

Таблица 4. Соответствие лингвистических перенных

№ термножества	Уровень параметра F0	Степень риска отказа подсистемы «человек»
1	Н	Приемлемая (низкая)
2	С	Пограничная (средняя)
3	В	Опасная (высокая)

Выводы

Разработаны математическая модель и метод оценки риска отказа подсистемы «Человек» человеко-машинной системы. Отличительная особенность данной модели — возможность использовать при расчетах любые измеряемые биопараметры, с учетом их взаимосвязей, и выводить один интегральный показатель психофизиологического состояния человека-оператора. На основании предложенной модели и метода может быть создана в дальнейшем, компьютерная система оценки риска отказа подсистемы «Человек» человеко-машинной системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гражданкин А.И. Экспертная система оценки техногенного риска опасных производственных объектов/ А.И. Гражданкин, П.Г. Белов // Безопасность труда в промышленности. – 2000. – N 11. – С. 6–10.

2. Хенли Э. Надежность систем и оценка риска / Хенли Э. Дж., Куамото Х. – Машиностроение, 1984. – 528 с.
3. Бойко В.И., Мещанинов С.К. Моделивання надійності функціонування людино-машинних систем в умовах сучасної техносфери. – Дніпродзержинськ «ДДТУ» 2014. – 154 с.
4. Prikladnie nechetkie sistemy: per. s uar. K. Asayi, D. Vatada, S. Ivai /pod red. T. Terano, K. Asayi, M. Sugeno. – М.: Mir, 1993. – 368 p.
5. Фукунага К. Введение в статистическую теорию распознавания образов: пер. с англ. Гл. ред физико-математической литературы, М: Мир, 1979. – 368 с.
6. Фомин Я. А. Распознавание образов: теория и применения. – 2-е изд. – М.: ФАЗИС, 2012. – 429 с. – ISBN 978-5-7036-0130-4.
7. Фишберн П. Теория полезности для принятия решений. М.: Наука, 1978. – 242 с.
8. Лотов А. В., Поспелова И. И. Многокритериальные задачи принятия решений: учебное пособие – М: МАКС Пресс, 2008. – 197 с.
9. Машунин, Ю.К. Теория управления. Математический аппарат управления в экономике : [учеб. пособие] / Ю.К. Машунин . – М. : Логос, 2013 . – (Новая университетская библиотека) . – ISBN 978-5-98704-736-1
10. Kaufmann A., Gupta M. Introduction to Fuzzy Arithmetic: Theory and Applications. – Van Nostrand Reinhold, 1991.–330 p.
11. Рыжов А.П. Элементы теории нечетких множеств и измерения нечеткости. М.: Диалог-МГУ, 1998.– 242 с.

пост. 23.02.2017

А.С. КОВЯЗИН, к.т.н., доцент

Запорожская государственная инженерная академия, г. Запорожье

Обоснование соотношения площадей поперечного сечения грунтового теплообменника для геотермальной вентиляции

На основании математического моделирования определено рациональное соотношение площади поперечного сечения внутренней трубы к площади поперечного сечения межтрубного пространства в грунтовом теплообменнике для геотермальной вентиляции

Постановка проблемы

Эффективное ведение отрасли животноводства невозможно без полноценного кормления и создания оптимальных условий содержания животных, которые в основном определяются микроклиматом. Обеспечение оптимального микроклимата в животноводческих помещениях требует значительных затрат энергии, на что затрачивается до 15 % средств производителей. Охлаждение (нагревание) приточного воздуха для животноводческих помещений может быть осуществлено с помощью геотермальной вентиляции, которая позволяет использовать тепловую энергию поверхностных слоев Земли. Рабочими органами геотермальной вентиляции являются грунтовые теплообменники. Для эффективного использования грунтового теплообменника необходимо обосновать его геометрические параметры, один из которых — отношение площади поперечного сечения внутренней трубы к площади поперечного сечения межтрубного пространства.

Анализ последних исследований и публикаций

Работы [1–4] посвящены моделированию процессов теплообмена между грунтовыми теплообменниками и массивом грунта, однако в них не исследовалось влияние соотношения площадей поперечного сечения грунтового теплообменника на теплообмен из массива грунта. Таким образом, в настоящее время проблема не решена.

Формулирование цели исследования

Цель — повысить эффективность использования геотермальной вентиляции путем обоснования рационального соотношения площадей поперечного сечения грунтового теплообменника.

