

УДК 697.7

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ С СОЛНЕЧНЫМИ СИСТЕМАМИ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Валентина Табановна Тайсаева, доктор технических наук, профессор, академик РАЕН, директор Института солнечной энергетики Бурятской государственной сельскохозяйственной академии (Россия, Улан-Удэ)

Аннотация

В статье рассматривается метод создания энергоэффективных биотехнических систем. Дается пример моделирования энергоэффективной солнечной теплицы. Обсуждается метод определения энергетической эффективности аккумуляторов теплоты с теплоаккумулирующими насадками.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: устойчивое развитие, энергоэффективность, моделирование биотехнических систем.

ENERGY EFFICIENT TECHNOLOGIES OF LIFE SUPPORT WITH THE SOLAR HEAT SUPPLY SYSTEMS

Valentina Tabanovna Taysaeva, doctor of Technical Sciences, professor, member of the Russian Academy of Natural Sciences, director of the Institute of Solar Energy of Buryatia State Academy of Agriculture (Russia, Ulan-Ude)

Abstract

This article describes a method of creating energy efficient biotechnological systems. There presents an example of modeling of the solar greenhouse that is of great energy efficiency. The discussion over the method for determining the energy efficiency of the batteries heat with heat-accumulating nozzles is provided.

KEYWORDS: sustainable development, energy efficiency, modeling of biotechnological systems.

Введение

В России за 15 лет перестройки основной объем производства овощей, мяса, молока переместился из сельхозпредприятий (11,5%) в фермерские и личные подсобные хозяйства — 86%. И эта продукция производится в основном в животноводческих помещениях, временных пленочных теплицах, где не поддерживаются нормируемые параметры микроклимата. Создается проблемная ситуация, заключающаяся в необходимости надежного и устойчивого энергообеспечения сельского хозяйства, фермерских и личных подсобных хозяйств экологически чистыми источниками энергии. Таковыми являются возобновляемые источники энергии (ВИЭ). Из всех видов ВИЭ наибольшее развитие в мире получило преобразование солнечной энергии в тепло невысокого потенциала, используемое для теплоснабжения. Далее речь пойдет о методах создания энергоэффективных технологий на объектах сельского хозяйства для производства экологически чистой продукции с использованием гелиотехнического оборудования [1, 2, 3].

Метод создания энергоэффективных биотехнических систем

В животноводстве в настоящее время большое значение приобрел вопрос снижения энергозатрат на отопление и вентиляцию ферм в связи с резким подорожанием энергоносителей. **Расходы на потребляемую энергию в отопительный период года сопоставимы с расходами на кормление животных.** Многовариантность технических решений для снижения энергозатрат при формировании нормативного микроклимата в животноводческих помещениях свидетельствует о необходимости комплексного учета взаимовлияния технических средств, биоорганизмов, внутренней и наружной среды, что вместе составляет единую биотехническую систему (БТС).

Для установления свойств и взаимосвязей между факторами и процессами, влияющими на состояние БТС, необходимо применить метод системных исследований. Для обоснования рациональных режимов работы БТС необходимо знать влияние на продуктивность животных суммы параметров воздушной среды помещения: температуры T , влажности φ , аммиака NH_3 , углекислого газа CO_2 , подвижности воздуха V в виде функции продуктивности:

$$П = f(T_{вн}, \varphi_{вн}, NH_3, CO_2, V) \quad (1)$$

Для сложной системы в целом построить математическую модель теоретическим методом не представляется возможным. Поэтому **математическая модель БТС получена экспериментально-статистическим методом.**

Параметры, характеризующие протекание технологического процесса в БТС, классифицируем на **входные и выходные.**

Входные параметры: мощность вентиляционно-отопительных установок (ВОУ) — P , кВт; подача вентиляторов — L , $m^3/ч$; корма — K , кормовая единица; тепло — $Q_{жс}$, $кДж/ч$ и влаго-выделения животных — $D_{жс}$, $г/ч$; количество теряемого тепла: на испарение — $Q_{исп}$, $кДж/ч$; через ограждающие конструкции — $Q_{огр}$, $кДж/ч$; параметры наружной среды: температура — θ_n , °C, влагосодержание — d_n , $г/кг$.

Входные параметры делим в свою очередь на регулируемые K , P , I и нерегулируемые $Q_{жс}$, $D_{жс}$, $Q_{исп}$, $Q_{огр}$, θ_n , d_n , которые взаимосвязаны между собой (кроме кормов) уравнениями теплового и влажностного баланса.

