

Steam Coals and Solid Fuel Mixtures Dust Segregation by Ash Content and Volatile Yield

*Chernyavskiy N.V., Provalov A.Yu.,
Golenko I.L., Protsko A.A., Kiruta V.L.*

Coal Enrgy Technology Institute of NASU, Kiev

The segregation effect during dust-preparation of riddling anthracite, milled anthracite and fuel mixtures with volatile yield typical for semi-anthracite of Tripolskaya and Zmievskaaya Power Plants is investigated. It is determined that ash content of milled anthracite waste dust increases and segregation by volatile yield during fuel mixtures of similar size and ash content milling is insignificant. During mixtures of graded anthracite and high-ash coal milling ash content and volatile yield in bunker increase is observed. It negatively influences on explosion safety and combustion conditions.

Key words: thermal power plants, coal, anthracite, dust milling, ash content, volatile yield.

Received November 1, 2010

УДК 662.987

Алгоритм расчета теплофизических параметров грунтового теплообменника для теплового насоса

Денисова А.Е., Троицкий А.Н.

Одесский национальный политехнический университет

Рассмотрены преимущества внедрения тепловых насосов на базе грунтовых теплообменников. Разработан алгоритм расчета основных теплофизических параметров грунтового теплообменника, на основе которого возможна оптимизация теплофизических параметров грунтового теплообменника для повышения эффективности отвода низкопотенциальной теплоты от грунта.

Ключевые слова: тепловой насос, грунтовый теплообменник, энергосбережение, энергия грунта.

Розглянуто переваги впровадження теплових насосів на базі ґрунтових теплообмінників. Розроблено алгоритм розрахунку основних теплофізичних параметрів ґрунтового теплообмінника, на основі якого можлива оптимізація теплофізичних параметрів ґрунтового теплообмінника для підвищення ефективності відводу низькопотенційної теплоти від ґрунту.

Ключові слова: тепловий насос, ґрунтовий теплообмінник, енергозбереження, енергія ґрунту.

Использование энергосберегающих технологий является приоритетным направлением в мире, поскольку позволяет снизить энергоёмкость и повысить конкурентоспособность продукции и энергонеzависимость страны.

В Украине за счет собственных энергоресурсов обеспечивается половина спроса на энергию (теплота, холод) [1], при этом отечественная энергетика ориентирована преимущественно на потребление природного газа, большая часть которого импортируется, поэтому в перспективе стоимость электричества и тепловой энергии для

нужд промышленности и населения будет расти. Так, стоимость отопления на основе индивидуальных газовых котлов возросла в среднем на 540 % за 5 лет, от 210 грн до 483,60–1790,40 грн за 1000 м³ в зависимости от объема потребления при наличии газового счетчика.

Как показывает опыт зарубежных стран, использование тепловых насосов (ТН) в малой и коммунальной энергетике позволяет достичь немалой экономии органического топлива, запасы которого не бесконечны. Внедрение возобновляемых источников энергии таких, как сол-

нечная энергия и низкопотенциальная энергия грунта, на базе ТН позволяет существенно снизить потребление дорогого органического топлива при отоплении и кондиционировании потребителей. Например, комплексная система на базе ТН, которая внедрена на станции Залютинно г. Харькова, обходится в год приблизительно в 12 тыс. грн против 60 тыс. грн при использовании угольной котельной [1].

ТН позволяет повысить тепловой потенциал рабочего тела с изначально низкой теплотой. Грунт, имеющий неисчерпаемый энергетический потенциал, является одним из самых перспективных источников низкопотенциальной энергии для ТН, которую можно использовать, применяя грунтовые теплообменники (ГТ).

Простейший ГТ состоит из двух коаксиально расположенных труб (рис.1). По внутренней трубе хладагент, сконденсировавшийся в ТН, опускается в нижнюю часть грунтовой трубы, попадает в межтрубное пространство, контактирует с внутренней стенкой внешней трубы и, испаряясь, поднимается вверх, где отводится из тепловой трубы в виде пара.