Изложение основного материала

Принцип действия геотермальной вентиляции с использованием грунтовых теплообменников (рис. 1) состоит в том, что воздух, имеющий температуру T_1 , подается на вход грунтового теплообменника и отдает (отбирает) тепло грунту, в результате чего воздух охла-

ждается (нагревается), приобретая температуру T_2 и подается в животноводческое помещение. При этом между внутренней поверхностью обсадной трубы грунтового теплообменника, имеющей внутренний диаметр D , и массивом грунта возникает тепловой поток dQ/dt , величина которого определяет теплоотбор грунтового теплообменника от массива грунта. Скважина заполнена тампонажным раствором с высокой теплопроводностью, что улучшает теплообмен между обсадной трубой и грунтом. Обсадная труба выполнена из материала с высокой теплопроводностью, а внутренняя труба теплоизолирована, что повышает энергетическую эффективность грунтового теплообменника.

Таким образом, в ходе исследований необходимо определить отношение площади поперечного сечения внутренней трубы A_d к площади поперечного сечения межтрубного пространства A_D (рис. 2).

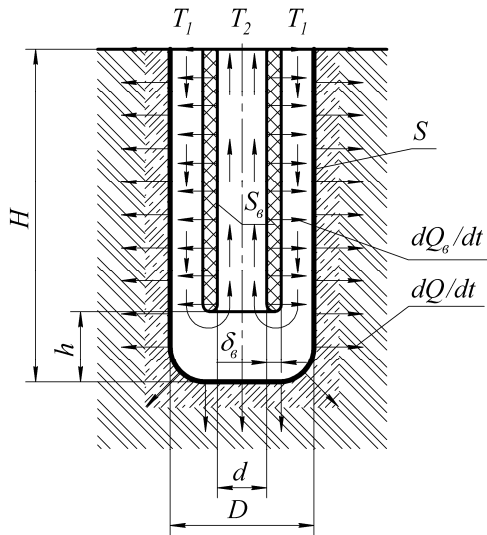


Рис.1. Продольное сечение грунтового теплообменника

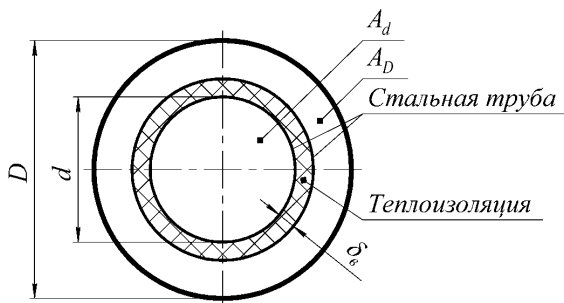


Рис.2. Поперечное сечение грунтового теплообменника

Принимаем следующие допущения: грунт является однородным и изотропным, а его теплофизические свойства остаются постоянными с изменением температуры; тепловой контакт обсадной трубы с прилегающим грунтом идеален; вследствие незначительного изменения давления в потоке воздуха при его движении в грунтовом теплообменнике, воздух рассматриваем как несжимаемую жидкость; процесс теплопередачи через стенку внутренней трубы проходит только по ее толщине и мгновенно; не учитываем наличие обсадной трубы грунтового теплообменника, то есть принимаем толщину

стенки обсадной трубы $\delta = 0$ и используем модель тонкой стенки (Thin Wall) с решением одномерных уравнений теплопроводности сквозь эту границу.

Введем цилиндрическую систему координат так, чтобы ось OZ была направлена вниз по оси грунтового теплообменника, а координата $z = 0$ соответствовала поверхности Земли. Поскольку рассматривается осесимметричная задача, то ни одна из величин не будет зависеть от координаты φ ($0 \leq \varphi < 2\pi$), поэтому координату φ не указываем.

Область, занимаемая грунтом [5]

$$M_2 = M_1 \cup M_2, M_1 = [D/2, \infty) \times [0, H], M_2 = [0, \infty) \times [H, \infty),$$

где D — диаметр обсадной трубы грунтового теплообменника, м; H — длина грунтового теплообменника, м.

Область, занимаемая внутренней трубой

$$M_{m6} = [d/2, d/2 + \delta_g] \times [0, H - h],$$

где d — внутренний диаметр внутренней трубы грунтового теплообменника, м; δ_g — толщина стенки внутренней трубы грунтового теплообменника, м.