Выходные параметры — это группа параметров, зависящая от входных параметров и подразделяемая на показатели процесса (продуктивность — $П$, $кг$, минимум приведенных затрат — e , $руб/кг$), а также на показатели, проверяемые на технологические ограничения (по температуре — $\theta_{вн}$, °C; относительной влажности — $\varphi_{вн}$, %; содержанию аммиака — NH_3 ,

мг/л, углекислого газа — CO_2 , % и подвижности воздуха — v , м/с) воздушной среды коровника, которые налагаются условиями нормального технологического процесса и возможностями ВОУ. Параметрическая схема входных и выходных параметров БТС приведена на рисунке 1.

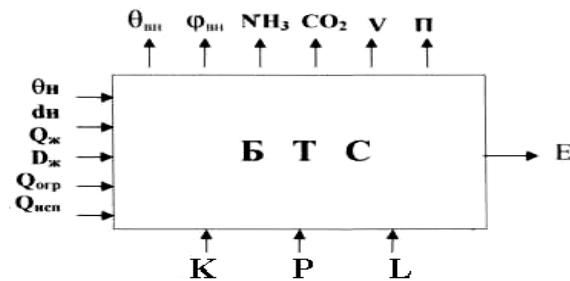


Рис. 1. Параметрическая схема входных и выходных параметров БТС

Полученная ранее автором модель действия параметров микроклимата внутренней среды помещения на продуктивность коров $\Pi = f(\varphi_{вн}, \theta_{вн}, NH_3, CO_2, v)$:

$$\Pi\left(\frac{\theta}{\theta_m}, \frac{\varphi}{\varphi_m}\right) = 5,043 + 1,315 \frac{\theta}{\theta_m} - 7,653 \frac{\varphi}{\varphi_m} - 0,389 \left(\frac{\theta}{\theta_m}\right)^2 + 3,029 \left(\frac{\varphi}{\varphi_m}\right)^2 - 0,38 \frac{\theta}{\theta_m} \cdot \frac{\varphi}{\varphi_m}; \quad (2)$$

позволяет получить модель эффективности функционирования БТС жизнеобеспечения молочных коров, используя выражение:

$$e = (0,15K + \mathcal{E})/\Pi, \quad (3)$$

где: 0,15 — нормативный коэффициент; K — капиталовложения во все объекты фермы (трансформаторные подстанции, ЛЭП технологическое оборудование), руб./сутки; \mathcal{E} — эксплуатационные, затраты на производство продукции руб./сутки.

Эксплуатационные, затраты на производство продукции (\mathcal{E}) представляет собой сумму:

$$\mathcal{E} = Z + I + Z_q + a_{ном}k_{ном} + a_{ном} + a_{от}k_{от}, \quad (4)$$

где: Z — зарплата обслуживающего персонала, р/сут.; I — стоимость кормов, воды, электроэнергии без отопления, р/сут.; Z_q — затраты на теплоту, подаваемое отопительно-вентиляционной системой, р/сут.; $a_{ном}$ и $k_{ном}$ — нормы отчислений на амортизацию и текущий ремонт зданий, систем теплоснабжения, отн.ед. $\Pi = f(\theta_{вн}, \varphi_{вн},)$ — суточная продуктивность коров, кг.

Величины k , Z , I , $a_{ном}$, $k_{ном}$, $a_{от}$, $k_{от}$ будут оставаться постоянными для одного расчетного варианта, обозначим их через A , тогда (3) примет вид:

$$e = (A + Z_q)/\Pi; \quad (5)$$

или

$$e = \frac{A + a\{[k_0 F + c(D_{ж, m} + D_{и, F_{и}})/(d_{вн} - d_{и})](q_{вн} - q_{и}) - m \cdot Q_{ж} + 2.4D_{и, F_{и}}\}}{\Pi}, \quad (6)$$

Модель была принята в качестве критерия оптимизации процесса, как минимальная величина стоимости затрат на получение 1 кг молока в сутки при Π_{max} . Оптимальным будет такой режим работы БТС, при котором для любой комбинации входных нерегулируемых параметров $\theta_{и}$, $d_{и}$ будет найдено такое значение регулируемого параметра расхода теплоты, при котором e приняло бы минимальное значение при соблюдении ограничений:

$$\Pi = \Pi_{max}; \quad \theta = \theta_{opt}; \quad \varphi = \varphi_{opt}; \quad NH_3 < 0,02 \text{ мг/л}; \quad CO_2 < 0,25\%; \quad v < 0,3 \text{ м/с}. \quad (7)$$

Для ведения технологического процесса по оптимальной экономической траектории $e(t)$ необходимо, чтобы в каждый момент времени текущему значению — температуре 14°C — соответствовало значение влажности 70%, при которых обеспечивается минимальное значение мгновенных затрат.

