

УДК 536.24+662.997

НАКОРЧЕВСКИЙ А.И., БАСОК Б.И.

Институт технической теплофизики НАН Украины

ОПТИМАЛЬНАЯ КОНСТРУКЦИЯ ГРУНТОВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Пропонується розв'язок оптимізаційної задачі щодо конструкції ґрунтового теплообмінника, яка має найбільшу теплообмінну поверхню системи "теплообмінник – ґрунт" при однакових діаметрі бурової свердловини і витратах на виготовлення теплообмінника.

Дано решение оптимизационной задачи о конструкции ґрунтового теплообменника, обеспечивающей максимальную теплообменную поверхность системы "теплообменник – ґрунт" при одинаковых диаметре буровой скважины и расходе материалов на изготовление теплообменника.

It is given decision optimum problems about designs of ground heat exchangers, providing maximum heat exchangers surface of the system "heat exchangers – ground" under alike diameter of the bore hole and consumption material on fabrication heat exchangers.

d – диаметр трубы;
 f – площадь сечения собственно трубы;
 q – плотность теплового потока;
 M – показатель материальных затрат на 1 погонный метр теплообменника;
 n – число труб в "многотрубной" схеме;
 p – гидростатическое давление в теплообменнике;
 R_0 – радиус буровой скважины;
 R_{0n} – радиус буровой скважины для n -трубной схемы;
 α – угол;

δ – толщина стенки трубы;
 P – теплообменный периметр;
 σ – допустимое напряжение материала стенки трубы;
 μ – безразмерный коэффициент.

Индексы:

ка – коаксиальный;
 вн – внутренний;
 нар – наружный;
 э – эффективный;
 n – при числе труб ($n = 2, 4, 6, \dots$).

В нетрадиционной энергетике для извлечения теплоты недр Земли или сезонного ґрунтового аккумулирования энергии от возобновляемых источников (например, солнечной радиации) используются различные трубные теплообменные устройства, по которым прокачивается промежуточный жидкий теплоноситель [1]. Наиболее распространены коаксиальные, U-образные, двойные U-образные теплообменники, опускаемые в буровые скважины глубиной 50...100 м и больше (см. рис. 1). Расходы на сооружение таких теплообменников связаны со стоимостью буровых работ, определяемых диаметром и глубиной скважины, а также стоимостью собственно теплообменника. Для обеспечения максимального термодинамического потенциала извлекаемой или аккумулируемой энергии необходимо стремиться к возможно большей теплообменной поверхности системы "теплообменник – ґрунт" в буровом

пространстве, определяемом радиусом скважины R_0 . Этому требованию отвечают коаксиальные теплообменники, использующие это пространство полностью. Недостаточное заполнение у двойного U-образного теплообменника, еще хуже этот показатель у однопетлевой U-образной конструкции даже при предельно плотном расположении трубных систем в скважине (см. рис.1). Такое "плотное" решение вполне оправдано, поскольку переход от нисходящей ветви теплообменника к восходящей (и наоборот) можно организовывать посредством поворотов или вставок меньшего диаметра. Некоторое увеличение скорости движения теплоносителя в переходах мало отразится на гидравлическом сопротивлении системы поскольку, исходя из экономических и теплофизических соображений, скорость движения теплоносителя в ґрунтовом теплообменнике задается небольшой (порядка 0,1...0,3 м/с).

