

## **ВЛИЯНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ГРУНТА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ С ГРУНТОВЫМ ТЕПЛООБМЕННИКОМ**

При проектировании систем тепло- и хладоснабжения с применением тепловых насосов необходим комплексный подход, согласно которому система низкопотенциальный источник тепла – тепловой насос – потребитель рассматривается как единое целое. Особенно это относится к теплонасосным установкам (ТНУ), использующим низкопотенциальную теплоту грунта. На тепловое состояние теплоносителя, протекающего по трубам грунтового теплообменника (ГТ), непосредственное влияние оказывает содержащий его массив грунта (МГ), который выступает как тепловой аккумулятор практически неограниченной емкости, подогревая или охлаждая теплоноситель. Вместе с тем протекание теплоносителя с температурой, отличной от температуры грунта, оказывает обратное тепловое воздействие на МГ, приводящее к изменению температуры последнего в непосредственной близости от проложенных труб.

Поскольку в настоящее время не существует стандартных теплообменников для извлечения теплоты из грунта, то такие системы должны проектироваться для каждого конкретного объекта отдельно. При этом важен учет множества факторов, таких как почвенно-климатические условия строительства, характер изменения тепловых нагрузок в объекте, суточное и годовое изменение температур в грунтовом массиве в течение эксплуатации системы теплосбора и многое другое. Поэтому одним из ключевых моментов для выбора рациональных параметров эксплуатации системы теплосбора с массива грунта является расчет его нестационарного теплового режима.

Целью настоящей работы является создание математической модели, описывающей тепловые процессы в массиве грунта с расположенным в нем теплообменником, которая учитывает взаимосвязанное тепловое влияние различных участков трубы, а также зависимость теплофизических свойств массива грунта от температуры. Математическая модель должна быть универсальна и пригодна для грунтовых теплообменников как горизонтального, так и вертикального типа.

Изменение температурного поля грунта во времени, а соответственно, и переменный тепловой режим работы системы теплосбора приводит к изменению термодинамических режимов работы теплонасосной установки и системы отопления. В связи с этим, для определения характеристик теплонасосной установки (ТНУ) при работе в различных режимах, представляется целесообразной разработка термодинамической модели ТНУ.

Как уже отмечалось, в системе ГТ – МГ присутствует взаимное тепловое влияние, поэтому при моделировании тепловых процессов её следует описывать единой математической моделью. Это обстоятельство приводит к необходимости одновременного рассмотрения и поля температур в МГ и изменения температуры хладоносителя по мере его продвижения в ГТ, то есть задачу необходимо рассматривать в сопряженной постановке.

Формирование теплового режима МГ происходит под влиянием трех факторов. Первым фактором являются погодноклиматические условия (температура воздуха, ветер, атмосферные осадки, солнечная радиация), вторым – поток теплоты из недр Земли, а третьим – тепловое воздействие от ГТ. Грунт поверхностных слоев земли подвержен четко выраженным сезонным и суточным колебаниям в результате изменения температуры наружного воздуха и интенсивности солнечной радиации. Глубина проникновения влияния погодноклиматических условий, как правило, составляет от 10 до 15 м. На глубине около 10 м для большей части Европы температура грунта фактически равна среднегодовой температуре наружного воздуха. Ниже этой глубины тепловой режим массива грунта формируется за счет притока глубинной теплоты, который определяется геотермическим градиентом, составляющим в среднем 1°С на 30 м.

Следует отметить, что с точки зрения теплофизики грунт является довольно сложной системой. Во-первых, он состоит из множества мелких твердых частиц различной формы, размера и природы. Во-вторых, поры этого скелета заполнены подвижной средой (как правило, влажный воздух и минерализованная вода), которая в зависимости от температуры может менять свое агрегатное состояние. В-третьих, под действием капиллярных, гравитационных сил, а также в результате течения подземных грунтовых вод может происходить движение этой среды

относительно грунта, в которое могут также вовлекаться отдельные частицы скелета. Детальное описание всех этих факторов в математической модели довольно затруднительно. Вместе с тем, принимая во внимание, что размеры зерен скелета и пор незначительны по сравнению с геометрическими характеристиками ГТ, грунт можно рассматривать как однородное твердое тело с осредненными теплофизическими свойствами [1], которые интегрально учитывают эти физические явления. Такой подход успешно зарекомендовал себя на практике для проектирования и расчетных исследований грунтовых теплообменников [2–5].