Зависимость $e = f(\theta, P, \varphi)$ будет изображаться поверхностью отклика в четырехмерном пространстве (две оси OP , $O\theta$) и осью $O\varphi$, которую зрительно представить невозможно. Однако характер влияния третьей переменной φ можно представить как изменение функции $e = f(\theta, \varphi)$ в зависимости от уровня фактора φ , координаты которого находятся в третьем измерении. Графически это мы представим в виде набора 3-х поверхностей $e = f(\theta, P)$ при трех уровнях φ (70, 80, 90%), каждая поверхность является трехмерным сечением некоторой четырехмерной, описываемой $e = f(\theta, P, \varphi)$ (рис. 2).

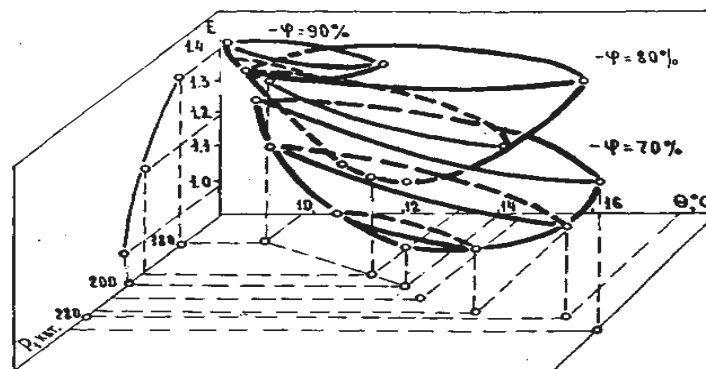


Рис. 2. Зависимость затрат от температуры, влажности воздушной среды помещения и мощности ЭВОУ при $\theta_{и} = -18 \text{ — } -23^\circ\text{C}$.

Откуда видим, что минимуму приведенных затрат также соответствует оптимальная температура 14°C и влажность 70%. Выбор любого значения мощности ВОУ, отличного от мощности установки, соответствующего оптимальным значениям θ и φ , вызывает увеличение затрат по сравнению с минимальными.

Моделирование энергоэффективной солнечной теплицы

В обычных теплицах из-за большой площади светопрозрачных поверхностей возникают значительные теплопотери, для компенсации которых требуется большой расход топлива. Теплица должна воспринимать в отопительный период максимальное количество солнечной радиации, которое можно регулировать выбором оптимального значения угла наклона α прозрачной поверхности к горизонту (рис. 3). Связь между α и высотой солнца h_o запишется как: $\alpha = 90^\circ - h_o$ или с учетом широты местности φ и угла склонения солнца δ : $h_o = 90^\circ - \varphi - \delta$.

Для условий г. Улан-Удэ — широта $\varphi = 52^\circ 3'$, теплица площадью 100 м^2 , при числе дней работы в году — 180, с 15 февраля по 15 ноября, при $\alpha = 60^\circ$, $h_o = 30^\circ$ — будет иметь оптимальные геометрические размеры пола $18,2 \times 5,5 \text{ м}$.

Формула зависимости геометрического показателя от размеров элементов ограждающих конструкции и высоты солнца $\Pi = f(h_o, b, H_o, L)$ имеет вид:

$$\Pi = \frac{(b + \frac{b * \cos(h_o) - H_o}{\sin(h_o)} + H_o) * L + 2 * (\frac{b^2 * \sin^2(h_o) * h_o}{2} + \frac{b^2 * \cos(h_o) - H_o * \cos(h_o)}{\sin(h_o)} * (\frac{b * \cos(h_o)}{2} + \frac{H_o}{2}))}{(b * \sin(h_o) + \frac{b * \cos(h_o) + H_o * \cos(h_o)}{\sin(h_o)}) * L} \quad (8)$$

где b — ширина прозрачного ограждения; H_o — высота тыльной стороны стены; L — длина теплицы.

Определение теплопроизводительности теплицы с закрытой пассивной солнечной системой

Для эффективной работы солнечных теплиц необходимо избыток тепла аккумулировать для выравнивания дневных и ночных температур. Для чего рассмотрим теплицы с закрытой пассивной солнечной системой (ПСС), которые отличаются простотой, прежде всего, с точки зрения конструктивного решения, и выполняются как функции элементов здания, так и функции восприятия и аккумулирования тепла (рис. 3) [1, 2].

