{нp})}, \quad (20)$$

где: G_{p03} – расчетный расход воды на отопительные приборы, кг/с.

Расход воды на отопительные приборы определяется по формуле:

$$G_{p03} = Q_{и0p} * 10^{-3} / [c * (T_{p03} - T_{p02})], \text{ кг/с} \quad (21)$$

Уравнение (20) решается относительно $(Q_{y0}/Q_{и0p})$ методом последовательных приближений (можно методом простых итераций) по результатам которого определяется величина Q_{y0} .

При полученной условной тепловой нагрузке отопления определяются:

– условная температура воздуха в помещениях по формуле:

$$t_{ув} = t_n + (Q_{y0} / Q_{и0p}) * (t_{вp} - t_{нp}), \text{ } ^\circ\text{C} \quad (22)$$

– условная температура после отопительных приборов по формуле:

$$T_{y02} = T_{и03} - Q_{y0} * 103 / (c * G_{и03}), \text{ } ^\circ\text{C} \quad (23)$$

По полученным значениям температур определяется условная средняя разность температур для отопительных приборов Δt_{y0} по формуле:

$$\Delta t_{y0} = 0.5 * (T_{и03} + T_{y02}) - t_{ув}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (24)$$

После этого может быть определена величина $(kF)_p$ и проведено сопоставление показателей фактической и расчетной теплопередачи отопительных приборов, путем расчета $(kF)_{отн}$.

Как уже отмечалось, коэффициенты теплопередачи определяются величиной теплоотдачи от отопительных приборов к воздуху в помещениях и меняются незначительно. В этих условиях показатель $(kF)_{отн}$ позволяет в первую очередь оценить соотношение требуемой по величине полученной расчетной нагрузки отопления поверхности отопительных приборов и их фактической величины.

Так если $(kF)_{отн}$ примерно соответствует (1 ± 0.2) , то поверхности нагрева имеют достаточную величину и могут обеспечить требуемый подвод тепла.

Если $(kF)_{отн} < 0.8$, то поверхностей нагрева недостаточно или они не эффективны. В этих условиях в качестве малозатратных мероприятий можно рассматривать промывку системы отопления, а также переход на увеличенную подачу тепла за счет более высокого температурного графика или повышенного расхода воды. К более затратным мероприятиям следует отнести утепление наружных ограждений, обеспечивающее снижению расчетной тепловой нагрузки отопления.

При $(kF)_{отн} > 1.2$ возможности по подводу тепла избыточны по отношению к нагрузке, что характерно, например, для старых систем при значительном наращивании поверхностей отопительных приборов.

На основании полученных результатов может быть проведена разработка мероприятий, как по совершенствованию режимов работы систем отопления, так и по разработке энергосберегающих мероприятий. При этом для элеваторных схем могут быть разработаны мероприятия (определение требуемого температурного графика или расчетного расхода воды), как при фактическом коэффициенте смешения элеватора, так и при условии его приведения к расчетной величине. Выбор конкретных мероприятий должен определяться по результатам технико-экономических расчетов и сопоставления их эффективности. Расчеты по определению температурного графика или требуемых расходов воды можно проводить, принимая в качестве расчетного (основного) режима системы отопления режим при определении фактических показателей.

Методика 3

Приведенная выше методика для ее реализации требует измерения и осреднения температуры воздуха в отапливаемых помещениях. Для этого необходима разработка специальных требований и правил по выбору контрольных помещений, а также методики обработки результатов измерений. Проведение таких измерений достаточно трудоемкий процесс, который не всегда возможно реализовать практически.

В соответствии с этим целесообразно рассмотреть методику оценки величины тепловой нагрузки и состояния систем отопления без измерения внутренней температуры. Такая методика может быть разработана при условии проведения измерений параметров теплоносителя при двух существенно различных температурах наружного воздуха.

Измерения параметров производятся для двух интервалов измерений продолжительностью 3–5 суток каждый (двух режимов) с относительно постоянными температурами наружного воздуха в течение каждого интервала и последующем осреднении измеряемых параметров

Также как и при предыдущей методике, измерениям и осреднению подлежат следующие показатели для режимов 1 и 2:

- расход воды на отопление, $G_{1и01}$ и $G_{2и01}$ в режимах 1 и 2, кг/с;
- температуры воды перед и после элеватора, а также после системы отопления, $T_{1и01}$, $T_{1и03}$, $T_{1и02}$ и $T_{2и01}$, $T_{2и03}$, $T_{2и02}$ °С;
- температура наружного воздуха, $t_{1н}$ и $t_{2н}$, °С.

Для безэлеваторных схем выполняются следующие условия по температурам $T_{1и01} = T_{1и03}$ и $T_{2и01} = T_{2и03}$, а также по расходам воды $G_{1и01} = G_{1и03}$ и $G_{2и01} = G_{2и03}$.

Для схем с элеваторным присоединением предварительно определяются фактические значения коэффициента смешения элеватора и расходов воды через отопительные приборы $G_{1и03}$ и $G_{2и03}$.

Фактический коэффициент смешения элеватора, исходя из условий 1-го режима, определяется по формуле (14).

Расходы воды на отопительные приборы для элеваторных схем в режимах 1 и 2 определяются по формулам:

$$G_{1и03} = G_{1и01} * (1 + \alpha_{\phi}), \text{ кг/с;} \quad (25)$$

$$G_{2и03} = G_{2и01} * (1 + \alpha_{\phi}), \text{ кг/с.} \quad (26)$$

По результатам обработки результатов измерений первоначально определяются средние температуры воздуха в помещениях и, далее, расчетные характеристики отопления.

В соответствии с (1) для обоих режимов можно записать следующее уравнение для теплообмена через наружные ограждения:

$$Q_{1иo} / Q_{2иo} = (t_{1в} - t_{1н}) / (t_{2в} - t_{2н}), \quad (27)$$

где: $Q_{1иo}$ и $Q_{2иo}$ - фактическая подача тепла на отопление по результатам измерений, МВт;
 $t_{1в}$ и $t_{2в}$ – температуры воздуха в отапливаемых помещениях, оС.

На основании уравнения теплообмена на отопительных приборах (3) для режимов 1 и 2 можно также записать уравнение:

$$Q_{1иo} / Q_{2иo} = [e_{1o} * G_{1иo3} * c * (T_{1иo3} - t_{1в})] / [e_{2o} * G_{2иo3} * c * (T_{2иo3} - t_{2в})], \quad (28)$$

При этом величина подачи тепла на отопление для рассматриваемых режимов определяется на основании результатов измерений по формулам:

$$Q_{1иo} = G_{1иo1} * c * (T_{1иo1} - T_{1иo2}) * 10^{-3}, \text{ МВт} \quad (29)$$

$$Q_{2иo} = G_{2иo1} * c * (T_{2иo1} - T_{2иo2}) * 10^{-3}, \text{ МВт} \quad (30)$$

Выражения (28) и (29) представляют собой систему 2-х уравнений относительно двух неизвестных средних температур воздуха в помещении $t_{1в}$ и $t_{2в}$, которые могут быть получены на основании решения этой системы.

В формулах для расчета температур воздуха входят величины удельных отопительных характеристик для двух рассматриваемых режимов e_{1o} и e_{2o} .

Принимая в качестве расчетных условий параметры режима 1 величина e_{1o} с учетом формулы (4) для непосредственно отопительных приборов может быть представлена в следующем виде:

$$e_{1o} = 1 / (0.5 + \Delta t_{1o} / \delta T_{1o}) \quad (31)$$

Входящие в последнюю формулу значения Δt_{1o} и δT_{1o} определяются следующим образом:

– средняя разность температур воды и воздуха для отопительных приборов

$$\Delta t_{1o} = 0.5 * (T_{1иo3} + T_{1иo2}) - t_{1в}, \text{ оС} \quad (32)$$

– перепад температур на отопление (на отопительных приборах)

$$\delta T_{1o} = T_{1иo3} - T_{1иo2}, \text{ оС} \quad (33)$$

С учетом предыдущего, величина относительной отопительной характеристики для второго режима определяется по формуле:

$$e_{2o} = 1 / [0.5 + (\Delta t_{1o} / \delta T_{1o}) * (Q_{1иo} / Q_{2иo})^n * (G_{2иo3} / G_{1иo3})] \quad (34)$$

Как следует из формулы (32) величина Δt_{1o} , а следовательно, и значения удельных характеристик отопления также зависят от температуры воздуха в помещениях для режима 1. В этих условиях расчеты по определению внутренней температуры можно проводить методом последовательных приближений.

На начальном этапе при расчете Δt_{1o} величина внутренней температуры принимается равной предварительно принятому расчетному значению для отопления, например 18°С. После этого определяются значения e_{1o} и e_{2o} , и производится расчет уточненных значений температур воздуха в отапливаемых помещениях для 1-го и 2-го режимов. Затем корректируются значения Δt_{1o} , e_{1o} и e_{2o} , и вновь определяются температуры в помещениях. Такие расчеты повторяются до получения устойчивого результата по внутренней температуре.

После определения температур воздуха в помещениях определяется фактическая расчетная нагрузка отопления $Q_{иo}^p$ по формуле (13). Дальнейшие расчеты и анализ состояния системы отопления производятся в соответствии с соответствующими

положениями, приведенными в описании предыдущей методики и основывающимися на определении величины $(kF)_{\text{отн}}$.

Следует отметить, что результаты расчета температур воздуха в помещениях чувствительны к точности измерений параметров теплоносителя. С целью получения достоверных результатов при использовании приведенной методики необходим контроль правильности результатов измерений. Такой контроль может быть проведен путем сравнения полученных по результатам измерения температур, коэффициентов смещения элеваторов для обоих режимов $u_{1ф}$ и $u_{2ф}$. Кроме того, целесообразно дополнительно измерять потери давления на системе отопления с расчетом величины ее гидравлического сопротивления, которая должна совпадать для обоих режимов.

Выводы

1. Масштабы затрат энергии на отопление в климатических условиях России и существующее состояние по обеспечению указанной тепловой нагрузки обуславливают наличие значительного потенциала энергосбережения, для оценки которого и разработки обоснованных мероприятий по энергосбережению необходима паспортизация зданий и достоверная оценка состояния систем отопления, проводимых на основании обследований индивидуально для каждого объекта.
2. Определение основных характеристик и состояния систем отопления наиболее обоснованно может быть проведено на основании предлагаемых методик путем обработки результатов измерений расходов и температур воды, подаваемой на отопление.