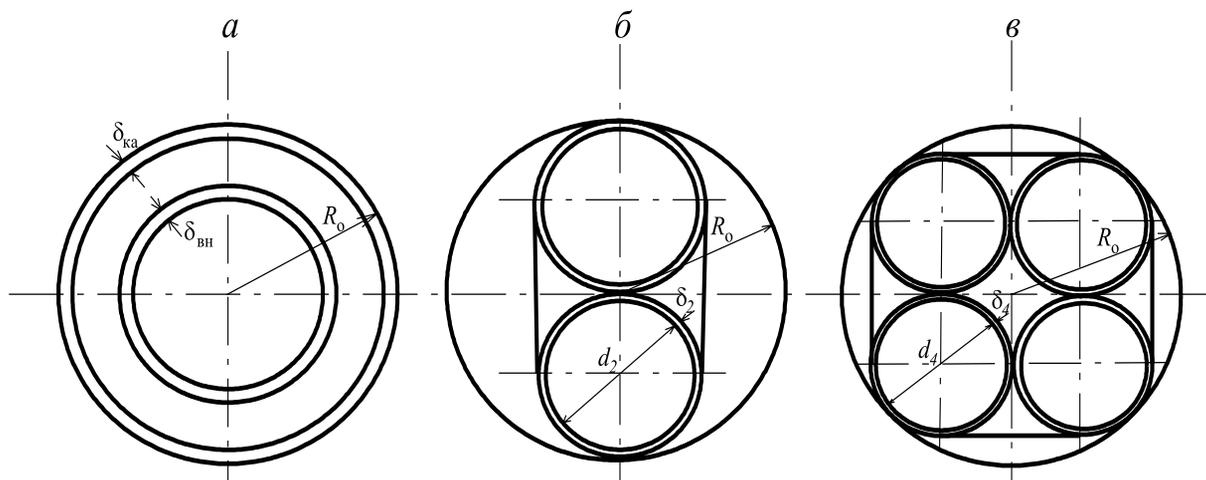


Рис. 1. Сечения теплообменников: а – коаксиального, б – U-образного, в – двойного U-образного.

Сопоставим решения, для конструкций представленных на рис.1. Грунтовые теплообменники обычно изготавливают из неметаллических, чаще всего полиэтиленовых труб. Анализ рыночной стоимости таких труб показал, что отношение цены одного погонного метра труб к площади сечения собственно трубы $f = \pi d \delta$ есть величина постоянная для всего диапазона диаметров d и толщин стенок δ труб данного сертификата. Следовательно, цена труб определяется прежде всего стоимостью материала, из которого они изготовлены. Толщина стенки трубы зависит от гидростатического давления p и для цилиндрических тел справедливо соотношение

$$\frac{p}{2\sigma} = \frac{\delta}{d} = \mu. \quad (1)$$

Используя (1), нетрудно получить показатели материальных затрат M на один погонный метр теплообменников всех трех типов:

$$\begin{aligned} M_{\text{ка}} &= 2\pi R_0 \left(1 + 0,707 \frac{\delta_{\text{вн}}}{\delta_{\text{ка}}} \right) \delta_{\text{ка}} = 5,4\pi R_0^2 \mu, \\ M_2 &= 2\pi R_0 \delta_2 = 2\pi R_0^2 \mu, \\ M_4 &= 4\pi \cdot 0,828 R_0 \delta_4 = 2,74\pi R_0^2 \mu. \end{aligned} \quad (2)$$

Внутренняя труба коаксиального теплообменника с толщиной стенки $\delta_{\text{вн}}$ практически не напряжена. Поэтому из конструктивных соображений ниже принято $\delta_{\text{вн}}/\delta_{\text{ка}} = 0,5$. При составлении выражений (2) и в последующих выкладках принималось, что отношение толщины стенки трубы к радиусу скважины пренебрежимо мало. Это позволило получить

более простые и в то же время достаточно точные соотношения. Теплообменные периметры, определяемые трубной конфигурацией и ее размерами, для решений, показанных на рис. 1, будут:

$$\Pi_{\text{ка}} = 2\pi R_0, \quad \Pi_2 = (\pi + 2) R_0, \quad \Pi_4 = 0,828(\pi + 4) R_0. \quad (3)$$

На внешних межтрубных участках теплообменный периметр соответствует касательной линии к смежной паре труб. Пустота между касательной и поверхностями пары труб заполняется составом с малым тепловым сопротивлением. Эффективность решения определяется отношением теплообменного периметра к затратам на его создание:

$$\left(\frac{\Pi}{M} \right)_{\text{ка}} = \frac{0,370}{R_0 \mu}, \quad \left(\frac{\Pi}{M} \right)_2 = \frac{0,818}{R_0 \mu}, \quad \left(\frac{\Pi}{M} \right)_4 = \frac{0,686}{R_0 \mu}. \quad (4)$$

Оказалось, что коаксиальный теплообменник имеет наихудший показатель по сравнению с остальными решениями, и из представленных на рис.1 схем наиболее приемлемой будет схема однопетлевого U-образного теплообменника. В то же время очевидно недостаточное использование в такой схеме бурового пространства, и это обстоятельство инициирует последующий анализ.