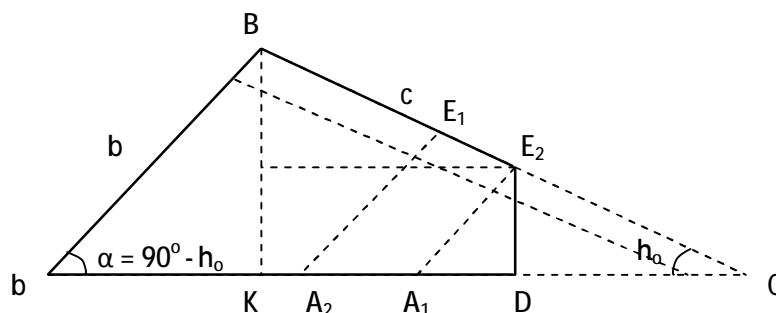


Рис. 3. Поперечный разрез теплицы

Условные обозначения: b — ширина светопрозрачного покрытия; α — угол наклона;

$E_2D = H_o$ — высота тыльной стороны стены; h_o — высота солнца.

Уравнение для закрытой ПСС имеет вид:

$$\begin{aligned}
 & - (M * C_p)_{вн} * \frac{dt_{вн}}{dt} = a_{вн} * F_{см} * [t_{вн(t)} - t_{см(-e,t)}] + a_{вн} * F_{нокр} * [t_{вн(t)} - t_{нокр(-e,t)}] + \\
 & + a_{вн} * F_{пол} * [t_{вн(t)} - t_{пол(-e,t)}] + a_{вн} * \sum_1^n F_{вн}^{nep} * [t_{вн(t)} - t_{(-e,t)}^{nep}] + R_{ок} * F_{ок} * [t_{вн(t)} - t_{н(t)}] + \quad (9) \\
 & + V_{вент} * \rho_n * C_p^4 * [t_{вн(t)} - t_{н(t)}] - F_{ок} * q_{полз(t)} - Q_{вн(t)} + (m * C_p)_{ТП} * [t_{вн(t)} - t_{вых(t)}^{ТП}]
 \end{aligned}$$

где: $(m * C_p)_{ТП}$ — массовый расход нагретого воздуха поступающего от теплоприемника; $C_{р,ТП}$ — удельная теплоемкость воздуха от теплоприемника; $t_{вых}^{ТП}(\tau)$ — температура воздуха на выходе из теплоприемника; $F_{ок}$ — площадь окон; $m_{вн}$ — масса внутреннего воздуха; $C_{р,вн}$ — удельная теплоемкость внутреннего воздуха; $t_{вн}(\tau)$ — температура внутреннего воздуха; τ — время; $a_{вн}$ — коэффициент теплообмена внутренних поверхностей ограждающих конструкций; $t_{см}(-e\tau)$ — температура внутренней поверхности наружной стены; $F_{см}$ — площадь внутренней поверхности наружных стен; $F_{нокр}$ — площадь внутренней поверхности покрытия; $t_{нокр}(-e\tau)$ — температура на внутренней поверхности покрытия; F_{nep} — площадь внутренней поверхности перекрытия; $t_{nep}(-e\tau)$ — температура внутренней поверхности перекрытия над подвалом; $F_{вн}^n$ — площадь поверхности внутренних перегородок, перекрытий; $t_{вн}^n(-e(\tau))$ — температура поверхности перегородок; $\sum_1^n (m * C_p)_{об}$ — теплоаккумулирующая способность массы различного внутреннего оборудования; $t_{об}(\tau)$ — температура на поверхности внутреннего оборудования; $K_{ок}$ — коэффициент теплопередачи через светопрозрачное покрытие; $t_{н}(\tau)$ — температура наружного воздуха; V — объем поступающего наружного воздуха извне за счет инфильтрации и через вентиляционные каналы наружного воздуха; ρ_n и C_p — плотность и теплоемкость наружного воздуха; $F_{ок}$ — площадь остекления пассивной системы; $q_{полз}(\tau)$ — плотность поглощенной внутренним объемом солнечной радиации; $Q_{вн}(\tau)$ — внутренние тепловыделения.

Определение теплотехнических параметров солнечной теплицы (рис. 4), в северной стене которой размещен абсорбер-теплоприемник II. Оптимальные значения углов наклона поверхности светопрозрачного покрытия принимаем равным $\alpha_1=60^\circ$, $\alpha_2=30$ [3].