Для математического моделирования теплофизических процессов в ГТ и МГ рассмотрим пространственную область  $\Omega$  в грунте, границы которой отстоят от ГТ на таком достаточно большом расстоянии, где не наблюдается теплового воздействия ГТ на грунт. Как правило тепловое влияние ГТ распространяется вплоть до поверхности земли. В этом случае в качестве верхней границы области  $\Omega$  будем принимать поверхность земли. В пространственной области  $\Omega$  для моделирования системы МГ–ГТ удобно рассматривать декартову или цилиндрическую системы координат. Будем считать, что в обоих этих случаях ось  $z$  направлена перпендикулярно поверхности земли вниз, и координата  $z=0$  соответствует поверхности земли. В случае декартовой системы координат оси  $x$  и  $y$  направлены параллельно поверхности земли, а в случае цилиндрической системы координат  $x$  и  $y$  – это угловая и радиальная координаты.

Поскольку диаметр труб ГТ намного меньше его геометрических размеров и размеров рассматриваемого МГ, то в качестве их модели будем рассматривать линейные источники (стоки) тепла [2]. Тогда в пространственной области  $\Omega$  тепловые процессы можно описать уравнением теплопроводности

$$c\rho \frac{\partial T}{\partial \tau} = \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) + q_v, \quad (1)$$

где  $T = T(\tau, x, y, z)$  – температура МГ;  
 $c$  – удельная теплоёмкость грунта;

$\rho$  – его плотность;

$\lambda$  – теплопроводность грунта, которую необходимо рассматривать как скалярную величину в случае тепловой изотропности грунта или как тензор в случае его анизотропности;

$q_v$  – удельная (отнесенная к единице объема) мощность внутренних источников (стоков) теплоты, которая стремится к бесконечности в точках расположения линейного источника и равна 0 в остальных точках МГ.

В качестве начальных условий возьмем распределение температуры в грунте, который не подвергается тепловому влиянию ГТ:

$$T|_{\tau=0} = T_0(x, y, z) = T_n(0, x, y, z), \quad (2)$$

где  $T_n(\tau, x, y, z)$  – невозмущенная температура грунта при отсутствии теплового влияния ГТ.

Граничные условия для рассматриваемого МГ можно записать в виде:

$$T|_{\Gamma} = T_n(\tau, x, y, z), (x, y, z) \in \Gamma, \quad (3)$$

где  $\Gamma$  – часть границы области

$\Omega$ , не совпадающая с поверхностью земли.

Обычно невозмущенная температура грунта зависит только от глубины и времени, то есть в выражениях (2) и (3)  $T_n = T_n(\tau, z)$ . Данную функциональную зависимость можно получить, используя имеющиеся в литературе аналитические и эмпирические зависимости (например [6, 7]) или аппроксимируя экспериментальные данные или данные гидрометеослужб о годовом ходе температур грунта на различных глубинах.

В случае, когда верхняя часть границы области  $\Omega$  совпадает с поверхностью земли, то на ней вместо граничных условий первого рода (3) следует использовать комбинацию граничных условий второго и третьего рода

$$\lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=0} = \alpha_n (T|_{z=0} - T_a) + q_c, \quad (4)$$

где  $\alpha_n$  – коэффициент теплоотдачи на поверхности грунта;

$T_a$  – температура атмосферного воздуха;

$q_c$  – лучистый тепловой поток на поверхности земли, определяемый разностью между поглощённой солнечной радиацией и излучением с земной поверхности.

Следует отметить, что в уравнении (4) не учитывается теплообмен на поверхности земли вследствие испарения влаги и выпадения осадков. Эти тепловые процессы являются довольно

сложными, сильно зависящими от погодных условий, что при детальном их описании потребует привлечения стохастического подхода при составлении математической модели. Величины  $\alpha_n$ ,  $T_a$  и  $q_c$  также зависят от погодных условий. Так, в пасмурную погоду прямая солнечная радиация, то есть поглощаемое поверхностью земли электромагнитное излучение, исходящее непосредственно от Солнца, отсутствует и единственным лучистым источником тепла является часть солнечного излучения, претерпевшая рассеяние в атмосфере. Для того, чтобы избежать учета всех выше перечисленных факторов, оказывающих влияние на теплообмен на поверхности земли, рациональным представляется использование осреднённых величин  $\alpha_n$ ,  $T_a$  и  $q_c$ , что приводит к тому, что они будут иметь циклическую зависимость (как суточную, так и годовую) от времени.