Область, занимаемая воздухом

$$M_6 = M_3 \setminus M_{m6}, M_3 = [0, D/2] \times [0, H].$$

Согласно [6, 7] тепловой поток, проходящий через поверхность теплообмена S в заданный момент времени t функционирования грунтового теплообменника

$$\frac{dQ}{dt} = -\lambda_2 \int_S \frac{\partial T_z}{\partial n} dS,$$

где λ_2 — теплопроводность грунта, Вт/(м·°C); $T_z(r, z, t)$ — температура в точке грунта, которая имеет координаты (r, z) в момент времени t , °C; n — нормаль к поверхности S .

Тепловой поток, проходящий через поверхность внутренней трубы S_g

$$\frac{dQ_g}{dt} = \pi \int_0^{H-h} k_l(T_1 - T_2) dz,$$

где $k_l(z)$ — местный линейный коэффициент теплопередачи, Вт/(м·°C); $T_1(z), T_2(z)$ — местные средние по сечениям температуры, имеющие координату z в момент времени t , °C.

Местный линейный коэффициент теплопередачи для однослойной цилиндрической стенки [8]

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d} + \frac{1}{2\lambda_{m6}} \ln \frac{d + 2\delta_g}{d} + \frac{1}{\alpha_2 (d + 2\delta_g)}},$$

где α_1, α_2 — местные коэффициенты теплоотдачи для потока воздуха, движущегося вниз и вверх соответственно Вт/(м²·°C); λ_{m6} — теплопроводность материала внутренней трубы, Вт/(м·°C).

Уравнение неразрывности, которое отражает факт отсутствия в области, занимаемой воздухом M_6 пустот и разрывов, в принятой системе цилиндрических координат и имеющейся осевой симметрии $\vec{v} = \vec{v}(r, z)$ имеет вид [9, 10]

$$\frac{1}{r} \frac{\partial (rv_r)}{\partial r} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0, (r, z) \in M_6,$$

где v_r, v_z — компоненты скорости в направлениях r, z .

Движение воздуха в данном случае описывается уравнениями Навье-Стокса, которые в цилиндрических координатах при осевой симметрии принимают вид

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dv_r}{dt} &= -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left(\nabla^2 v_r - \frac{v_r}{r^2} \right), \\ \rho \frac{Dv_z}{dt} &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 v_z, \quad (r, z) \in M_6, \end{aligned} \quad (1)$$

где ρ — плотность воздуха, кг/м³; p — давление, Па; μ — динамическая вязкость воздуха, Па·с.

Входящие в уравнения (1) субстанциальные производные выражаются зависимостями

$$\begin{aligned} \frac{Dv_r}{dt} &= \frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z}, \\ \frac{Dv_z}{dt} &= \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z}. \end{aligned}$$

Оператор Лапласа при наличии осевой симметрии в цилиндрической системе координат имеет вид

$$\nabla^2 = \left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right).$$

Температурное поле в движущемся потоке воздуха описывается уравнением энергии [9, 11]

$$\frac{DT_6}{dt} = a_6 \nabla^2 T_6, \quad (r, z) \in M_6, \quad (2)$$

где $T_6(r, z, t)$ — температура в точке воздуха, которая имеет координаты (r, z) в момент времени t , °С; a_6 — температуропроводность воздуха, м²/с.

Субстанциальная производная, которая входит в уравнение (2) запишется как

$$\frac{DT_6}{dt} = \frac{\partial T_6}{\partial t} + v_r \frac{\partial T_6}{\partial r} + v_z \frac{\partial T_6}{\partial z}.$$

Температуропроводность материала определяется из выражения [6]

$$a = \frac{\lambda}{C \rho},$$

где λ — теплопроводность материала, Вт/(м·°С); C — удельная теплоемкость материала, Дж/(кг·°С); ρ — плотность материала, кг/м³.

Температурное поле в массиве грунта описывается следующим уравнением теплопроводности [6, 7]

$$\frac{\partial T_2}{\partial t} = a_2 \nabla^2 T_2, \quad (r, z) \in M_2,$$

где $t \in [0, \infty)$ — время от начала процесса теплообмена, с; a_2 — температуропроводность грунта, м²/с.

Начальные условия:

$$\begin{cases} T_2(r, z, 0) = T_{20}, \quad (r, z) \in M_2; \\ T_6(r, z, 0) = T_{20}, \quad (r, z) \in M_6; \\ T_{m6}(r, z, 0) = T_{20}, \quad (r, z) \in M_{m6}. \end{cases}$$

где $T_{20}(z)$ — природное температурное поле поверхностных слоев Земли, °С [3].