Список литературы

1. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети // М.: Издательский дом «МЭИ», 2006.

ОПТИМИЗАЦИЯ ЗАТРАТ НА ТРАНСПОРТА ТЕПЛА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭКВИВАЛЕНТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Разработана методика определения эквивалентных характеристик (диаметра и длины) тепловой сети сложной конфигурации, определяющих адекватные показатели потерь при транспортировке сетевой воды. Предлагаемый способ эквивалентирования геометрических характеристик тепловых сетей позволяет значительно упростить расчеты по оптимизации затрат на транспортировку и проводить их в аналитическом виде, находя наиболее точно то или иное оптимальное решение. В качестве примера использования предлагаемых положений, для заданной конфигурации (топологии) тепловых сетей с известным распределением нагрузок потребителей определены оптимальные диаметры, обеспечивающие наименьшие затраты на транспортировку при принятом температурном графике тепловых сетей.

Ключевые слова: тепловая сеть, участок сети, диаметр, длина, эквивалентные характеристики, тепловые потери, потери сетевой воды, гидравлические потери, затраты на транспортировку, оптимальные показатели.

1. Введение

В климатических условиях России бесперебойное обеспечение населения и промышленности тепловой энергией является затратной и топливоемкой областью деятельности.

По данным различных источников, для целей теплоснабжения ежегодно производится свыше 8200 млн ГДж тепловой энергии, из которых до 80% приходится на нужды отопления. На это затрачивается свыше 45% от общего потребления всех видов топлива, что соответствует топливоемкости всех отраслей промышленности без электроэнергетики.

Традиционно подача тепла на нужды теплоснабжения в России производится на основе систем централизованного теплоснабжения (СЦТ) от ТЭЦ и городских котельных, к тепловым сетям которых осуществляется присоединение потребителей тепла.

Тепловые сети в современных СЦТ являются важным элементом СЦТ и представляют собой сложные инженерные сооружения, характеризующиеся значительной протяженностью и сложной пространственной топологией. В современных крупных СЦТ от мощных городских ТЭЦ протяженность тепловых сетей составляет сотни километров в двухтрубном исчислении.

Так, тепловые потери через изоляцию трубопроводов в соответствии с новыми нормативами должны составлять 3–5% от тепловой нагрузки системы при расчетных температурных условиях и 7–10% от годового отпуска тепла. В действительности величина тепловых потерь может достигать в отдельных случаях 15–20%, что обусловлено плохим состоянием тепловой изоляции и низким уровнем тепловых нагрузок, связанных с отключением промышленных потребителей и завышенными для фактических нагрузок диаметрами трубопроводов тепловых сетей. Эти потери требуют дополнительных расходов энергоносителей и увеличивают тарифы на тепловую энергию.

Очевидно, что тепловые сети являются источником значительных тепловых потерь при транспортировке теплоносителя от источника до потребителя и требуют разработки оптимальных с точки зрения транспорта тепла параметров сетевой воды и конструктивных характеристик сетей.

Решение вопросов оптимизации транспорта тепловой энергии и оценку снижения потерь следует рассматривать как одно из основных энергосберегающих мероприятий.

Однако решение этих вопросов в отношении определения потенциала энергосбережения и разработки мероприятий по энергосбережению представляет собой сложную задачу, требующую большого количества трудоемких вычислений, необходимость выполнения которых зачастую не позволяет провести анализ по всему комплексу показателей и определить действительно оптимальное решение. Сложность задачи оптимизации обусловлена в основном большой протяженностью тепловых сетей и сложностью описания их распределения по площади территорий. При этом следует учитывать невозможность переноса результатов, полученных для одной теплотрассы, на другую в силу индивидуальности тепловых сетей по их структуре, в особенности с учетом сроков их эксплуатации.

С этой точки зрения упрощение расчетных процедур, обеспечивающих вместе с тем необходимую точность определения показателей эффективности, позволило бы более обоснованно получать оптимальные решения, включая применение аналитических методов. Такого эффекта можно достичь, используя обоснованные методы эквивалентирования тепловых сетей, сводящие их сложную структурную организацию к простейшим характеристикам, доступным для аналитических исследований.

Предложения по такому эквивалентированию и возможности его применения для оптимизации затрат на транспорт тепловой энергии приведены ниже.

2. Затраты на транспортировку и оптимизация параметров

Важным для эквивалентирования является перечень показателей, в соответствии с которыми это эквивалентирование производится. В предлагаемой статье предлагается рассматривать указанную проблему с точки зрения затрат при транспортировке воды в тепловых сетях.

Для оптимизации затрат на транспорт теплоносителя в тепловых сетях следует представлять в первую очередь структуру этих затрат.

При транспорте теплоносителя основными составляющими затрат являются затраты на:

- тепловые потери через изоляцию трубопроводов;
- потери сетевой воды и тепловые потери с теряемой сетевой водой;
- затраты электроэнергии на перекачку.

При заданных параметрах сетевой воды (значения температуры воды в подающем и обратном трубопроводах) нормативные тепловые потери через изоляцию трубопроводов определяются типом прокладки и теплоизоляционной конструкции, распределением диаметров по длинам отдельных участков для каждого типа прокладки и сроками ввода трубопроводов в эксплуатацию. Последнее условие определяет нормативные тепловые потоки тепловых потерь, принимаемых в соответствии с различными нормативными документами по проектированию тепловой изоляции оборудования и трубопроводов (Нормы проектирования или СНиПы различных сроков принятия). При указанных выше условиях текущие значения тепловых потерь определяются температурами грунта на глубине заложения трубопроводов при подземных прокладках, а также температурами наружного воздуха при надземных прокладках.

Фактическую величину тепловых потерь можно получить в результате опытного определения этих потерь, проводимого на основании различных методик или на основании испытаний тепловых сетей на тепловые потери. По результатам опытных исследований определяются коэффициенты отношения фактических тепловых потерь к нормативным значениям при среднегодовых условиях.

В соответствии с этим, для заданной конфигурации и состоянии тепловой изоляции сетей тепловые потери определяются температурами сетевой воды и окружающей среды (грунта или воздуха). Последние являются независимыми, а выбор температурных условий воды при её транспортировке напрямую определяет уровень тепловых потерь и может являться объектом оптимизации.

Следующей составляющей затрат при транспорте теплоносителя являются потери сетевой воды и тепловые потери с сетевой водой.

Расчетная величина этих потерь определяется объемом сетей и температурными условиями воды при транспортировке, т.е. температурным графиком тепловых сетей. Величина этих потерь также определяется температурами воды при заданной конфигурации тепловых сетей.

Третьей составляющей затрат энергии при транспортировке являются затраты электроэнергии на перекачку теплоносителя, связанные с работой сетевых насосов теплофикационной установки источника тепла, а также с работой и затратами электроэнергии на привод насосов насосных станций тепловой сети. Этот фактор имеет обратную, по отношению к тепловым потерям, зависимость от температуры. Так, при одинаковой тепловой нагрузке присоединенных к тепловым сетям потребителей увеличение температуры воды в подающей линии приводит к увеличению тепловых потерь, но к снижению расхода воды и затрат электроэнергии на ее перекачку по тепловым сетям.

В соответствии с приведенным, будем рассматривать оптимизацию потерь и затрат энергоносителей по трем указанным составляющим. При этом оптимальным будет являться вариант, обеспечивающий минимум потерь и затрат энергии или топлива на производство этой энергии. При решении этой задачи следует предполагать, что структура тепловых сетей по протяженности отдельных участков является заданной и не меняется. Тогда целью оптимизации будет расчет параметров теплоносителя в течении отопительного периода и года, обеспечивающих искомый минимум. Кроме того, желательно получить достаточно простой инструмент, позволяющий оценивать влияние на величину затрат также изменения некоторых характеристик тепловых сетей, связанных с улучшением качества тепловой изоляции, а в идеале и диаметров трубопроводов действующих сетей в рамках заданной их топологии и присоединенных нагрузках.

С учетом сложной конфигурации тепловых сетей существующие методы расчета величины потерь и затрат связаны с проведением достаточно сложных и, главное, трудоемких расчетов. В первую очередь это относится к расчету тепловых потерь. В соответствии с этим целесообразно рассмотреть вопрос о сведении всей сложности структуры тепловых сетей к эквивалентной с точки зрения величины затрат тепловой сети, содержащей один участок с соответствующей протяженностью и диаметром, имеющей одинаковые с реальной сетью показатели по затратам на транспорт сетевой воды.

3. Эквивалентирование тепловых сетей по затратам на транспортировку

Для лучшего понимания процедуры эквивалентирования сетей по части потерь энергии могут быть рассмотрены следующее положения.

В первом приближении будем считать, что при одинаковых температурных условиях тепловые потери через изоляцию определяются величиной поверхности трубопроводов, а потери тепла с сетевой водой объемом этой сети.

Тогда для определения эквивалентных характеристик могут быть рассмотрены следующие выражения для суммарной поверхности труб сети F_c и ее объема V_c :

$$F_c = \pi * \sum (d_i * l_i) \quad (1)$$

$$V_c = \pi/4 * \sum (d_i^2 * l_i). \quad (2)$$

где: d_i – внутренний диаметр i -го участка тепловой сети; l_i – протяженность i -го участка.