Запишем выражение для источникового члена в уравнении (1) в предположении, что ГТ состоит из круглых труб одинакового сечения. Пренебрегая изменением температуры хладоносителя в радиальном и угловом направлениях трубы, получим, что тепловая мощность, передающаяся от хладоносителя к грунту с поверхности элементарного участка трубы, в котором температуру хладоносителя можно считать постоянной, составляет

$$\Delta Q = \alpha(T_x(\xi) - T) \cdot 2\pi R \cdot \Delta\xi, \quad (5)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплообмена между хладоносителем и грунтом, который, помимо коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности трубы, учитывает термическое сопротивление стенки трубы и сопротивление неидеального теплового контакта трубы и грунта;

$T_x$  – температура хладоносителя в трубе ГТ;

$R$  – внешний радиус трубы;

$\Delta\xi$  – длина элементарного участка трубы;

$\xi$  – координата вдоль оси трубы, при этом температура грунта

$T$  рассматривается в непосредственной близости к данному участку трубы ГТ.

Исходя из (5), удельную объемную мощность, выделяемую в каждой точке трубы ГТ, рассматриваемой как линейный источник тепла, можно записать в виде:

$$q_V = \alpha(T_x(\xi(M)) - T(M)) \cdot 2\pi R \cdot \delta(M), \quad (6)$$

где  $\delta(M)$  – двумерная дельта-функция Дирака размерности  $1/m^2$ , область определения которой – плоскость перпендикулярная оси трубы, проходящая через точку  $M$ , которая определяет положение элементарного участка трубы ГТ с осевой координатой  $\xi$ .

Между точками трехмерного пространства  $M$ , в которых расположен ГТ, и осевой координатой  $\xi$  установлено взаимно-однозначное соответствие.

В выражении (6) присутствует неизвестная температура хладоносителя  $T_x$ , которая изменяется по мере его протекания через ГТ. Рассмотрим тепловые процессы, происходящие в трубах ГТ. Так как движение хладоносителя в них осуществляется с достаточно высокой скоростью, то в математической модели можно не учитывать перенос тепла вдоль оси трубы за счет теплопроводности в хладоносителе. По этой же причине тепловой процесс в хладоносителе можно принять квазистационарным, то есть не рассматривать нестационарные члены. Тогда для элементарного участка трубы можно записать следующее балансное соотношение:

$$Q_{вх} - Q_{вых} = Q_c, \quad (7)$$

где  $Q_{вх}$  – поток тепла, поступающий в элементарный участок трубы за счет втекания хладоносителя;

$Q_{вых}$  – поток тепла, уходящий из элементарного участка трубы за счет вытекания теплоносителя;

$Q_c$  – поток тепла, подводимый к элементарному участку трубы через его стенку.

С учётом сделанного выше допущения о независимости температуры хладоносителя в поперечном сечении трубы от координат, а также, пренебрегая изменением плотности и теплоемкости хладоносителя в зависимости от температуры на протяжении элементарного участка  $\Delta\xi$ , выражение (7) можно переписать в виде:

$$v\rho_r c_p \pi R^2 (T_{вх} - T_{вых}) = \alpha(T_x(\xi) - T(M(\xi))) \cdot 2\pi R \cdot \Delta\xi, \quad (8)$$

где  $v$  – скорость хладоносителя;

$\rho_r$  и  $c_p$  – его плотность и удельная теплоемкость при постоянном давлении;

$T_{вх}$  и  $T_{вых}$  – температура хладоносителя на входе в рассматриваемый элементарный участок и на выходе.

Устремляя длину элементарного участка к 0, выражение (8) можно переписать в виде:

$$v\rho c_p R \frac{\partial T_x}{\partial \xi} = 2\alpha (T_x(\xi) - T(M(\xi))). \quad (9)$$

При последовательном соединении труб ГТ скорость хладоносителя  $v$  будет одна и та же для всех координат  $\xi$ . При наличии коллекторной схемы соединения труб для определения скорости хладоносителя в различных участках ГТ необходимо предварительно решить гидравлическую задачу, а уравнение (9) разбить на участки, соответствующие отдельным трубам ГТ и дополнить его уравнениями теплового баланса в местах их соединения. В этом случае радиус труб  $R$  может зависеть от координаты  $\xi$ .

Таким образом, математическая модель теплового режима грунтового теплообменника может быть записана в виде системы (1), (2), (3), (6), (9), которая, как правило, модифицируется за счет выражения (4). В ней сезонное и суточное изменения температуры учитываются за счет граничных условий (3) и (4), а теплофизические свойства хладоносителя и характеристики его движения – за счет выражения (9). Она позволяет одновременно получить в любой момент времени распределение температуры в МГ и изменение температуры хладоносителя в ГТ по его длине.

Заметим, что данная математическая модель является нелинейной в силу того, что теплофизические свойства грунта и хладоносителя зависят от их температур.