Еще раз отметим, что технологические показатели теплопередачи системы “теплообменник – грунт” при извлечении теплоты или при ее накоплении зависят от плотности теплового потока q на теплообменной поверхности системы и повышаются при уменьшении q . В этой связи теплообменный периметр системы должен быть максимально приближен к окружности скважины $2\pi R_0$. Это возможно,

если однопетлевую U-образную конструкцию (рис. 1,б) заменить многотрубной, показанной на рис. 2. Тогда эквивалентность материальных затрат “однопетлевого” и “многотрубного” решений будет, если

$$nd_n\delta_n = 2d_2\delta_2. \quad (5)$$

Условие эквивалентности (5) с использованием (1) при $\mu = \text{idem}$ трансформируется в форму

$$nd_n^2 = 2d^2. \quad (6)$$

Таким образом, соблюдается и равенство живых сечений потока теплоносителя во всех разновидностях теплообменников такого типа. При одинаковых расходах теплоносителя, вытекающее из (6) уменьшение числа Рейнольдса потока в “многотрубной” схеме мало влияет на сопротивление теплопередачи, так как последнее определяется главным образом термическим сопротивлением грунта, значение которого велико. Простые вычисления позволяют получить следующие формулы для величин, показанных на рис. 2:

$$\alpha_n = \frac{\pi}{n}, \quad d_n = \sqrt{\frac{2}{n}}R_{02},$$

$$R_{kn} = \frac{R_{02}}{\sqrt{2n}} \left(\frac{1}{\sin \alpha_n} - 1 \right), \quad (7)$$

$$R_n = \frac{R_{02}}{\sqrt{2n} \cdot \sin \alpha_n},$$

$$R_{0n} = \frac{R_{02}}{\sqrt{2n}} \left(1 + \frac{1}{\sin \alpha_n} \right).$$

Здесь R_{02} – радиус скважины R_0 при $n = 2$, то есть R_0 исходной схемы U-образного теплообменника. Теплообменный периметр будет:

$$\Pi_n = \sqrt{\frac{2}{n}} \cdot (\pi + n)R_{02}. \quad (8)$$

Если к условиям эквивалентности стоимости труб присоединить эквивалентность затрат на буровые работы ($R_{0n} = R_{02}$), то последняя зависимость (7) трансформируется в уравнение, определяющее “эквивалентное” значение натурального числа n_3 :

$$1 + \frac{1}{\sin\left(\frac{\pi}{n_3}\right)} - \sqrt{2n_3} = 0. \quad (9)$$

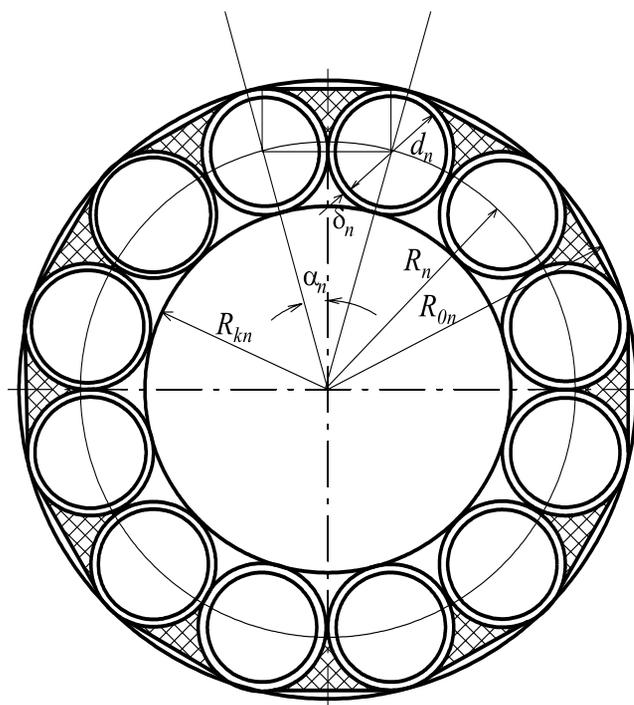


Рис. 2. Сечение “многотрубного” теплообменника.

Согласно (9) $n_3 = 12$. Причем разница между значением вещественного корня уравнения в (9) и натуральным n_3 пренебрежимо мала. Легко показать, что при $n > 12$ радиус $R_{0n} > R_{02}$, и условие равенства затрат на буровые работы не выполняется.