С точки зрения тепловых потерь, на основании (1) и (2) может быть составлена система из 2-х уравнений, решение которой позволит определить искомые эквивалентные параметры:

$$L_{\Sigma} * D_{\Sigma} = \sum(d_i * l_i) \quad (3)$$

$$L_{\Sigma} * D_{\Sigma}^2 = \sum(d_i^2 * l_i). \quad (4)$$

Из решения системы уравнений получим:

$$D_{\Sigma} = \sum(d_i^2 * l_i) / \sum(d_i * l_i) \quad (5)$$

$$L_{\Sigma} = (\sum(d_i * l_i))^2 / \sum(d_i^2 * l_i). \quad (6)$$

Через суммарные показатели тепловой сети эквивалентные значения геометрических характеристик сети могут быть представлены в виде:

$$D_{\Sigma} = 4 * V_c / F_c \quad (7)$$

$$L_{\Sigma} = F_c^2 / (4 * \pi * V_c). \quad (8)$$

Произведение наружного диаметра трубопровода на его длину является материальной характеристикой сети M_c или отдельного участка M_i , тогда можно выражения для эквивалентных значений привести к виду:

$$D_{\Sigma} = \sum(M_i * d_i) / \sum(M_i) = \sum(M_i * d_i) / M_c \quad (9)$$

$$L_{\Sigma} = \sum(M_i) / D_{\Sigma} = M_c / D_{\Sigma}. \quad (10)$$

Из (9) и (10) следует, что эквивалентный диаметр является диаметром, осредненным по материальной характеристике отдельных участков тепловой сети, а эквивалентная длина определяется суммарной материальной характеристикой сети при эквивалентном диаметре.

Выше показана принципиальная возможность сведения сети сложной конфигурации к одному эквивалентному участку, который, в первом приближении, можно применять при расчетах тепловых потерь через изоляцию трубопроводов и с сетевой водой, а также потерь сетевой воды.

В приведенных формулах тепловые потери предполагалось учитывать поверхностью трубопроводов, что является лишь допущением и для практического применения возможностей эквивалентирования необходимо использование более точных выражений для расчета тепловых потерь тепловых сетей.

Будем считать, что среднегодовая величина тепловых потерь через изоляцию ($Q_{\Sigma}^{сг\text{тп}}$) может быть определена как:

$$Q_{\Sigma}^{сг\text{тп}} = \sum(q_i * l_i), \text{ Гкал/ч} \quad (\text{МВт}) \quad (11)$$

где: q_i – удельные тепловые потери, определяемые по различным нормативным документам для проектирования тепловой изоляции, ккал/(ч*м) или Вт/м.

Величина линейных по протяженности трубопроводов тепловых потерь q может быть представлена в виде линейной зависимости от диаметра трубопроводов, различной для разных типов прокладок трубопроводов. В качестве иллюстрации этого факта на рис. 1, 2 и 3 приведены графики зависимости удельных тепловых потерь в соответствии с СНиП 41-03-2003 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов» для различных типов прокладок для температурного графика 150/70 °С, при котором температуры в подающей и обратной

линиях в СНиП составляют соответственно 90 и 50 °С. На этих же рисунках приведены результаты линейризации указанных зависимостей, проведенной по методу наименьших квадратов с указанием величины наибольшего квадратичного отклонения.

Как следует из приведенных рисунков зависимость линейных тепловых потерь трубопроводов (линейных плотностей тепловых потоков) от диаметров с высокой степенью точности может быть аппроксимирована прямыми линиями вида $q = aD + b$.

Аналогичные зависимости имеют место при определении линейной плотности тепловых потоков, принимаемых в соответствии с другими, более ранними СНиП.

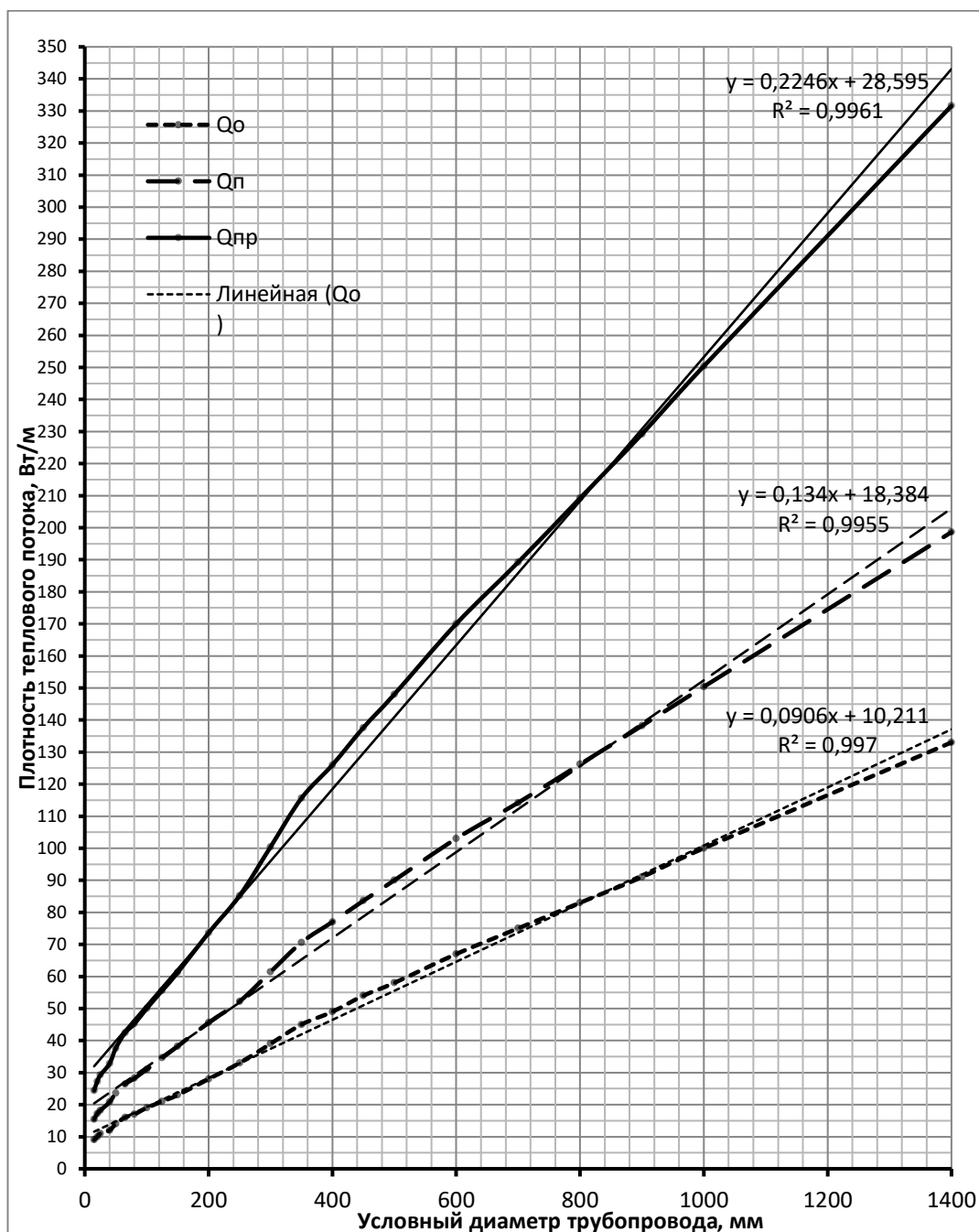


Рисунок 1. Плотности тепловых потоков для линейной части трубопроводов при надземной прокладке

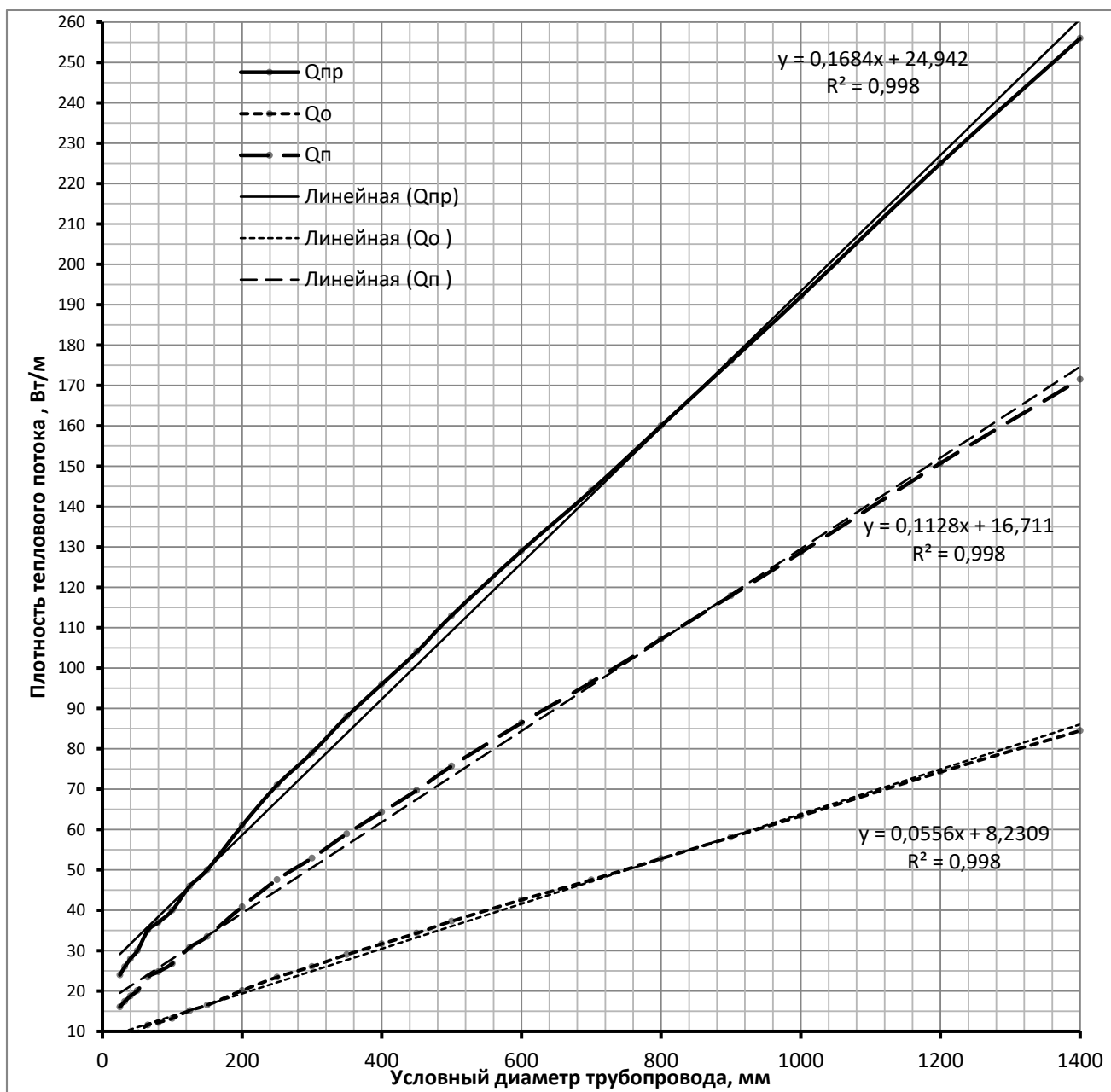


Рисунок 2. Плотности тепловых потоков для линейной части трубопроводов при прокладках в непроходных каналах