На наш взгляд переход в данной математической модели от температуры грунта с проложенным в нем ГТ к разности между температурами грунта при наличии теплового воздействия ГТ и без такового, как это сделано в [2], не представляется целесообразным. Избавление в граничных условиях от задания температуры грунта при отсутствии теплового воздействия ГТ приводит к необходимости рассматривать эту температуру в источниковом члене уравнения теплопроводности при определении теплопроводности грунта в каждой точке МГ и, в конце концов, при получении реального температурного поля МГ.

Отметим, что зона влияния ГТ на МГ, очерченная областью  $\Omega$ , распространяется по мере работы системы с ТНУ вплоть до некоторых размеров, которые соответствуют установившемуся режиму работы системы МГ–ГТ. В силу взаимного влияния МГ и ГТ определить её расчётным методом без рассмотрения математической модели (1), (2), (3), (6), (9) не представляется возможным. Поэтому для определения размеров и формы области  $\Omega$  необходимо привлекать инструментарий обратных задач теплопроводности [8], в частности геометрических обратных задач [9, 10].

Одним из способов определения температуры грунта для задания ее в граничных условиях (3), может быть способ, основанный на решении одномерной нестационарной задачи теплопроводности, рассматриваемой в МГ, не подвергающимся тепловым воздействиям ГТ. Полученное в работе [11] решение задачи теплопроводности может быть представлено в следующем аналитическом виде:

$$T(z, \tau) = A e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2a}}z} \cos\left(\sqrt{\frac{\omega}{2a}}z - \omega\tau\right) + T_c, \quad (10)$$

где  $A$  и  $\omega$  – амплитуда и частота колебаний температуры поверхности грунта;

$T_c$  – среднегодовая температура на поверхности грунта;

$z$  – глубина;

$\tau$  – время.

Использование формулы (10) позволяет установить изменения температуры грунта на разных глубинах при отсутствии отбора тепла. Расчетный график, полученный нами для Харьковской области, приведен на рис. 1.

Тепловой поток от ГТ подводится к испарителю ТНУ. Количество теплоты, воспринятой циркулирующей через ГТ жидкостью в любой момент времени, определяется из уравнения теплового баланса. Для расчета теплообмена в трубках ГТ используются известные критериальные уравнения для случая вынужденной конвекции в трубах [13]. Гидравлические потери определяются с учетом рекомендаций работы [14].

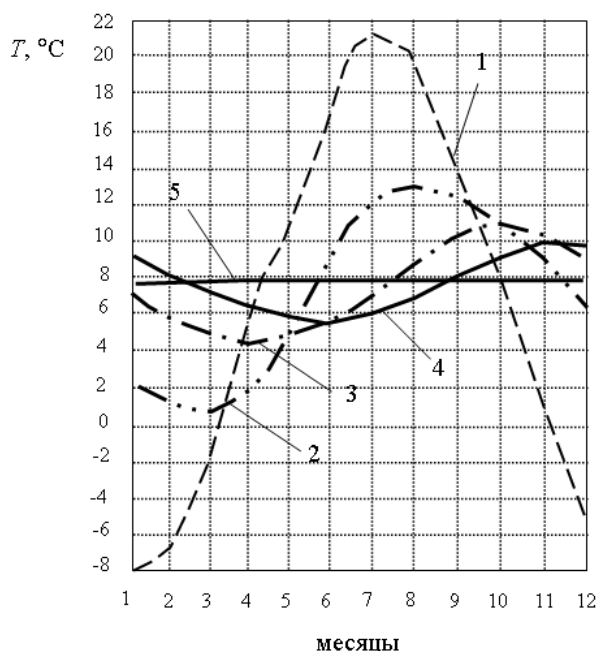


Рис. 1. Изменение температуры воздуха и грунта на разных глубинах в течение года:  
 1 – температура воздуха [12]; 2 – z = 1 м; 3 – z = 2 м; 4 – z = 3 м; 5 – z = 11 м.

Тепловая мощность, подведенная от хладагителя к испарителю и соответствующая ей холодопроизводительность ТНУ, определяется по уравнениям:

$$Q_0 = G_s c_s (T_{s1} - T_0) \eta_0 ; \tag{11}$$

$$Q_0 = G_{хл} q_0 , \tag{12}$$

- где  $G_{хл}$  – массовый расход хладагента в цикле, кг/с;  
 $G_s$  – расход хладагителя через испаритель, кг/с;  
 $q_0$  – удельная холодопроизводительность в цикле, кДж/кг;  
 $T_0$  – температура испарения рабочего вещества, °C;  
 $T_{s1}$  – температура хладагителя на входе в испаритель;  
 $\eta_0$  – коэффициент охлаждения испарителя.