Теплонасосный цикл с ГТ (рис.2), использованный в работе, рассчитан с помощью программы CoolPack. Рабочее тело — аммиак; температура в горячей точке 60 °С.

При расчете теплофизических параметров ГТ необходимо учитывать ряд факторов, которые влияют на теплоотдачу грунта. Грунт вокруг близко расположенных и работающих в одной системе ГТ может иметь различные влажность, состав и плотность. При работе системы в режиме теплоснабжения важным фактором является вероятность промерзания грунта при длительной эксплуатации такой установки. Вне-

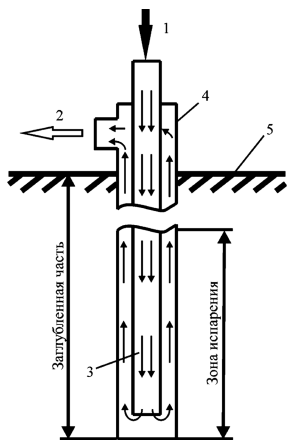


Рис.1. Схема грунтового теплообменника: 1 — жидкий хладагент; 2 — испарившийся хладагент; 3 — внутренняя труба; 4 — внешняя труба; 5 — поверхность грунта.

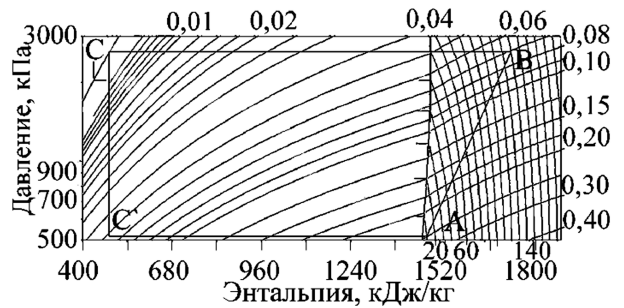


Рис.2. Цикл работы ТН с ГТ, построенный с использованием программы CoolPack: А — начало процесса сжатия; В — выход из компрессора; С — точка конденсации рабочего тела.

дрение неправильно спроектированного ТН может привести к постепенному снижению поля температур возле ГТ и возникновению столпа промерзшего грунта. Это опасно возможным нарушением вегетации растительности на поверхности грунта вокруг испарителя, либо снижением прочности фундаментов зданий в связи с работой в нерасчетной температуре. Согласно исследованиям [2], при проектировании ТН с использованием низкопотенциальной энергии грунта необходимо исходить из того, что минимально допустимое количество ГТ — 6 шт.

При проектировании ТН с ГТ важно определить глубину, на которой температура грунта остается неизменной в течение всего года. Для Одессы такая глубина составляет 5 м, температура грунта на которой около 11 °С [3]. Так, для обеспечения длительной работы ТН длина ГТ должна быть не менее 10 м при заглублении минимум на 1 м от поверхности грунта. Распределение температуры грунта неравномерно на разной глубине, что подтверждается данными исследований, приведенных в [4]. Наиболее динамично температура грунта изменяется на глубине 4–8 м. На глубине 8–12 м она уменьшается с 9 до 8 °С.

На языке объектно-ориентированного программирования Delphi разработана программа для проведения расчетов по определению количества теплоты Q , которое может обеспечить один ГТ. Для этого на отрезок С'–А цикла (см. рис.2) были нанесены 8 точек, для которых вместе с крайними С' и А определялись исходные данные для дальнейших расчетов, при этом показатели для каждого отрезка усреднялись. Средние значения определялись для следующих параметров: динамическая вязкость, плотность, коэффициент теплопроводности и теплоемкость рабочего тела. Таким образом, ГТ был разбит на 10 отрезков по высоте, для каждого из которых проводится расчет величины теплосъема Q .

Площадь пространства между трубами, по которому движется рабочее тело, получая низкопотенциальную теплоту грунта, m^2 :

$$F_0 = \pi (d_{\text{нар}}^2 - d_{\text{вн}}^2) / 4,$$

где $d_{\text{нар}}^2$, $d_{\text{вн}}^2$ — диаметры наружной и внутренней трубы, м.