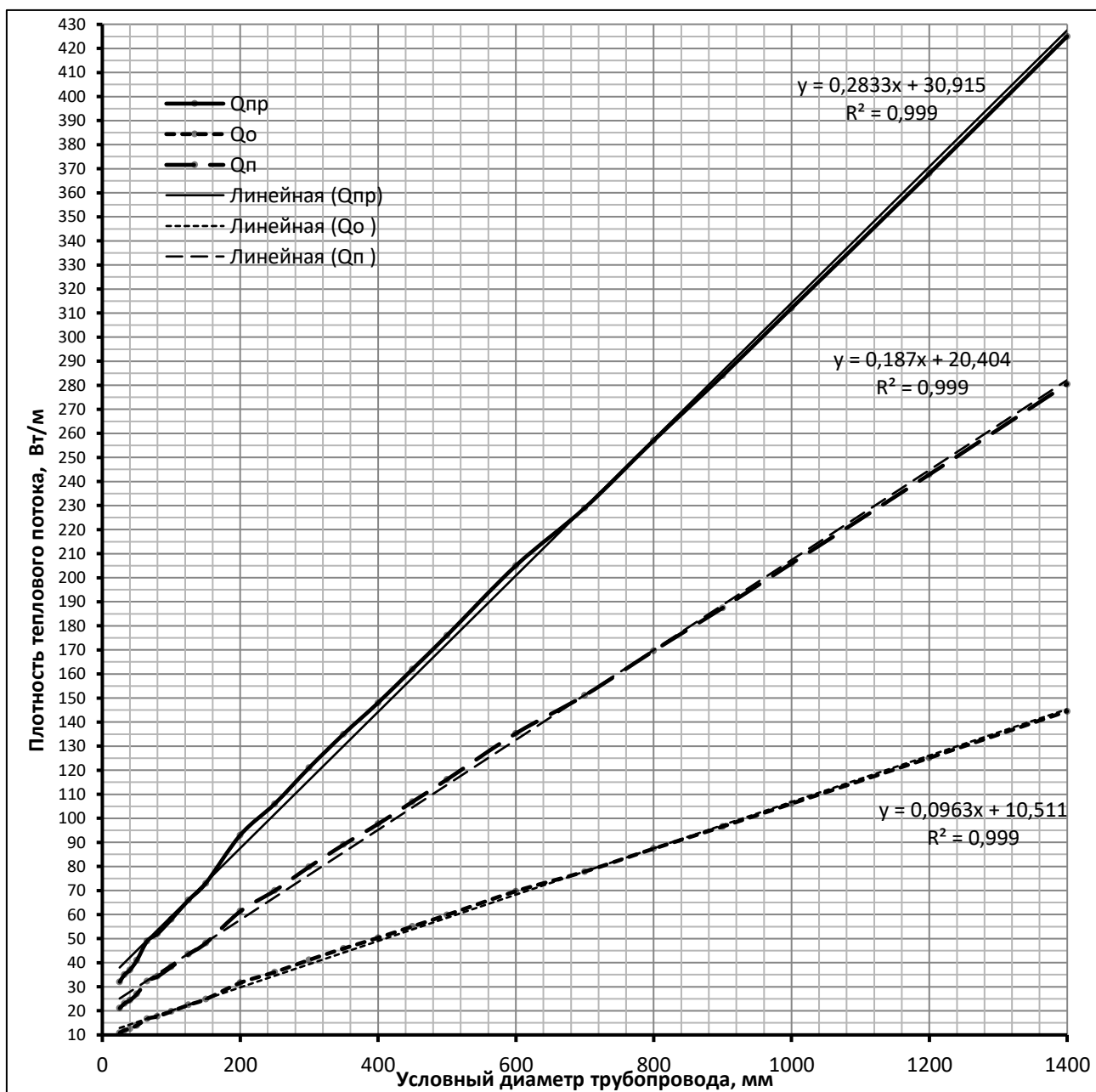


Рисунок 3. Плотности тепловых потоков для линейной части трубопроводов при бесканальной прокладке

С учетом этого обстоятельства изменение линейной плотности тепловых потоков для каждого диаметра при известном типе прокладки может быть представлено в виде:

$$q_i = a \cdot d_i + b \quad (12)$$

В этой формуле расчетные коэффициенты a и b имеют размерности: $[a] = \text{Вт/м}^2$ и $[b] = \text{Вт/м}$.

Тогда при одном типе прокладки (непроходном канале) для всех диаметров, входящих в состав тепловых сетей, среднегодовая величина тепловых потерь может быть представлена в виде:

$$Q_{г,тп} = a \cdot \sum(d_i \cdot l_i) + b \cdot \sum(l_i), \text{ Вт.} \quad (13)$$

где: l_i – длина i -ого участка по подающей или обратной линиям.

В современных тепловых сетях, как правило, имеется весь спектр типов прокладок: надземная, подземная бесканальная и в непроходных каналах, а также в туннелях и

подвальных помещениях. Ситуация осложняется еще и тем обстоятельством, что одновременно в эксплуатации находятся участки тепловых сетей с различными сроками эксплуатации, проектирование тепловой изоляции которых производилось в соответствии с различными нормативными документами. Поэтому применение выражения (13) требует более подробного анализа.

Для всего спектра типов прокладок трубопроводов в тепловых сетях выражение (13) может быть представлено в виде:

$$Q_{\text{гтп}}^{\text{ср}} = \sum(a_i * d_i * l_{di}) + \sum(b_i * l_{di}). \quad (14)$$

На основании последнего выражения могут быть предложены формулы для расчета усредненной величины тепловых потерь, основывающиеся на определении средних показателей в формуле для их расчета:

$$a_{\text{с}} = \sum(a_i * d_i * l_{di}) / \sum(d_i * l_{di}) = \sum(a_i * M_{di}) / M_{\text{дс}}, \quad (15)$$

$$b_{\text{с}} = \sum(b_i * l_{di}) / \sum(l_{di}). \quad (16)$$

С учетом последнего, выражение (13) может быть представлено в виде:

$$Q_{\text{гтп}}^{\text{ср}} = a_{\text{с}} * \sum(d_i * l_{di}) + b_{\text{с}} * L_{\text{д}}. \quad (17)$$

где: $L_{\text{д}}$ – суммарная протяженность трубопроводов по подающей или обратной линии.

С учетом выражения (17) можно составить систему из 2-х уравнений, отражающих уровень тепловых потерь и объем трубопроводов тепловых сетей, характеризующий величину потерь сетевой воды:

$$Q_{\text{гтп}}^{\text{ср}} = a_{\text{с}} * \sum(d_i * l_{di}) + b_{\text{с}} * L_{\text{д}}, \quad (18)$$

$$V_{\text{с}} = \pi/4 * \sum(d_i^2 * l_i). \quad (19)$$

Тогда, переходя к эквивалентным характеристикам, можно записать:

$$Q_{\text{гтп}}^{\text{ср}} = a_{\text{с}} * D_{\text{э}} * L_{\text{э}} + b_{\text{с}} * L_{\text{д}}, \quad (20)$$

$$V_{\text{с}} = \pi/2 * D_{\text{э}}^2 * L_{\text{э}}. \quad (21)$$

где: $L_{\text{э}}$ – эквивалентная протяженность трубопроводов по одной из линий.

Или, с учетом формул (18) и (19), получим:

$$D_{\text{э}} * L_{\text{э}} = \sum(d_i * l_{di}), \quad (22)$$

$$D_{\text{э}}^2 * L_{\text{э}} = \sum(d_i^2 * l_{di}). \quad (23)$$

Из вышеприведенной системы уравнений можно получить следующие выражения для определения эквивалентных геометрических характеристик тепловой сети:

$$D_{\text{э}} = \sum(d_i^2 * l_{di}) / \sum(d_i * l_{di}), \quad (24)$$

$$L_{\text{э}} = (\sum(d_i * l_{di}))^2 / \sum(d_i^2 * l_{di}), \quad (25)$$

что соответствует полученным выше формулам (5) и (6).

В соответствии с изложенным, выражения (20) и (21) полностью характеризуют потери и затраты тепла и воды в тепловой сети, основывающиеся на эквивалентных геометрических характеристиках этой сети. При этом тепловые потери через изоляцию трубопроводов, выраженные через эквивалентные характеристики, при любых

температурных условиях можно будет определить по формуле, используемой для пересчетов при подземной прокладке трубопроводов:

$$Q_{\text{ТП и}} = Q_{\text{сг,ТП}} * (T_1 + T_2 - 2 * t_{\text{г}}) / (T_{1\text{сг}} + T_{2\text{сг}} - 2 * t_{\text{сгг}}) \quad (26)$$

где: T_1 , T_2 и $t_{\text{г}}$ – температуры соответственно сетевой воды в подающих и обратных трубопроводах, а также грунта на средней глубине заложения при текущей температуре наружного воздуха, °С;

$T_{1\text{сг}}$, $T_{2\text{сг}}$ и $t_{\text{сгг}}$ – среднегодовые значения указанных выше температур воды и грунта, °С.

Или при использовании выражения $Q_{\text{сг,ТП}}$ для эквивалентных характеристик тепловых сетей величина тепловых потерь при различных условиях может быть определена по формуле:

$$Q_{\text{ТП и}} = (a_{\text{с}} * D_{\text{э}} * L_{\text{э}} + b_{\text{с}} * L_{\text{д}}) * (T_1 + T_2 - 2 * t_{\text{г}}) / (T_{1\text{сг}} + T_{2\text{сг}} - 2 * t_{\text{сгг}}) \quad (27)$$

Потери сетевой воды для этой же тепловой сети определяются по формуле:

$$W_{\text{с}} = \alpha * V_{\text{с}} * z \quad (28)$$

где: α – удельная норма потерь сетевой воды, м³/(м³*ч);

z – продолжительность работы сети в каком-либо периоде.