Коэффициент охлаждения испарителя  $\eta_0$  равен:

$$\eta_0 = 1 - e^{-\frac{k_u F_u}{G_s c_s}} , \tag{13}$$

- где  $k_u F_u$  – интенсивность теплопередачи в испарителе [15], кВт/К.

Тепловая мощность, отведенная от конденсатора ТНУ в систему отопления, находится из уравнений:

$$Q_k = G_{хл} q_k , \tag{14}$$

$$Q_k = G_w c_w (T_k - T_{w1}) z_k , \tag{15}$$

- где  $q_k$  – удельная теплопроизводительность в цикле, кДж/кг;

- $T_k$  – температура конденсации хладагента, °C;  
 $T_{w1}$  – температура теплоносителя системы отопления на входе в конденсатор;  
 $G_w$  – расход теплоносителя через конденсатор ТНУ, кг/с.

Коэффициент охлаждения для конденсатора ТНУ  $\eta_k$  определяется из соотношения:

$$z_k = 1 - e^{-\frac{k_k F_k}{G_w c_w}} , \tag{16}$$

- где  $k_k F_k$  – интенсивность теплопередачи в конденсаторе, кВт/К.

Параметризация действительного цикла одноступенчатой ТНУ проводится с учетом неизобарности процессов в гидравлическом контуре хладагента. Расчет термодинамических

параметров цикла и конструктивных характеристик гидравлического контура циркуляции хладагента проводится с помощью методик [16, 17]. Для расчета потерь давления при внутритрубном кипении используются уравнения Мартинелли [18]. Потери давления для однофазного потока рассчитываются по уравнению Блаузиуса [18]. Теплофизические свойства хладагента определяются при помощи базы данных программного продукта SOLKANE [19].

К числу исходных данных для расчета цикла относятся: температуры испарения и конденсации на правой пограничной кривой, перегрев хладагента, величина переохлаждения в конденсаторе, которые уточняются в ходе расчета. Кроме того, задаются конструктивные характеристики теплообменных поверхностей испарителя и конденсатора, длины труб соединительных трубопроводов и их диаметры, расходы теплоносителей и температуры на входе в теплообменные аппараты, механический и электрический к. п. д. компрессора.

Теплопроизводительность конденсатора, соответствующую холодопроизводительности испарителя, температуры конденсации и испарения, температуры теплоносителя на выходе из конденсатора и испарителя, определяются в результате совместного решения уравнений (11) – (13) и (14) – (16) с помощью метода Ньютона.

Температуры испарения и конденсации во втором и последующих приближениях находятся по уравнениям:

$$T_0 = T_{s1} - \frac{Q_0}{G_s c_s 3_0}, \quad (17)$$

$$T_k = T_{w1} + \frac{Q_k}{G_w c_w 3_k}. \quad (18)$$

Действительный коэффициент преобразования ТНУ

$$m = \frac{Q_k}{N_{км}^{эл}}, \quad (19)$$

где  $N_{км}^{эл}$  – мощность, потребляемая электродвигателем компрессора.

Изменение тепловой нагрузки конденсатора ТНУ приводит к изменению режима работы системы отопления. Для учета влияния изменения температуры теплоносителя в подающей магистрали на тепловой режим системы отопления используются рекомендации работы [15] относительно построения графиков качественного регулирования и продолжительности сезонной тепловой нагрузки.

При участии авторов статьи разработан проект системы отопления с ТНУ [20, 21]. Для спроектированной ТНУ проведены численные исследования ее тепловых режимов по предложенным моделям.

Коттедж площадью 179 м<sup>2</sup> расположен в Харьковской области. Расчетная тепловая нагрузка 35 кВт. Система отопления двухтрубная с нижней разводкой подающей и обратной распределительной магистралей, отопительные приборы – конвекторы «Аккорд», рассчитанные на параметры теплоносителя 95/70. С помощью ТНУ покрывается базовая нагрузка, составляющая 60...70% от всей нагрузки на систему отопления, а за счет электродвигателя-доводчика обеспечивается оставшаяся тепловая нагрузка. Ниже температуры балансировочной точки (-1,5°C), в работу системы включается пиковый электродвигатель-доводчик, сначала догревая воду после ТНУ, а при предельно низких температурах наружного воздуха полностью обеспечивая требуемые параметры теплоносителя. Система теплосбора представляет собой коаксиальный ГТ вертикального типа. Отбор теплоты с МГ осуществляется при помощи хладоносителя, циркулирующего по трубкам грунтового теплообменника. В качестве хладоносителя используется 25%-й раствор CaCl<sub>2</sub>. Грунт – водонасыщенный. Температура хладоносителя на входе в скважину 1°C. Глубина заложения одной скважины для рассматриваемого объекта составляет 30 м при диаметре обсадной трубы Ø146×6 мм, диаметр внутренней прорезиненной трубы Ø75 мм, толщина 10 мм. Скважины размещены на расстоянии 20 м одна от другой. Основные элементы ТНУ: компрессор поршневой "Copeland" с объемной подачей  $V_i=0,006$  м<sup>3</sup>/с; испаритель с внутритрубным кипением хладагента ( $F_i = 1,16$  м<sup>2</sup>). Конденсатор с внутритрубной конденсацией хладагента ( $F_k = 2,79$  м<sup>2</sup>). Расход воды через конденсатор  $G_w = 0,333$  кг/с. Расход хладоносителя через испаритель  $G_s = 0,51$  кг/с. В качестве рабочего вещества используется хладагент R22. Расчетная мощность ТНУ 15,5 кВт.