Изменение основных характеристик при $n = 2, 4, \dots, 12$ представлено в таблице, из которой следует явная предпочтительность “двенадцатитрубного” решения. Помимо того, что отношение теплообменных периметров

$$\frac{\Pi_{12}}{\Pi_2} = 1,202,$$

то есть на 20% больше, “двенадцатитрубный” теплообменник имеет еще следующие преимущества по сравнению с прототипом – однопетлевым U-образным. Его наибольшая толщина межтрубного теплопроводящего заполнителя и толщина стенки труб в $\sqrt{6} = 2,45$ раза меньше. Последний показатель особенно важен. Дело в том, что теплопроводность полиэтилена ($\lambda = 0,27$ Вт/(м·К)) даже меньше теплопроводности типичных грунтов – песка, глины, суглинка, известняка, и толщина стенки δ_n при обычных значениях плотностей теплового потока $q = 50 \dots 100$ Вт/м² существенно

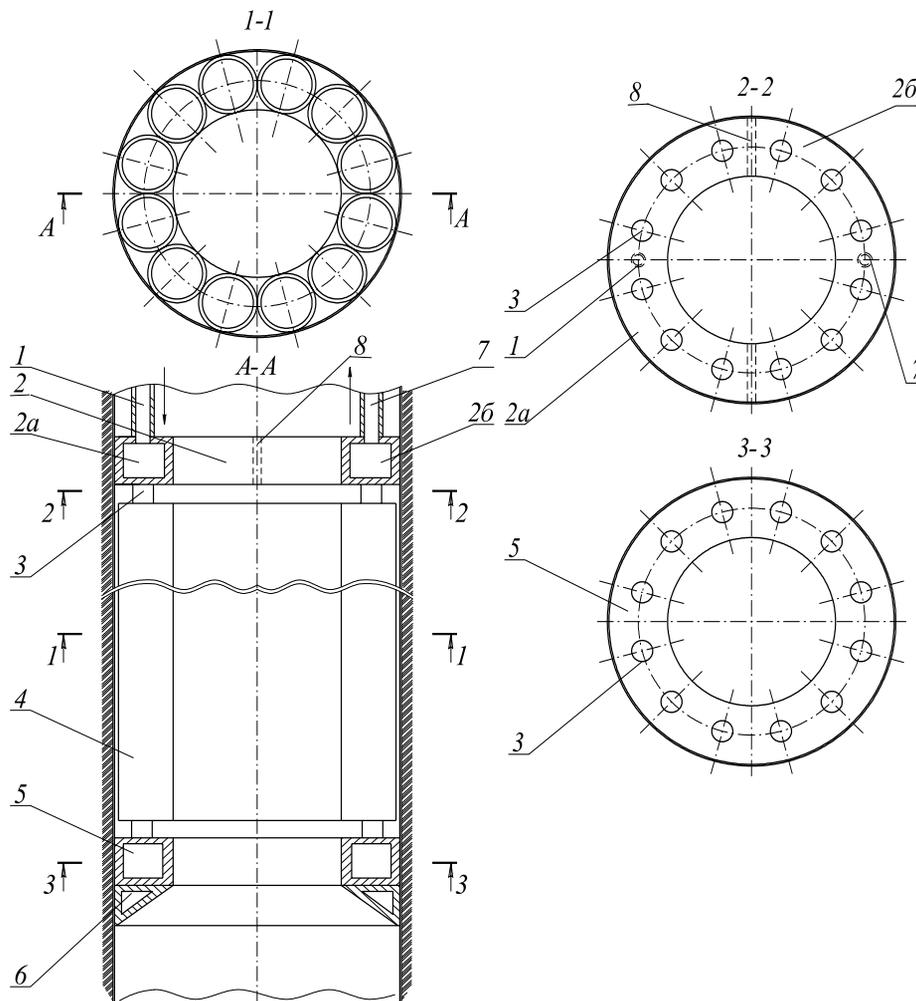


Рис.3. Схема "двенадцатитрубного" теплообменника.

влияет на общий коэффициент теплопередачи. Учитывая одинаковые расходы теплоносителей, одинаковые затраты на буровые работы и на изготовление теплообменников обоих типов, отмеченные выше преимущества позволяют считать 12-трубное схемное решение оптимальным.