Граничные условия

$$\begin{cases} T_6(r, 0, t) = T_1, \quad r \in [d/2 + \delta_6, D/2]; \\ T_2(r, 0, t) = f(t), \quad r \in [D/2, \infty), \end{cases}$$

где $T_2(r, 0, t)$ — функция, определяющая температуру на поверхности грунта и зависящая от природно-климатических условий.

Условие равенства плотностей тепловых потоков на стенке обсадной трубы

$$\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial n} = -\alpha (T_6 - T_2), \quad (r, z) \in M_2 \cap M_6,$$

где α — средний коэффициент теплоотдачи на поверхности обсадной трубы, Вт/(м²·°С); T_6, T_2 — средние температуры воздуха и поверхности обсадной трубы, °С.

Дифференциальное уравнение теплоотдачи устанавливает связь между коэффициентом теплоотдачи на поверхности обсадной трубы и температурным полем воздуха [11]

$$\alpha = -\frac{\lambda_6}{T_6 - T_2} \frac{\partial T_6}{\partial n}.$$

Последнее уравнение сводит задачу нахождения коэффициента теплоотдачи к основной задаче теории теплообмена — определению температурного поля.

Тепловая мощность грунтового теплообменника

$$P_m = \frac{V_t}{3,6} \rho C_6 |T_1 - T_2|,$$

где C_6 — теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°С).

Мощность, необходимая для прокачивания воздуха через грунтовой теплообменник, определяется по формуле

$$P_n = \frac{V_t \Delta p}{3600 \eta_n},$$

где Δp — потери давления в грунтовом теплообменнике, Па; η_n — полный КПД вентилятора.

Известно [12], что передача энергии в форме работы представляет большую ценность, чем передача энергии в форме тепла. Электродвигатель вентилятора требует электроэнергии, которая преобразуется из тепловой энергии с большими потерями. Оценить потери, возникающие в процессе выработки электроэнергии на электростанциях, а также при транспортировке энергии по электрическим сетям возможно с помощью коэффициента полезного использования (КПИ) первичного энергоресурса, который закреплен в немецком стандарте DIN 4701 (ч. 10).

Согласно [13] удельный расход первичного энергоресурса для электроэнергии составляет 2,8, для геотермальной энергии и других возобновляемых источников энергии — 1,0.

Теперь становится возможным определить эффективную тепловую мощность

$$P_e = P_m - k_{33} P_n,$$

где k_{33} — удельный расход первичного энергоресурса для электроэнергии, $k_{33} = 2,8$.

В первом приближении для моделирования, на основании предыдущих исследований [4], принимаем длину грунтового теплообменника $H = 30$ м и диаметр обсадной трубы грунтового теплообменника $D = 0,35$ м. Внутренняя труба имеет составную конструкцию, и состоит из двух тонкостенных оцинкованных стальных труб с заполнением пространства между ними пенополиуретаном ($\lambda_{ППУ} = 0,04$ Вт/(м·°С); $C_{ППУ} = 1470$ Дж/(кг·°С); $\rho_{ППУ} = 60$ кг/м³).

Вычислительный эксперимент проводился с использованием пакета вычислительной гидродинамики ANSYS Fluent, который в качестве метода пространственной дискретизации использует метод конечных объемов с расчетом неизвестных в центрах ячеек. В качес-

ве решателя использовали решатель по давлению: на входе $T_g(r,0,t)$ задавался равномерный профиль скорости v (velocity-inlet condition), на выходе предполагалось постоянное давление $p=0$ (pressure-outlet condition). Для моделирования турбулентности использовалась модель Ментера ($k-\omega$ Shear Stress Transport или SST модель) [14]. Для сопряжения скорости и давления использовалась схема «Coupled». Градиенты переменных решения в центрах ячеек определялись методом Грина-Гаусса по узлам. Для интерполяции давления использовался метод «PRESTO!». Для интерполяции конвективных слагаемых использовалась схема адвекции второго порядка. Также применялась конвертация сетки в полиэдрическую.

После моделирования, для принятых численных значений¹, получили результаты, представленные на рис. 3–5.