В результате расчетов были построены характеристики ТНУ и системы отопления в зависимости от теплового режима ГТ в течение всего отопительного периода (рис. 2–4).

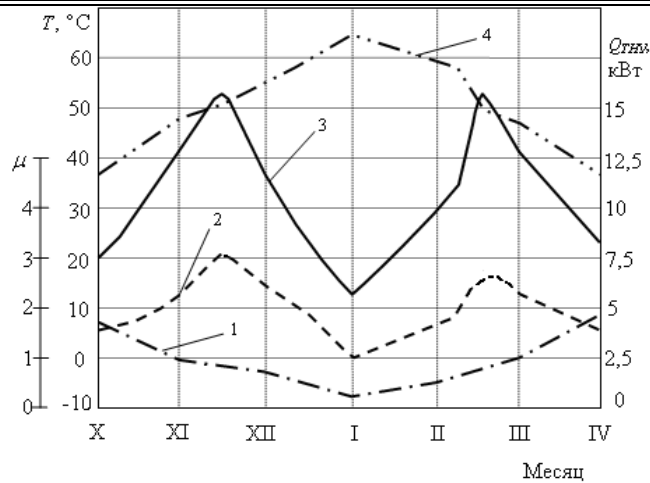


Рис. 2. Изменение режимных параметров ТНУ и системы отопления в течение отопительного периода  
 1 – среднемесячная температура воздуха; 2 – расчетный коэффициент преобразования ТНУ;  
 3 – теплопроизводительность ТНУ;  
 4 – средняя температура нагревательных приборов системы отопления.

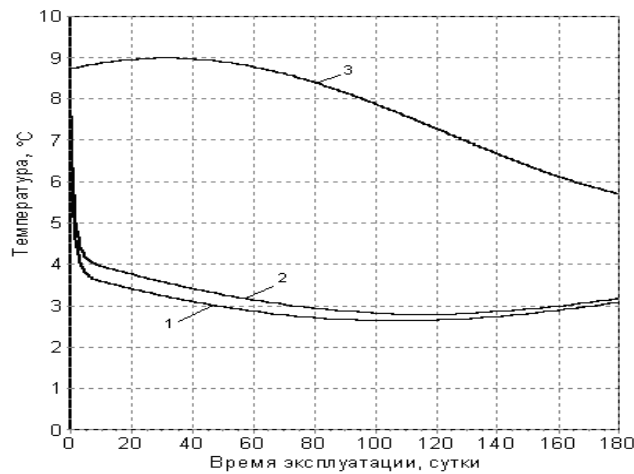


Рис. 3. Изменение параметров системы теплосбора с массива грунта в течение отопительного сезона  
 1 – температура хладагента на выходе из ГТ;  
 2 – температура грунта в непосредственной близости от ГТ на глубине 3 м;  
 3 – температура непо потревоженного грунта на глубине 3 м.

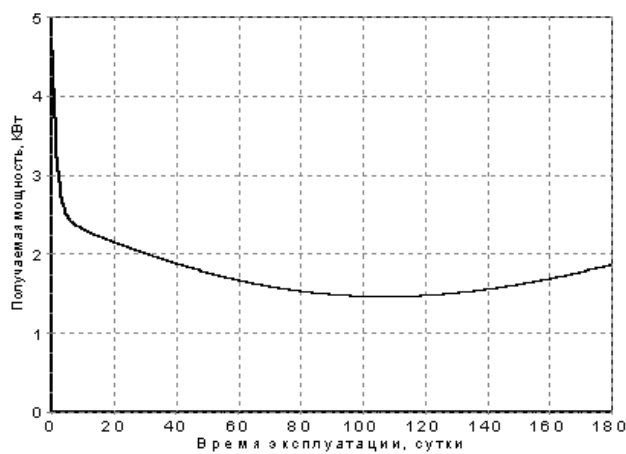


Рис.4. Изменение тепловой мощности одной скважины ГТ в течение отопительного сезона при температуре хладагента на входе в скважину  $T_{s2} = 1^{\circ}\text{C}$  и расходе  $G_s = 0,25 \text{ кг/с}$