Массовый расход теплоносителя в межтрубном канале, кг/с:

$$W = u \rho F_0,$$

где u — скорость рабочего тела, м/с; ρ — плотность потока, м³/кг; F_0 — площадь межтрубного канала, м².

Гидравлический диаметр межтрубного пространства, м:

$$d_r = (4 F_0 / \pi)^{1/2}.$$

Площадь поверхности внешней трубы, к которой подводится теплота грунта, м²:

$$F = \pi d_{\text{нар}} l,$$

где l — шаг разбивки, м.

Кинематическая вязкость жидкости, м²/с:

$$\nu = \mu / \rho,$$

где μ — динамическая вязкость жидкости, кг/(м·с).

Температуропроводность грунта, м²/с:

$$a = \lambda_{p.t} / (C_p \rho),$$

где $\lambda_{p.t}$ — теплопроводность рабочего тела, Вт/(м·К).

Числа Рейнольдса $Re = u F_0 / \nu$, Прандтля $Pr = \nu / a$.

Для расчета процесса теплообмена в ГТ применено критериальное уравнение, описывающее случай вынужденной конвекции в каналах [5].

Для ламинарного течения число Нуссельта:

$$Nu = 1,86 (n_f / n_w)^{0,14} (Re Pr d_r / l)^{0,33},$$

где n_f , n_w — динамическая вязкость при средней температуре жидкости и стенки ГТ, кг/(м·с).

При малых расходах жидкого теплоносителя (($Re Pr d_r / l < 4,5$) справедливо:

$$Nu = 0,5 Re Pr d_r / l.$$

Для интервала $Nu = 1,62 Re Pr (d_r / l)^{0,33}$ число Нуссельта можно рассчитать так:

$$Nu = 1,62 Re Pr (d_r / l)^{0,33}.$$

Для правильного определения числа Nu для каждого участка в программе было реализовано определение величины $Re Pr d_r / l$, в за-

висимости которой использовалась соответствующая формула.

После вычисления всех необходимых данных рассчитывается коэффициент теплопередачи рабочего тела, Вт/(м²·К):

$$\alpha_{p.t} = Nu \lambda / d_r.$$

Величина термического сопротивления для грунта $1/\alpha_{гр}$ определяется по формуле из [6], (м²·К)/Вт:

$$1/\alpha_{гр} = F \ln(4 l / d_{\text{нар}}) / (2 l \pi \lambda_{гр}),$$

где $\lambda_{гр}$ — величина коэффициента теплопроводности грунта, Вт/(м·К).

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К):

$$k = (1/\alpha_{p.t} + \delta_{ст}/\lambda_{ст} + 1/\alpha_{гр})^{-1},$$

где $\lambda_{ст}$ — коэффициент теплопроводности материала трубы, Вт/(м·К).

На основе полученных данных, величина теплового потока, который получает рабочее тело на данном отрезке, Вт:

$$Q = F k \Delta t,$$

где Δt — температурный напор между теплоносителем и окружающим ГТ грунтом, К.

После определения Q для всех отрезков суммарный тепловой поток, поступающий к рабочему телу, определяется как сумма Q каждого из отрезков.

Исходные данные для расчетов, а также результаты работы алгоритма в табличном виде для каждого отрезка показаны на рис.3. Видно, что ГТ с приведенными параметрами может выработать $Q = 90$ Вт теплоты. График

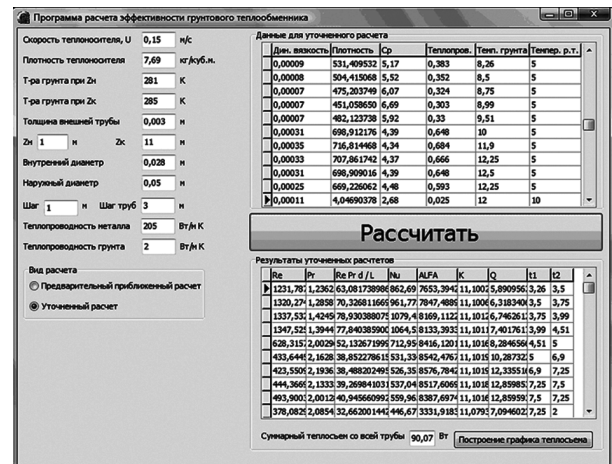


Рис.3. Исходные данные и результаты работы алгоритма.