В соответствии с «Правилами технической эксплуатации электрических станций и сетей РФ» величина α принимается равной 0.25 м³/ч с одного м³ объема сети.

Тепловые потери с потерями сетевой воды при произвольных температурных условиях определяются по формуле:

$$Q_{\text{ТП в}} = \alpha * V_{\text{с}} * \rho * (T_1 * \kappa + T_2 * (1 - \kappa) - t_{\text{х}}). \quad (29)$$

где: ρ – средняя плотность сетевой воды;

κ – доля потерь воды из подающих трубопроводов;

$t_{\text{х}}$ – температура холодного источника в точке подпитки тепловых сетей.

При использовании эквивалентных характеристик потери сетевой воды и тепловые потери с сетевой водой могут быть представлены в виде:

$$W_{\text{с}} = \alpha * (\pi/2 * D_{\text{э}}^2 * L_{\text{э}}) * z, \quad (30)$$

$$Q_{\text{ТП в}} = \alpha * (\pi/2 * D_{\text{э}}^2 * L_{\text{э}}) * \rho * (T_1 * \kappa + T_2 * (1 - \kappa) - t_{\text{х}}). \quad (31)$$

Таким образом, рассмотренные выше потери и затраты при транспортировке при прочих исходных данных могут быть выражены через две геометрические характеристики тепловых сетей: $D_{\text{э}}$ и $L_{\text{э}}$.

Наряду с приведенными выше затратами следует рассмотреть также затраты электроэнергии на перекачку теплоносителя, которые фиксируются на сетевых насосах теплофикационных установок и насосно-перекачивающих станциях тепловых сетей.

$$Э_{\text{п}} = N_{\text{э}} * z, \text{ МДж (Гкал)} \quad (32)$$

где: $N_{\text{э}}$ – мощность насосов, МВт,

z – продолжительность работы насосов с мощностью $N_{\text{э}}$, с.

Электрическая мощность насосов определяется исходя из характеристик насосов по формуле:

$$N_э = (dH_n * G_c) / (367 * \eta_n * \eta_d), \text{ кВт} \quad (33)$$

где: dH_n – развиваемый напор насосов при расходе G_c , м;
 G_c – расход воды через насосы (в тепловой сети), т/ч;
 η_n – КПД насоса;
 η_d – КПД электродвигателя.

При заданных расходах воды эти затраты определяются величиной потерь давления в подогревателях и трубопроводах теплофикационной установки dH_t , в тепловых сетях dH_c и необходимым располагаемым напором на потребителях dH_a :

$$dH_n = dH_t + dH_c + dH_a \quad (34)$$

Величина потерь давления в разветвленных тепловых сетях определяется гидравлическим режимом основной магистрали, в качестве которой следует принимать наиболее протяженную из всех выводов источника тепла. При этом, как правило, известны протяженность этой магистрали и распределение расходов по ее отдельным участкам. Принимая один из существующих гидравлических режимов за расчетный, для него получим следующее равенство для потерь напора в соответствии с формулой (34):

$$dH_{nr} = dH_{tr} + dH_{cr} + dH_{ar} \quad (35)$$

Расчетные потери напора на потребителях фиксированы и должны оставаться неизменными при любом гидравлическом режиме в течение одного и того же периода работы системы теплоснабжения (отопительного, летнего).

Расчетные потери напора на оборудовании станции и в магистрали тепловой сети заданы при расчетном расходе воды. При этом может быть определено гидравлическое сопротивление станционного оборудования, которое можно будет считать в первом приближении неизменным. Величина этого сопротивления определяется по формуле:

$$S_{tr} = dH_{tr} / (G_{cr})^2. \quad (36)$$

Наиболее важной составляющей потерь напора, определяющей затраты электроэнергии на перекачку и их изменение при изменении условий отпуска тепла, являются потери напора в тепловой сети, т.е. $dH_{cr} = dH_{mr}$. Как уже говорилось, эти потери напора определяются гидравлическим режимом основной магистрали.

Будем считать, что в этой магистрали имеет место линейное падение давления по длине трубопровода по всем ее участкам, а потери напора характеризуются показателем устойчивости тепловой сети Y , которая равна отношению располагаемого напора на последнем потребителе к располагаемому напору на теплоисточнике. Показатель устойчивости определяется формулой:

$$Y = dH_{ar} / dH_{ir}, \quad (37)$$

и его величина всегда меньше единицы.

При известной величине показателя устойчивости и заданном располагаемом напоре на наиболее удаленном потребителе могут быть определены располагаемый напор на источнике dH_{ir} , а также расчетные потери напоров в магистральных трубопроводах основной магистрали тепловой сети по формуле:

$$dH_{mr} = dH_{ir} - dH_{ar} = dH_{ar} (1 - Y) / Y. \quad (38)$$

При известных протяженностях участков основной магистрали и расходах воды по этим участкам, осредненный расчетный расход воды в этой магистрали может быть определен по формуле:

$$G_{mp} = \sum (G_{mi} * l_{mi}) / \sum (l_{mi}) = \sum (G_{mi} * l_{mi}) / L_m. \quad (39)$$

где: L_m – протяженность основной магистрали.

С учетом выражений (38) и (39) условное гидравлическое сопротивление трубопроводов основной магистрали может быть определено по формуле:

$$S_{mp} = 0.5 * dH_{mp} / (G_{mp})^2. \quad (40)$$

При этом требуемая мощность насосов при любом произвольном расходе воды в тепловых сетях и условии $S_m = S_{mp}$ может быть определена по формуле, в которой используются приведенные выше выражения составляющих:

$$N_э = ((dH_{ap} + S_{tr} * G_c^2 + 2 * S_m * G_m^2) * G_c) / (367 * \eta_n * \eta_d). \quad (41)$$

Если предположить, что $G_{mp} / G_{cp} = G_m / G_c = idem$, тогда для любого расхода в сети расход воды в магистрали будет определяться по формуле:

$$G_m = G_c * (G_{mp} / G_{cp}) \quad (42)$$

При этом условии формулу (41) можно будет представить в виде:

$$N_э = ((dH_{ap}/G_c^2 + S_{tr} + 2 * S_m * (G_{mp}/G_{cp})^2) * G_c^3) / (367 * \eta_n * \eta_d). \quad (43)$$

При известных значениях расходов воды в сети и сроков продолжительности их стояния, последняя формула может быть использована для расчета затрат электроэнергии при различных вариантах, связанных с изменением режимов отпуска тепла и геометрических характеристик тепловой сети.

Так, в частности может быть решена задача по оптимизации диаметров действующих тепловых сетей. Эта задача для новых тепловых сетей решается на основе расчета R_l (линейного падения давления по длине трубопровода) оптимального, методика которого приведена в [1]. Однако для существующих тепловых сетей указанная методика не применима из-за сравнительно произвольного распределения диаметров по участкам сети.

В рамках предлагаемой методики эта задача сводится к определению оптимального эквивалентного диаметра для действующих условий эксплуатации тепловых сетей. При этом оптимизация проводится только по эксплуатационным затратам без учета капитальных затрат на перекладку трубопроводов.

Суммарная величина эксплуатационных затрат Z_c определяется суммой затрат на тепловую энергию, связанную с потерями тепла Z_t , затратами на потери сетевой воды $Z_{пв}$ и затратами на электроэнергию для перекачки сетевой воды $Z_э$, определяемых в соответствии с формулой:

$$Z_c = Z_t + Z_{пв} + Z_э. \quad (44)$$

Здесь рассматриваются суммарные эксплуатационные затраты по месяцам года, либо по заданной продолжительности стояния температур наружного воздуха. При этом

суммарные годовые затраты с учетом наличия нескольких i -ых периодов определяются по формуле:

$$\sum Z_{ci} = \sum Z_{ti} + \sum Z_{пвi} + \sum Z_{эi}. \quad (45)$$

Оптимальный диаметр определяется исходя из условия минимума величины общих затрат, что соответствует условию равенства нулю производной $d(Z_c)/d(D_э)$. При этом справедливо равенство:

$$d(Z_t)/d(D_э) + d(Z_{пв})/d(D_э) + d(Z_э)/d(D_э) = 0 \quad (46)$$

Затраты, связанные с тепловыми потерями, определяются за каждый i -й период z_i в соответствии с величиной тепловых потерь за этот период:

$$(Q_{тп\ и\ i} + Q_{тп\ в\ i}) * z_i \quad (47)$$

Затраты определяются дополнительным отпуском тепла от источника при фиксированных расходах тепла для потребителей. Они могут быть пересчитаны на количество условного топлива при отпуске тепла от котлов:

$$B_{т\ i} = (Q_{тп\ и\ i} + Q_{тп\ в\ i}) * z_i / (Q^p * \eta_k) \quad (48)$$

При этих условиях и известной стоимости органического топлива $C_{тут}$ затраты на тепло могут быть представлены в виде:

$$Z_{т\ i} = (Q_{тп\ и\ i} + Q_{тп\ в\ i}) * z_i / (Q^p * \eta_k) * C_{тут} \quad (49)$$

где: Q^p – низшая рабочая теплота сгорания условного топлива, Гкал/ч.