Как видно из рис. 2 в начале отопительного периода (с X по XI месяц) теплопроизводительность ТНУ  $Q_{\text{ТНУ}}$  невысока, что объясняется условиями эксплуатации системы отопления. В этот период нет необходимости поддерживать температуру на выходе из конденсатора  $T_{w2}$  достаточно высокой. Первый максимум тепловой мощности ТНУ достигается несколько позже, когда  $T_{w2}$  становится равной температуре воды в подающей магистрали системы отопления  $T_w^{\text{np}}$ , а разность между  $T_k$  и температурой воды в обратной магистрали  $T_w^{\text{обp}}$  будет наибольшей. В этот же период имеет место высокий теплосъем с ГТ и высокие температуры хладоносителя на выходе из ГТ  $T_{s1}$ , наблюдается первый максимум значений  $\mu$ . По мере повышения  $T_w^{\text{np}}$  и увеличения  $T_w^{\text{обp}}$  теплопроизводительность ТНУ падает (с XII по II месяц), в то же время уменьшается теплосъем с ГТ, поскольку снижается  $T_{s1}$ . В этот период в работу системы отопления должен включиться электродвигатель-додовчик. Во второй половине отопительного сезона теплосъем с ГТ невысок (II и III месяцы). Однако в системе отопления к этому периоду происходит понижение  $T_w^{\text{np}}$ , при этом снижается и  $T_w^{\text{обp}}$ , таким образом, ТНУ снова может обеспечивать требуемые температуры воды в подающей магистрали. Второй максимум значений  $\mu$  несколько ниже первого, что связано с понижением температуры  $T_{s1}$ , а соответственно снижением температуры испарения в ТНУ и увеличением мощности привода компрессора.

### Выводы

Предложенная математическая модель ГТ, а также термодинамическая модель ТНУ позволяют комплексно оценить режимы поступления теплоты из массива грунта и режимы потребления теплоты системой отопления объекта. Это позволяет при проектировании ТНУ для заданных климатических условий, а также условий эксплуатации объекта строительства обоснованно выбирать расчетную мощность ГТ с учетом теплового состояния потревоженного массива грунта.

### Литература

1. Нерпин С. В. Физика почвы / С. В. Нерпин, А. Ф. Чудновский. – М.: Наука, 1967. – 580 с.
2. Васильев Г. П. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной энергии поверхностных слоев Земли. – М.: Издательский дом «Граница», 2003. – 176 с.
3. Денисова А. Е. Интегровані системи альтернативного теплопостачання для енергозберігальних технологій: Автореф. дис...доктора техн. наук: 05.14.06/ОНПУ. – Одеса, 2003. – 36 с.
4. Hart D. P. Earth coupled heat transfer/ D. P. Hart, R. Couvillion. – Dublin, OH: National Water Well Assn., 1986. – 192 p.
5. Eskilson P. Thermal analysis of heat extraction boreholes. Ph. D. thesis/ Lund Institute of Technology. – Lund (Sweden), 1987. – 267 p.
6. Цодиков В. Я. Вентиляция и теплоснабжение метрополитенов. – М.: Недра, 1975. – 560 с.
7. Использование энергии грунта в теплонасосных геосистемах энергоснабжения / А.Е. Денисова, А. С. Мазуренко, Ю. К. Тодорцев, В. А. Дубковский // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2000. – № 1. – С. 27 – 30.
8. Мацевитый Ю.М. Обратные задачи теплопроводности: В 2-х т. Т. 1. Методология. – Киев: Наук. думка, 2002. – Т1. – 408 с.
9. Костиков А.О. Единый методологический подход к постановке и решению геометрических обратных задач теплопроводности // Проблемы машиностроения 2004. – 7, № 4. – С. 52–60.
10. Мацевитый Ю.М., Костиков А.О. Геометрические обратные задачи теплопроводности – современное состояние проблемы // Проблемы машиностроения. – 2007. – 10, № 2. – С. 23–36.
11. Тихонов А. Н. Уравнения математической физики / А.Н. Тихонов, А.А. Самарский – М.: Наука, 1966. – 620 с.
12. Строительная климатология и геофизика: СНиП 2.01.01 – 82. – М.: Стройиздат, 1983. – 136 с.
13. Кутателадзе С.С. Вопросы теплоотдачи и гидравлики двухфазных сред. – М. - Л.: Госэнергоиздат. - 1961. – 391 с.
14. Данилова Г.Н. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О.П. Иванов. – Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.
15. Сакун И.А. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. – Л.: Машиностроение. – 1987. – 190 с.
16. Харлампи Д.Х. Методика расчета водогрейной теплонасосной установки // Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ. – 2000. – Вип.10. – С.75 – 82.
17. Братуга Э.Г., Харлампи Д.Х., Шерстюк В.Г. Влияние неизобарности процессов