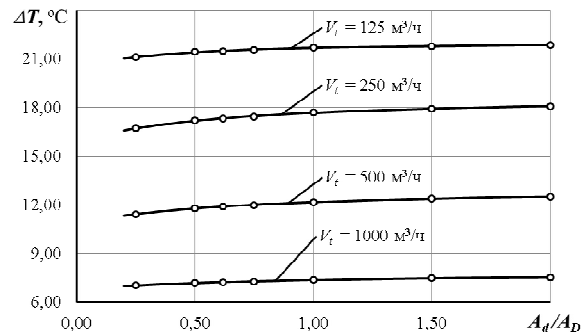


Рис. 3. Графики зависимости величины охлаждения воздуха ΔT от соотношения площадей A_d/A_D при различной объемной подаче воздуха V_i

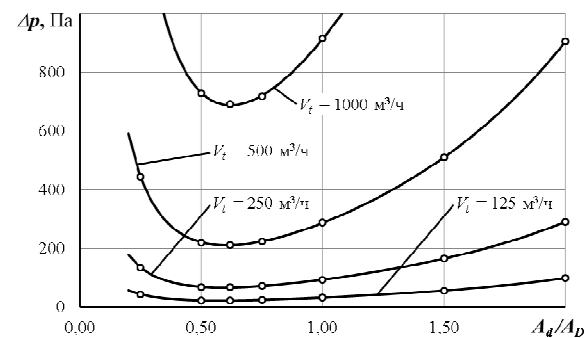


Рис. 4. Графики зависимости потерь давления Δp от соотношения площадей A_d/A_D при различной объемной подаче воздуха V_i

Как видно из рис. 3, с увеличением соотношения площадей воздух лучше охлаждается. Это можно объяснить увеличением скорости движения воздуха в межтрубном пространстве вследствие чего увеличивается коэффициент теплоотдачи α на поверхности обсадной трубы грунтового теплообменника. Для исследуемого диапазона параметров зависимость величины охлажде-

ния от соотношения площадей имеет практически линейный характер. С уменьшением объемной подачи воздух лучше охлаждается вследствие увеличения отношения α/V_i , что можно объяснить увеличением времени теплоотдачи (воздуха дольше проходит через теплообменник), а также меньшим истощением теплового потенциала массива грунта.

Рис. 4 свидетельствует о том, что при соотношении площадей на уровне 0,618 (золотого сечения) [15] наблюдаются минимумы потерь давления в грунтовом теплообменнике. Причем для больших подач воздуха эти минимумы более ярко выражены.

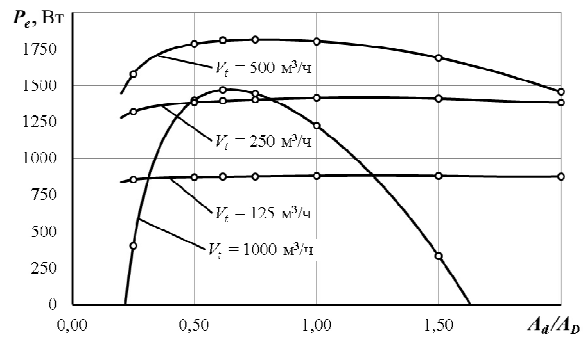


Рис. 5. Графики зависимости эффективной тепловой мощности P_e от соотношения площадей A_d/A_D при различной объемной подаче воздуха V_i

Эффективная тепловая мощность (рис. 5) является показателем эффективности использования грунтовым теплообменником теплового потенциала поверхностных слоев Земли.

Как видно из рис. 5, для подач $125 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $250 \text{ м}^3/\text{ч}$ отсутствуют ярко выраженные оптимумы эффективной тепловой мощности. То же в некоторой степени относится и к подаче $500 \text{ м}^3/\text{ч}$. В то же время для подачи $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$ наблюдается ярко выраженный максимум эффективной тепловой мощности при соотношении площадей поперечного сечения внутренней трубы и межтрубного пространства на уровне 0,618. Поэтому для повышения эффективности грунтового теплообменника отношение площади поперечного сечения внутренней трубы к площади поперечного сечения межтрубного пространства должно составлять золотое сечение.

Таким образом, воздух лучше охлаждается с увеличением отношения площади поперечного сечения внутренней трубы к площади поперечного сечения межтрубного пространства вследствие увеличения скорости движения воздуха в межтрубном пространстве и увеличения коэффициента теплоотдачи на поверхности обсадной трубы грунтового теплообменника. С другой стороны, увеличение соотношения площадей приводит к увеличению потерь давления в грунтовом теплообменнике. При соотношении площадей на уровне 0,618 (золотого сечения) наблюдается минимум потерь давления и эффективная тепловая мощность грунтового теплообменника близкая к максимальным значениям для различных объемных подач воздуха.