С учетом формул (27) и (31) производная от Z_t по $D_э$ для i -ого интервала времени будет составлять:

$$d(Z_{т\ i}) / d(D_э) = (a_c * L_э * A_{т\ i} + 2 * A_{в\ i} * D_э) * z_i / (Q^p * \eta_k) * C_{тут}. \quad (50)$$

В этом выражении для i -ог интервала в соответствии с формулой (27) величина $A_{т\ i}$ будет составлять:

$$A_{т\ i} = (T_{1i} + T_{2i} - 2 * t_{gi}) / (T_{1сг} + T_{2сг} - 2 * t_{гсг}),$$

а в соответствии с формулой (31), величина $A_{в\ i}$ будет составлять:

$$A_{в\ i} = \rho * (T_{1i} * k + T_{2i} * (1-k) - t_{xi}).$$

Тогда суммарная величина $d(Z_t)/d(D_э)$ будет равна:

$$\begin{aligned} d(Z_t)/d(D_э) = \\ = (a_c * L_э * \sum (A_{т\ i} * z_i) + 2 * \sum (A_{в\ i} * z_i * D_э) / (Q^p * \eta_k) * C_{тут} \end{aligned} \quad (51)$$

Затраты, связанные с потерями сетевой воды в тепловой сети за i -ый период времени, будут определяться по формуле:

$$Z_{пв\ i} = \alpha * (\pi/2 * D_э^2 * L_э) * z_i * C_{п} \quad (52)$$

Производная от рассматриваемых затрат по $D_э$ будет составлять:

$$d(Z_{пв\ i}) / d(D_э) = 2 * D_э * A_{п\ i} * z_i * C_{п}. \quad (53)$$

И для суммарных затрат с потерями воды справедливо равенство:

$$d(З_{пв})/d(D_{э}) = 2 * D_{э} * \sum(A_{п i} * z_i) * C_{п}. \quad (54)$$

Существенно сложнее обстоит дело с затратами на перекачку и взаимосвязью гидравлического диаметра основной магистрали с эквивалентным диаметром тепловых сетей и его изменением при анализе.

При имеющихся данных потери напора в основной магистрали могут быть определены по формуле Шифринсона /1/:

$$dH_{мп} / 2 = A * (K_{э})^{0.25} * (G_{мп})^2 * L_{м} * (1+\beta) / (D_{мп})^{5.25} \quad (55)$$

где: A – размерностный коэффициент;

β – доля местных гидравлических потерь.

Из последней формулы может быть определен условный средний диаметр основной магистрали:

$$D_{мп} = (A_1 * (G_{мп})^2 * L_{м} / dH_{мп})^{0.19}. \quad (56)$$

где: A_1 – коэффициент, учитывающий размерности.

На основании /1/ можно сделать вывод об инвариантности соотношения $M * (R_{л})^{0.19}$ для заданной конфигурации основной магистрали и неизменном расходе воды по участкам магистрали. С учетом этого обстоятельства для начального и любого другого состава диаметров можно записать следующее равенство:

$$(M_{мп} / M_{м})^{5.25} = (R_{л} / R_{лр}) \quad (57)$$

где: $M_{мп}$ и $M_{м}$ – материальные характеристики основной магистрали при начальных условиях и при других диаметрах участков трубопроводов;

$R_{л}$ и $R_{лр}$ – линейные падения давления по длине основной магистрали при измененных диаметрах и при расчетном режиме.

Если представить отношение линейных падений давления в виде:

$$R_{л} / R_{лр} = (dH_{м} / dH_{мп})$$

где: $dH_{м}$ – потери давления в основной магистрали при измененных диаметрах, и отношение материальных характеристик в виде:

$$M_{мп} / M_{м} = D_{мп} / D_{м}$$

где: $D_{м}$ – средний измененный диаметр основной магистрали,

то потери напора в основной магистрали при расчетных расходах могут быть определены из формулы:

$$dH_{мс} = dH_{мп} * (D_{мп} / D_{м})^{5.25}. \quad (58)$$

Для связи среднего диаметра основной магистрали с эквивалентным диаметром тепловой сети будем предполагать справедливость соотношения:

$$D_{м} / L_{м} = D_{э} / L_{э}.$$

Тогда потери напора при изменении диаметра будут определяться в зависимости от величины эквивалентного диаметра в соответствии с формулой:

$$dH_{мс} = dH_{мп} * ((D_{мп} * L_{э}) / (D_{э} * L_{м}))^{5.25} \quad (59)$$

При этом величина условного гидравлического сопротивления основной магистрали в зависимости от $D_э$ может быть представлена в виде:

$$S_m = S_{mp} * ((D_{mp} * L_э) / (D_э * L_m))^{5.25}. \quad (60)$$

С учетом полученных соотношений величина требуемой мощности насосов с учетом выражения для S_m может быть определена из формулы:

$$N_э = ((d_{Нар}/G_c^2 + S_{tr} + 2 * S_{mp} * ((D_{mp} * L_э) / (D_э * L_m))^{5.25} * (G_{mp}/G_{cp})^2) * G_c^3) / (367 * \eta_n * \eta_d). \quad (61)$$

Величина затрат на электроэнергию определяется изменением величины собственных нужд источника тепла, связанной с изменением требуемой мощности сетевых насосов, и может быть определена для i -ого интервала времени как:

$$Z_э i = N_э i * z_i * C_э. \quad (62)$$

где: $C_э$ – стоимость электроэнергии или себестоимость отпуска электроэнергии на ТЭЦ.

При этих условиях производная $d(Z_э) / d(D_э)$ при нескольких интервалах времени может быть представлена в виде:

$$\begin{aligned} d(Z_э) / d(D_э) &= C_э * \sum [d(N_i)/d(D_э) * z_i] = \\ &= -[10.5 * S_{mp} * (D_{mp} * L_э / L_m)^{5.25} * (G_{mp}/G_{cp})^2 / (D_э)^{6.25} * \sum ((G_{ci})^3 * z_i)] / (367 * \eta_n * \eta_d) = \\ &= A_э / (D_э)^{6.25} \end{aligned} \quad (63)$$

где: $A_э$ – независимый от $D_э$ коэффициент.

Исходя из приведенных формул для производной по затратам может быть записано выражение:

$$\begin{aligned} d(Z)/d(D_э) &= \\ &= (a_c * L_э * \sum (A_{ti} * z_i) + 2 * \sum (A_{vi} * z_i) * D_э) / (Q^p * \eta_k) * C_{тут} + \\ &+ 2 * D_э * \sum (A_{pi} * z_i) * C_{п} + A_э / (D_э)^{6.25} \end{aligned} \quad (64)$$

Приравняв приведенное соотношение к нулю и численно решив уравнение относительно $D_э$, получим оптимальное по эксплуатационным условиям значение эквивалентного диаметра $D_эо$, позволяющее обеспечить минимум затрат на транспорт теплоносителя в тепловых сетях при заданных: величине и распределении тепловой нагрузки, структуре и конфигурации тепловой сети, а также при заданном температурном графике тепловой сети.

Следует отметить, что при заданной конфигурации трубопроводов тепловых сетей и их структуре по типам прокладок величина минимума затрат зависит от величины присоединенной тепловой нагрузки потребителей, поскольку эта нагрузка для заданного температурного графика определяет расход воды в сети и затраты на перекачку. С этой точки зрения следует говорить об оптимальных диаметрах трубопроводов для заданной нагрузки при принятой топологии тепловой сети.

Для практической реализации полученного решения необходимо определить условия пересчета диаметра каждого участка тепловой сети с учетом нового эквивалентного значения.

Для получения таких условий можно воспользоваться равенством:

$$D_э * L_э = \sum (d_i * l_i). \quad (65)$$

Исходя из последнего, можно записать:

$$L_{\Sigma} = \sum [l_i * (d_i / D_{\Sigma})] = \sum (l_{\Sigma i}) \quad (66)$$

где: $l_{\Sigma i} = l_i * (d_i / D_{\Sigma})$ – эквивалентная длина i -ого участка.

Предполагая, что суммарная эквивалентная длина сети и каждого участка остается неизменной, то при неизменной протяженности участков можно получить формулу для определения оптимального диаметра d_{oi} каждого i -го участка тепловой сети, которая имеет следующий вид:

$$d_{oi} = d_i * (D_{\Sigma o} / D_{\Sigma}). \quad (67)$$

В соответствии с последней формулой могут быть пересчитаны диаметры всех участков тепловой сети, что позволит получить минимальные затраты при транспортировке.

Следует отметить, что разовое изменение диаметров тепловых сетей в существующих условиях является невыполнимой задачей. Перекладка трубопроводов в действительности производится по иным соображениям, поэтому при расчете оптимума затрат величина инвестиций не учитывалась. Однако при проведении перекладок целесообразно определять диаметры трубопроводов исходя из рассчитанных оптимальных значений. Это позволит со временем получить тепловую сеть близкую к наилучшей показателям по транспортным затратам.

4. Пример оптимизации диаметров тепловых сетей

Значение $D_{\Sigma o}$ можно получить из решения уравнения (64). Однако при этом пропадает возможность оценки величины отдельных составляющих затрат и степени их влияния на полученный результат.

Для повышения качества анализа целесообразно проводить расчеты всех составляющих годовых затрат в зависимости от величины эквивалентного диаметра. Такие расчеты, как уже отмечалось, могут быть выполнены как по среднемесячным показателям в течение года, так и по известной для каждого региона продолжительности стояния температур наружного воздуха.

В качестве примера применения методики и расчета оптимального эквивалентного диаметра реальной тепловой сети проведены расчеты для тепловых сетей одного из эксплуатационных районов тепловых сетей г. Москвы. Расчеты проводились по среднемесячным температурам наружного воздуха и сетевой воды.

При этом принимались реальные исходные данные по тепловым нагрузкам, конфигурации участков, типам прокладок и тепловой нагрузке.

Расчетная тепловая нагрузка присоединенных к тепловым сетям потребителей по данным района в соответствии с договорами потребителей, по договорам составляет 3060,28 Гкал/ч, в том числе:

- расчетная нагрузка отопления $Q_{o.P} = 1479,1$ Гкал/ч;
- расчетная нагрузка вентиляции $Q_{в.P} = 1129,0$ Гкал/ч;
- средняя нагрузка г.в.с. $Q_{гвс.ср} = 452,21$ Гкал/ч.

Суммарная нагрузка отопления и вентиляции составляет 2608,07 Гкал/ч.

Тепловая сеть по присоединению нагрузки горячего водоснабжения – закрытая.

В тепловой сети принят температурный график 150/70°C со срезкой на 130°C при температуре наружного воздуха -18°C. Температурный график приведен на рисунке 4.

Характерная расчетная температура наружного воздуха для присоединенных систем отопления и вентиляции -26°C .

Данные по среднемесячным температурам наружного воздуха, грунта на средней глубине заложения осей трубопроводов и температурам сетевой воды по месяцам года приведены в таблице 1

Данные по протяженности трубопроводов различных диаметров с разбивкой по типам прокладок и срокам ввода участков в эксплуатацию приведены в таблице 2.