- конденсации и испарения на энергетические показатели холодильных машин и тепловых насосов//Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2006. – №3/3(21). – С. 91-93.
18. Kim Y. J. Development of Performance-Analysis Program for Vapor-Compression Cycle based on Thermodynamic Analysis / Y. J. Kim, I. S. Park // Journal of Industrial and Engineering Chemistry. – Vol. 6 (6). – 2000. – P 385 – 394.
19. Dr. H. Buchwald. Refrigeration and Air-Conditioning Technology/ Dr. H. Buchwald, J. Hellman, H. Kong, C. Meurer / Solkane – Pocket Manual. Heinel Welbeagentur GmbH, 2004. – 285 pp.
20. Харлампіди Д. Х., Харлампіди А. Д. Принципы разработки бивалентных систем отопления на базе теплонасосных установок// Праці II Міжнародної наукової конференції "Ресурс і безпека експлуатації конструкцій, будівель та споруд", Харків, Жовтень 18 – 21, 2005: Науковий вісник будівництва. -Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ. – 2005, Вип. 33. – С. 154 – 162.
21. Братута Э. Г. Теплонасосная система комплексного теплохладоснабжения автономного объекта/ Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, Е. В. Ачкасова/ Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ». – 2008. – №6. – С. 166 – 175.

---

---

УДК 621.039.586:004.942+532.5

АЛИ КАЛВАНД, И.В.КАЗАЧКОВ

## **МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОХЛАЖДЕНИЯ КОРИУМА В КОНТЕЙНМЕНТЕ ПРИ ТЯЖЕЛЫХ АВАРИЯХ НА АЭС**

### **Обоснование актуальности проблемы**

Гипотетическая тяжелая авария на АЭС сопровождается разрушением корпуса реактора с последующим выходом расплава ядерного топлива в контеймент - последний барьер безопасности. Ядерное топливо, изменившее свой состав вследствие сжигания и расплавления по пути следования элементов конструкций, оборудования и т.д., называют кориумом, свойства которого могут варьироваться в широком диапазоне вследствие неопределенности его состава. Пассивная система защиты (ПСЗ) без участия человека и автоматики должна надежно удерживать расплав в контролируемом охлаждаемом состоянии в течение расчетного времени, требуемого для принятия адекватных мер по ограничению аварии и устранению ее последствий. Для этого в реакторах 3-го поколения, которые до 2020г. должны полностью сменить реакторы 2-го поколения, требуется обязательное оборудование пассивной системой защиты от тяжелых аварий. Теплогидравлические процессы в многофазных многокомпонентных средах при растекании расплава кориума в контейменте и его управляемом охлаждении и застывании отличаются высокой сложностью и слабой изученностью.

Моделирование гипотетических сценариев тяжелых аварий и поведения расплава кориума при его охлаждении в контейменте имеет целью прояснить сложные особенности поведения системы, необходимые для успешной разработки и использования ПСЗ [1-6]. Современный уровень научно-технического развития позволяет разрабатывать и внедрять такие технологии, которые исключают ситуации с тяжелым повреждением реактора, что может стать причиной недопустимых выбросов радиоактивных веществ в окружающую среду. Протекание тяжелой аварии может сопровождаться не только расплавлением активной зоны, но и разрушением корпуса реактора, хотя это - крайне маловероятное событие. Эта стадия тяжелой аварии является наиболее опасной, т.к. в случае нарушения целостности герметичной оболочки в результате воздействия высокотемпературного расплава в окружающую среду будут поступать не только газообразные и аэрозольные радиоактивные продукты, но также жидкие и твердые компоненты расплава. Поэтому сохранение целостности контеймента - первостепенная задача. Момент разрушения корпуса реактора является специфически опасным из-за сильных термомеханических воздействий на оборудование и строительные конструкции, расположенные внутри герметичной оболочки, которые, разрушаясь, оказывают опасное воздействие на оболочку.

Теплофизические параметры разрушения корпуса реактора определяются давлением парогазовой среды в корпусе и температурой расплава. Чем выше эти параметры, тем более сильное воздействие на герметичную оболочку оказывают расплав, разрушенное им оборудование