Для повышения эффективности грунтового теплообменника принимаем, что отношение площади поперечного сечения внутренней трубы к площади попе-

¹ $T_i = 40 \text{ }^\circ\text{C}$; $t = 4 \cdot 10^6 \text{ с}$; $\lambda_g = 1,45 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{ }^\circ\text{C})$; $C_g = 1350 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{ }^\circ\text{C})$; $\rho_g = 1600 \text{ кг}/\text{м}^3$.

речного сечения межтрубного пространства должно составлять золотое сечение, то есть

$$\frac{A_d}{A_D} = \varphi,$$

где φ — число «фи», $\varphi \approx 0,618$ [15].

Тогда диаметр внутренней трубы

$$d = \frac{\sqrt{\varphi (D^2(1 + \varphi) - 4\delta_6^2) - 2\varphi\delta_6}}{1 + \varphi}.$$

Выводы

Воздух лучше охлаждается с увеличением отношения площади поперечного сечения внутренней трубы к площади поперечного сечения межтрубного пространства вследствие увеличения скорости движения воздуха в межтрубном пространстве и увеличения коэффициента теплоотдачи на поверхности обсадной трубы грунтового теплообменника. С другой стороны, увеличение соотношения площадей приводит к увеличению потерь давления в грунтовом теплообменнике.

При соотношении площадей на уровне 0,618 (золотого сечения) наблюдается минимум потерь давления и эффективная тепловая мощность грунтового теплообменника близкая к максимальным значениям для различных объемных подач воздуха.

Для повышения эффективности грунтового теплообменника принимаем, что отношение площади поперечного сечения внутренней трубы к площади поперечного сечения межтрубного пространства должно составлять золотое сечение.

ЛІТЕРАТУРА

12. Ковязин А. С. Влияние материала и толщины стенки обсадной трубы грунтового теплообменника на теплоотбор из массива грунта / А. С. Ковязин, И. Г. Величко // Вісник національного університету «Львівська політехніка» «Теплоенергетика. Інженерія доквілля. Автоматизація». – № 758. – Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2013. – С. 57–62.
13. Ковязин А. С. Влияние на энергоъем формы поперечного сечения грунтового теплообменника / А. С. Ковязин // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка «Технічні системи і технології тваринництва». – № 132. – Харків, 2013. – С. 251–255.
14. Шевченко И. Моделирование природного температурного поля поверхностных слоев Земли / Игорь Шевченко, Алексей Ковязин // An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery: Motrol. Comission of motorizatin and energetics in agriculture. – Vol. 15. – № 3. – Lublin-Rzeszów, 2013. – С. 228–234.
15. Ковязин А. С. Обоснование длины и диаметра грунтового теплообменника / А. С. Ковязин, Д. А. Долгих // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Вип. 98. – Т. 2. – Глеваха, 2013. – С. 96–105.
16. Бронштейн И. Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. – М.: Наука, 1986. – 544 с.
17. Лыков А. В. Теория теплопроводности / А. В. Лыков. – М.: Высш. шк., 1967. – 600 с.
18. Крейт Ф. Основы теплопередачи / Ф. Крейт, У. Блэк. – М.: Мир, 1983. – 512 с.
19. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок / В. Л. Иванов, А. И. Леонтьев, Э. А. Манушин, М. И. Осипов; Под ред. А. И. Леонтьева. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 592 с.
20. Ковальногов Н. Н. Основы гидравлики / Н. Н. Ковальногов, Е. Н. Коврижных. – Ульяновск: УВАУ ГА, 2004. – 86 с.
21. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.
22. Орлов М. Е. Теоретические основы теплотехники. Тепломассообмен / М. Е. Орлов. – Ульяновск: УлГТУ, 2013. – 204 с.
23. Рей Д. Тепловые насосы / Д. Рей, Д. Макмайкл. – М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с.
24. Люке А. Первичная энергия как критерий энергетической эффективности / Андреас Люке // Энергосбережение. – М.: Информационно-издательское предприятие «АВОК-ПРЕСС», 2011. – № 4. – С. 8–12.
25. Menter F. R. Zonal two equation $k-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows / F. R. Menter. – AIAA Paper 93—2906. No. 1993. – 21 p.
26. Ливио М. φ – Число Бога. Золотое сечение – формула мироздания / Марио Ливио. – М.: АСТ, 2015. – 440 с.

пост. 02.03.2017