Таблица 1

Среднемесячные исходные данные для рассматриваемой системы теплоснабжения

Месяц	Температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$	Температура грунта, $^{\circ}\text{C}$	Температура в подающей линии, $^{\circ}\text{C}$	Температура в обратной линии, $^{\circ}\text{C}$	Время работы Z, час
Январь	-5,2	3,7	97,60	49,92	744
Февраль	-6,4	3,1	100,80	51,24	672
Март	-1,5	2,7	88,50	45,75	744
Апрель	6,9	2,6	72,00	41,30	720
Май	13,2	5,6	72,00	41,30	744
Июнь	15,7	8,5	72,00	41,30	720
Июль	20,9	11,1	72,00	41,30	744
Август	17,4	12,5	72,00	41,30	744
Сентябрь	12,2	11,8	72,00	41,30	720
Октябрь	5,0	9,4	72,00	41,30	744
Ноябрь	-0,3	6,5	85,60	44,43	720
Декабрь	-6,5	4,7	101,00	51,35	744

Как следует из таблицы 2, суммарная протяженность тепловой сети в двухтрубном исчислении составляет 275 800 м.

Суммарный объем 260 015 м³.

При этих условиях средний по объему диаметр трубопроводов равен 775 мм.

При определении гидравлических характеристик протяженность основной магистрали принята равной $L_m = 10\,000$ м.

Располагаемый напор у последнего потребителя при расчетном гидравлическом режиме основной магистрали составлял 20 м.

На основании пьезометрического графика основной магистрали в расчетном режиме устойчивость сети составила 0.2.

При этих условиях эквивалентный гидравлический диаметр $D_m = 820$ мм.

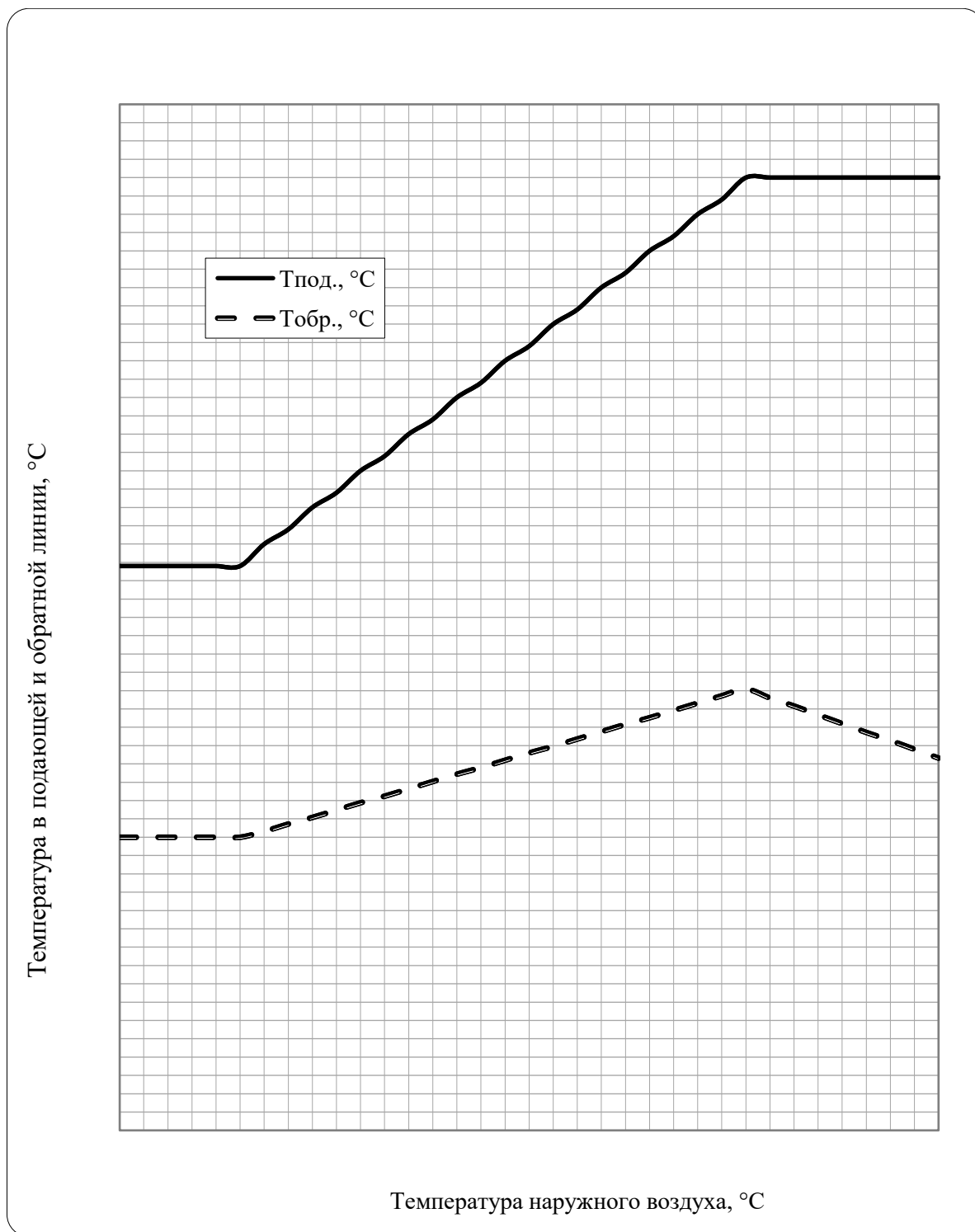


Рисунок 4. Утверждённый температурный график тепловых сетей

Таблица 2

Протяженность трубопроводов по диаметрам тепловых сетей

Тип прокладки	Период ввода в эксплуатацию	Условный диаметр трубопровода (мм) / длина (м)																								сумма	
		15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000	1200		1400
прокладка надземная	до 1990 г.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	893,0	0,0	2553,0	160,0	0,0	3606,0
	с 1991 по 1998 гт.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	91,0	60,0	1419,0	0,0	962,0	0,0	1168,0	0,0	300,0	67,0	0,0	726,0	0,0	0,0	4793,0
	с 1999 по 2003 гт.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	84,0	0,0	0,0	300,0	78,0	632,0	0,0	1573,0	0,0	42,0	0,0	0,0	44,0	0,0	0,0	0,0	0,0	2753,0
	с 2004 г.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	7144,0	7144,0
Сумма		0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	84,0	0,0	0,0	391,0	138,0	2051,0	0,0	2535,0	0,0	1210,0	0,0	300,0	1004,0	0,0	3279,0	160,0	7144,0	18296,0
прокладка в непроходных каналах	до 1990 г.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	1362,0	1314,0	0,0	0,0	4753,0	0,0	9245,0	4059,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	20733,0
	с 1991 по 1998 гт.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	67,0	0,0	0,0	804,0	0,0	1139,0	3680,0	5544,0	17334,0	0,0	21952,0	0,0	8099,0	9227,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	67846,0
	с 1999 по 2003 гт.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	44,0	0,0	0,0	536,0	0,0	0,0	1480,0	4193,0	8019,0	0,0	18284,0	0,0	6928,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	39484,0
	с 2004 г.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Сумма		0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	111,0	0,0	0,0	1340,0	0,0	1139,0	6522,0	11051,0	25353,0	0,0	44989,0	0,0	24272,0	13286,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	128063,0
прокладка по подвалам зданий	до 1990 г.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	с 1991 по 1998 гт.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	12,0	120,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	132,0
	с 1999 по 2003 гт.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	с 2004 г.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Сумма		0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	12,0	120,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	132,0
проходн. или полупрох. Каналы	до 1990 г.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	1060,0	4832,0	11690,0	2203,0	14228,0	27349,0	0,0	61362,0
	с 1991 по 1998 гт.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	567,0	0,0	288,0	1090,0	1040,0	240,0	0,0	9262,0	0,0	0,0	12487,0
	с 1999 по 2003 гт.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	с 2004 г.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	19390,0	19390,0
Сумма		0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	567,0	0,0	288,0	2150,0	5872,0	11930,0	2203,0	23490,0	27349,0	19390,0	93239,0
прокладка бесканальная	до 1990 г.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	с 1991 по 1998 гт.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	496,0	309,0	372,0	0,0	1408,0	0,0	922,0	2893,0	0,0	464,0	0,0	0,0	0,0	0,0	6864,0
	с 1999 по 2003 гт.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	13,0	0,0	0,0	160,0	0,0	199,0	1251,0	709,0	1595,0	0,0	2283,0	0,0	8443,0	14244,0	0,0	309,0	0,0	0,0	0,0	0,0	29206,0
	с 2004 г.	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Сумма		0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	13,0	0,0	0,0	160,0	0,0	199,0	1747,0	1018,0	1967,0	0,0	3691,0	0,0	9365,0	17137,0	0,0	773,0	0,0	0,0	0,0	0,0	36070,0
Сумма по всем документам		0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	124,0	0,0	0,0	1584,0	0,0	1350,0	8780,0	12207,0	29371,0	0,0	51782,0	0,0	35135,0	32573,0	6172,0	13707,0	2203,0	26769,0	27509,0	26534,0	275800,0
Суммарный объем, м3		0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,5	0,0	0,0	24,9	0,0	47,7	590,7	1285,6	4402,9	0,0	13934,1	0,0	14573,6	19279,4	4775,3	13772,8	2801,6	42027,3	61778,4	80719,9	260014,6
Материальная характеристика, м2		0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	14,1	0,0	0,0	342,1	0,0	429,3	3845,6	6665,0	19091,2	0,0	44118,3	0,0	37243,1	41042,0	8887,7	22479,5	4053,5	54608,8	67122,0	75356,6	385298,7

В результате проведённого для рассматриваемого района эквивалентирования по разработанной методике были получены следующие значения эквивалентных параметров:

- эквивалентный диаметр $D_{\text{э}} = 839$ мм;
- эквивалентная длина $L_{\text{э}} = 235\,445$ м (в двухтрубном исчислении).

Для рассматриваемой сети были проведены расчеты по определению затрат при транспортировке в зависимости от эквивалентного диаметра сети.