Схема "двенадцатитрубного" теплообменника представлена на рис. 3. Он снабжается нижней 5 и верхней 2 распределительными камерами. Верхняя камера 2 должна иметь разделительную перегородку 8, обеспечивающую нисходящее движение теплоносителя по шести трубам 4 (вход в теплообменник) и восходящее его перемещение по остальным шести трубам 4 (выход из теплообменника). Перегородка 8 делит камеру 2 на две подкамеры – 2а и 2б. Как уже отмечалось, необязателен просвет между стенками труб, так как вход труб в камеры можно осуществить с помо-

щью переходных вставок меньшего диаметра 3. В таком случае наружный диаметр камер не превысит габаритов трубного пучка. Подвод и отвод теплоносителя к теплообменнику осуществляется по трубам 1 и 7. Достоинство решения по 12-трубной схеме и в том, что центральная сквозная полость достаточно большого сечения ($R_{к12} = 0,585R_{02}$) позволяет теплообменнику выполнять функции обсадной трубы и это исключает проблему стойкости стенок и упрощает выбор способа проходки скважины особенно при глубоком бурении. Во избежание деформации теплообменника при бурении он снабжен кольцевой опорой 6.

В заключение определим материалоемкость схемного решения, когда восходящая и нисходящая ветви "двенадцатитрубного" теплообменника перестроятся в полые круговые полукольца, т.е. ветви не будут иметь внутренних перегородок

из “полутруб”. Согласно (1) толщины стенок наружного $\delta_{\text{нар}}$ и внутреннего $\delta_{\text{вн}}$ полуколец должны быть

$$\delta_{\text{нар}} = 2\delta_2, \quad \delta_{\text{вн}} = 2\left(1 - \frac{1}{\sqrt{6}}\right)\delta_2 = 1,18\delta_2,$$

и, учитывая (5) и что $R_0 \approx d_2$, материалоемкость превысит исходное значение в

$$\frac{2\pi R_0 \delta_{\text{нар}} + 2\pi(R_0 - d_{k12})\delta_{\text{вн}}}{2\pi d_2 \delta_2} = 2,7 \text{ раза.}$$

Последние подсчеты еще раз подтверждают оптимальность конструкции на основе двенадцатитрубной схемы.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Системы тепловых насосов. Инструкция по проектированию.* Vissmann – 2000. – 47с.

Получено 27.08.2005 г.

УДК 663.5:541.48:66.048

БРЕМЕРС Г.¹, ШКЕЛЕ А.¹, БИРЗИЕТИС Г.¹, ГУЛБИС В.¹, ДАНИЛЕВИЧ А.²

¹ *Институт силовых машин Латвийского сельскохозяйственного университета*

² *Институт Микробиологии и биотехнологии Латвийского Университета*

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИНЦИПОВ УСТРОЙСТВА И РАБОТЫ ПИЛОТНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ БЕЗФЛЕГМОВОЙ СОЛЕВОЙ ПЕРЕГОНКИ СПИРТА

Описано принцип работы обладнання для зміцнення пари спирту шляхом перегонки з використанням водопоглинальної солі без утворення флегми та принцип регенерації солі. Пропонований спосіб дає змогу одержувати безводний спирт для використання у виробництві біопального та у порівнянні з традиційною перегонкою майже вдвічі зменшити витрату енергії на процес.

Описан принцип работы устройства для укрепления паров спирта путем перегонки с использованием водопоглощающей соли без образования флегмы и принцип регенерации соли. Предлагаемый способ дает возможность получить безводный спирт для использования в производстве биогорючего и по сравнению с традиционной перегонкой почти вдвое снизить расход энергии на процесс.

The operation principle of equipment for alcohol dehydration using non-reflux saline distillation is described. The new method for saline regeneration is developed. The developed innovative non-reflux saline dehydration method of crude alcohol gives possibility to obtain absolute alcohol for biofuel production and reduce energy consumption in dehydration process almost on half.

Все исследователи солевой перегонки спирта указывают на преимущества этого вида перегонки. Такая перегонка дает возможность получить продукт концентрацией выше азеотропной вплоть до абсолютного спирта, и сэкономив энергию перегонки [1–6]. Однако этот метод имеет и недостатки, главная из них – регенерация отработанной соли. Предлагают отработанный раствор соли упаривать, соль кристаллизовать и сушить. При этом регенерированная соль возвращается в колонну перегонки в виде раствора во флегме. Таким методом пользовались и авторы

настоящей статьи. Получение спирта высокой концентрации в результате перегонки с добавлением хлорида кальция, связано с трудностями регенерации соли. Главные из них проявлялись после кристаллизации, когда нужно было отнять от соли кристаллизационную воду путем сушки. Для этого нужна высокая температура. Моногидрат хлорида кальция при такой температуре сушки расплавляется, образуя комки и слои частиц, прочно сцепленных с поверхностью аппаратуры. Это затрудняет подвод теплоты, перемешивание и транспортировку соли.