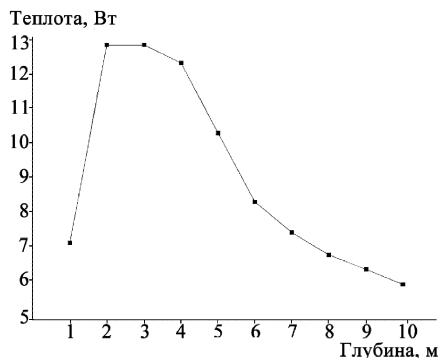


Рис.4. Зависимость Q от глубины расположения участка.

зависимости величины Q от глубины расположения участка приведен на рис.4.

Для ТН, приведенного на рис.3, коэффициент преобразования с учетом эффективности работы компрессора $\eta_k = 0,92$ $COP' = 4,43$ [7]. Если изоэнтропический КПД $\eta_{II} = 0,7$, то $COP = COP' \eta_{II} = 3,1$.

Таким образом, с одного грунтового теплообменника можно получить на выходе из компрессора $Q_k = COP Q = 279$ Вт.

Выводы

Приведенный алгоритм позволяет рассчитать параметры ГТ с использованием ПЭВМ с большой точностью для различных рабочих тел.

Изменение коэффициента теплопередачи k незначительно, поэтому можно ограничиться определением средней величины. Изменение величин других расчетных параметров существенно по высоте теплообменника, поэтому для повышения точности расчетов необходимым условием является уменьшение шага разбиения процесса на отрезке $C'-A$ (см. рис.2).

Наименее эффективным для отвода теплоты от грунта является участок, на котором в межтрубном пространстве движется образовавшийся пар. При проектировании и расчетах грунтовых теплообменников необходимо стремиться к тому, чтобы этот участок был как можно меньшим.

ТН с ГТ имеют большой потенциал для использования в системах, предназначенных для отопления и кондиционирования, и позволяют существенно снизить использование природного газа.

Список литературы

1. Мазевитый Ю.М., Чиркин Н.Б., Богданович Л.С., Клепанда А.С. Внедрение теплонасосных технологий // Экотехнологии и ресурсосбережение. — 2008. — № 3. — С. 4–10.
2. Денисова А.Е. Анализ тепловых явлений в грунте при работе теплонасосной грунтовой системы теплоснабжения // Холодил. техника и технология. — 2000. — № 69. — С. 75–78.
3. Накочевский А.И., Беляева Т.Г. Регрессионный анализ глубин годовых флуктуаций температур в верхних слоях грунта // Пром. теплотехника. — 2005. — № 2. — С. 86–90.
4. Денисова А.Е. Интегрированные системы альтернативного теплоснабжения для энергозберігаючих технологий : Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. — Одеса, 2003. — 36 с.
5. Данилова Г.Н., Баданов С.Н., Иванов О.П. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок. — Л. : Машиностроение, 1986.
6. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров : Справ. — М. : Атомиздат, 1979.
7. Рей Д., Макмайкл Д.М. Тепловые насосы. — М. : Энергоиздат, 1982. — 224 с.

Поступила в редакцию 01.04.10

Algorithm of Soil Heat Exchanger Thermalphysic Parameters Calculation for Thermal Pump

Denisova A.E., Troitskij A.N.

Odessa National Polytechnic University

The advantages of thermal pumps installation on soil heat exchangers basis are considered. The algorithm of soil heat exchanger basic thermal parameters calculation is developed. The optimization of soil heat exchangers thermalphysic parameters for low potential ground heat removal efficiency increase is conducted.

Key words: thermal pump, soil heat exchanger, energy-saving, ground heat.

Received April 1, 2010