Суммарные годовые затраты определяются как сумма годовых затрат на потери тепловой энергии через изоляцию трубопроводов, потери теплоты с утечками сетевой воды и годовых затрат электроэнергии на перекачку.

$$Z_{\text{сум}} = (Z_{\text{тп и}} + Z_{\text{тп в}} + Z_{\text{э}}) / 10^6, \text{ млн.руб./год} \quad (68)$$

При этом затраты на тепловую энергию определялись для каждого месяца следующим образом.

Затраты на теплоту, теряемую через изоляцию трубопроводов:

$$Z_{\text{тп и}} = Q_{\text{тп и}} z_i / (\eta_{\text{пр}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}) \cdot C_{\text{т}}, \text{ руб./мес.}, \quad (69)$$

где: $Q_{\text{тп и}}$, Гкал/ч – среднемесячная мощность тепловых потерь через изоляцию трубопроводов для i -го месяца, определяемая по формуле (27) на основании определенных ранее $D_{\text{э}}$ и $L_{\text{э}}$ при известных среднемесячных значениях температур T_1 , T_2 и $t_{\text{гр}}$ для рассматриваемого месяца;

z_i , ч – продолжительность работы системы теплоснабжения в рассматриваемом режиме (отопительный, летний) в течение i -го месяца;

$\eta_{\text{пр}} = 0,96$ – КПД производства тепловой энергии на источнике (ТЭЦ);

$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 7$ Гкал/тут – теплотворная способность условного топлива;

$C_{\text{т}} = 3000$ руб./тут – средняя по Москве стоимость газового топлива в пересчете на условное.

Затраты на теплоту, теряемую с потерями сетевой воды, руб./мес.:

$$Z_{\text{тп в}} = Q_{\text{тп в}} / \eta_{\text{пр}} / Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot C_{\text{т}}, \quad (70)$$

где: $Q_{\text{тп в}}$, Гкал – месячные потери теплоты с утечками сетевой воды, определяемые по формуле (31) на основании определенных ранее $D_{\text{э}}$ и $L_{\text{э}}$ при известных среднемесячных значениях температур T_1 , T_2 для рассматриваемого месяца.

Затраты на электроэнергию, расходуемую на работу сетевых насосов, руб./мес.:

$$Z_{\text{э}} = N_{\text{э}} \cdot C_{\text{э}}, \quad (71)$$

где $N_{\text{э}}$, кВт*ч – значение затрат электроэнергии на работу сетевых насосов; определяется по формуле (33);

$C_{\text{э}} = 1.0$ руб./кВт*ч – себестоимость отпуска электроэнергии для условий работы ТЭЦ.

Величина $dH_{\text{н}}$ в (33) определялась по формуле (34), в которой $dH_{\text{с}}$ – суммарные потери напора в теплосети, - определялись следующим образом:

$$dH_{\text{с}} = 2 \cdot dH_{\text{с}}', \quad (72)$$

где: $dH_{\text{с}}'$ – потери напора, осреднённые по подающему и обратному трубопроводам (потери напора, рассчитанные при протяженности сети в двухтрубном исчислении при среднеарифметических между подающим и обратным трубопроводами среднемесячных значениях температуры сетевой воды и расхода).

Значение потерь напора $dH_{\text{с}}'$ определяется по формуле:

$$dH_{с'} = 0,812 * 0,11 * ((K_{э} / D_{м} + 17 * \pi * D_{м} * \rho_{ср} * \nu_{ср} / (G_{мр\text{ ср.м.}} / 2 / 3,6))^{0,25} * L_{м} * (G_{мр\text{ ср.м.}} / 2 / 3,6)^2 / (D_{м}^5 * \rho_{ср}) , \quad (73)$$

где: $\rho_{ср}$, $\nu_{ср}$ – взятые при среднеарифметических между подающим и обратным трубопроводами среднемесячных значениях температуры сетевой воды значения плотности и кинематической вязкости воды соответственно;

$G_{мр\text{ ср.м.}}$ – расчётный среднемесячный по основной магистрали расход сетевой воды.

Все значения рассчитываются на основании среднемесячных исходных данных для i -го месяца.

Затраты за год определялись суммированием месячных затрат по всем составляющим.

График зависимости годовых затрат в сумме и по различным составляющим приведен на рисунке 5.

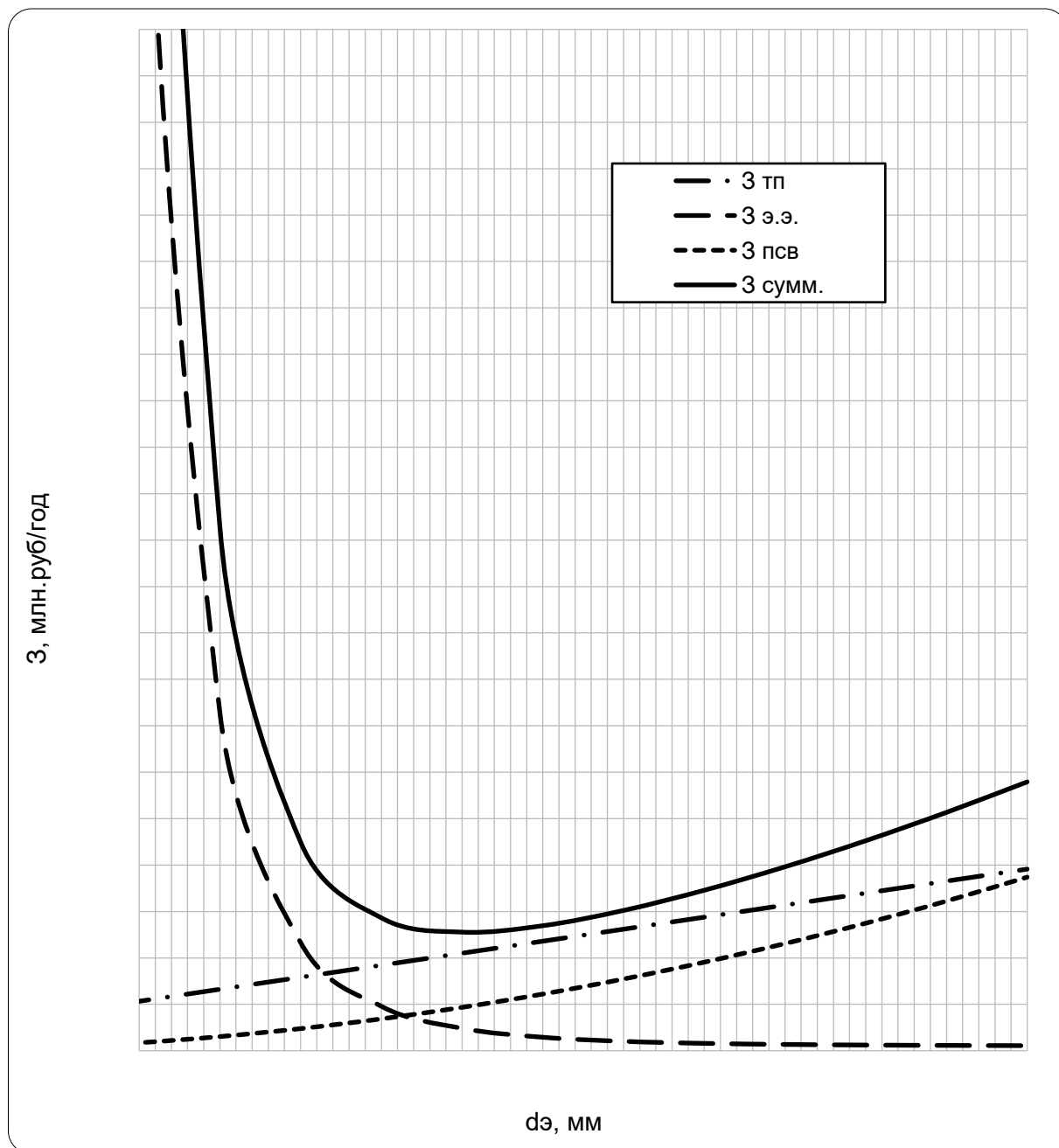


Рисунок 5. Зависимость годовых затрат от эквивалентного диаметра

Как следует из рисунка 5, величина тепловых потерь через изоляцию трубопроводов и с сетевой водой при увеличении диаметра возрастает, а затраты на перекачку сетевой воды снижаются по обратно-пропорциональной зависимости. В результате этого функция

зависимости суммарных затрат от диаметра имеет выраженный минимум, который соответствует диапазону 680-740 мм.

В соответствии с этим, величина оптимального эквивалентного диаметра может быть принята равной $D_{э оп} = 710$ мм.

Из сопоставления с начальным значением $D_{э} = 840$ мм следует, что при заданной конфигурации тепловой сети и присоединенной тепловой нагрузке для обеспечения минимальных затрат на транспортировку диаметры трубопроводов следует снизить в среднем на 25%.

При этом годовая величина эксплуатационных затрат снизится с 280 млн руб. до минимальных 260 млн руб., или примерно на 8%.

Этот результат следует учитывать при планировании и проведении ежегодных перекладок трубопроводов тепловых сетей.

5. Выводы

1. Расчеты по оптимизации транспорта тепловой энергии, выбору рациональных теплогидравлических режимов тепловых сетей и оптимальных диаметров трубопроводов при использовании существующих методик требуют проведения трудоемких расчетов, обусловленных сложной конфигурацией сетей и различными характеристиками трубопроводов на различных участках.

2. Предлагаемый способ эквивалентирования геометрических характеристик тепловых сетей (длин и диаметров) позволяет значительно упростить расчеты по оптимизации и проводить их в аналитическом виде, находя наиболее точно то или иное оптимальное решение.

3. Как показывают проведенные расчеты, для любой заданной конфигурации (топологии) тепловых сетей с известным распределением нагрузок потребителей могут быть определены оптимальные диаметры, обеспечивающие наименьшие затраты на транспортировку при принятом температурном графике тепловых сетей.

Список литературы

1. Е. Я. Соколов, Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. – 6-е изд., перераб. – М.: Издательство «МЭИ», 1999.

ISBN 978-5-905858-69-7



9 785905 858697 >