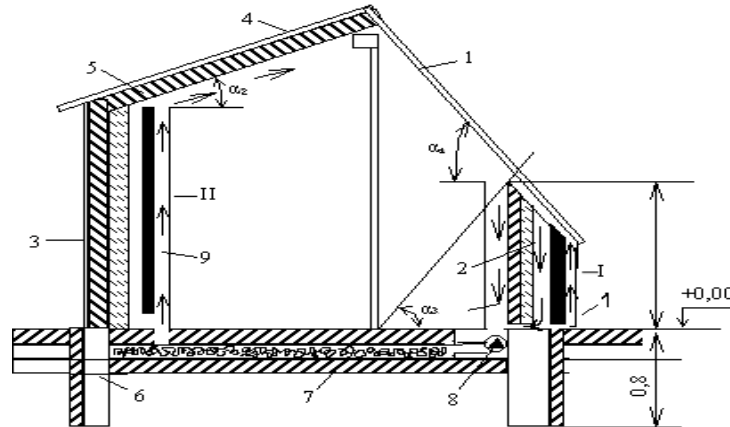


Рис. 4. Теплица с закрытыми пассивными солнечными системами

Условные обозначения:

- 1 — прозрачная изоляция; 2 — теплоизолированная передняя стенка;
 3 — теплоизолированная северная стенка; 4 — крыша; 5 — теплоизоляция;
 6 — теплоизолированный фундамент; 7 — аккумулятор; 8 — вентилятор;
 9 — циркуляционные каналы.

В качестве материала пола, потолка, стены берем плиты перекрытий — железобетонные, армированные стержнями из стали Ат+V.

Определим температуру внутренней поверхности τ_b стен потолка и пола

$$\tau'_e = 0.765 * t_e + 0.235 * t_n \text{ — стен (7); } \tau'_e = 0.785 * t_e + 0.215 * t_n \text{ — потолка;} \quad (10)$$

$$\tau'_e = 0.78 * t_e + 0.21 * t_n \text{ — пола.} \quad (11)$$

Подставив значения получим:

$$\alpha_{вн} = 8.7 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad F_{ст} = 42.1 \text{ м}^2; \quad F_{ном} = 70.2 \text{ м}^2; \quad F_{пол} = 100 \text{ м}^2; \quad m * C_p = 204 * 10^3 \text{ Дж/} ^\circ\text{C}$$

в уравнение (6), получим уравнение:

$$(m * C_p) \frac{dt_{вн}}{dt} = 5,95(t_{вн} - t_n) - q. \quad (12)$$

При дискретном изменении температуры во времени формула примет вид:

$$t_{вн_{i+1}} - t_{вн_i} = 0,035 * (t_{н_{i+1}} - t_{н_i}) + 0.0029 * q_n. \quad (13)$$

Для определения теплопроизводительности пассивного теплоприемника используем формулу:

$$Q_{ТП} = (mC_p)_{погр} (t_{погр} - t_{вн}) \cdot (a-1), \text{ Вт,} \quad (14)$$

где: $t_{вн}$ — средняя по объему здания внутренняя температура воздуха, $^\circ\text{C}$. a — сторона теплицы, где расположен теплоприемник; $(mC_p)_{погр}$ — масса пограничного слоя воздуха на 1 метр.

Изменение температуры воздуха в пограничном слое, определяем по формулам:

для абсорберов I, II:

$$t_{ногр(i+1)} - t_{вн(i)} = 0,365 (t_{н(i+1)} - t_{вн(i)}) + 0,016 q_{ногр(i+1)}^{аб}; \quad (15)$$

для абсорбера I:

$$t_{ногр(i+1)} - t_{вн(i)} = 0,3 (t_{н(i+1)} - t_{вн(i)}) + 0,0132 q_{ногр(i+1)}^{аб}. \quad (16)$$

$(m \cdot C_p)_{ногр}$ находим по формуле:

$$m_{ногр} = 3600 \delta \cdot \rho \cdot V_{ср} = 38,9 \text{ кДж/м} \cdot \text{°C}, \quad (17)$$

где: $\delta = 1$ см — толщина пограничного слоя; $\rho = 1,2$ кг/м³;

$$V_{ср} = 0,9 - 1 \text{ м/с}; C = 1 \text{ кДж/кг/град.}$$

В уравнение теплового баланса для закрытой системы вводим слагаемые $(m \cdot C_p)_{ногр}^{абс}$ и $(t_{ногр}^{III} - t_{вн})$; получим уравнения:

$$\text{для абсорбера I: } t_{вн(i+1)} - t_{н(i)} = 0,259 * (t_{н(i+1)} - t_{вн(i)}) + 0,015 * q_{ногр(i+1)}^{аб} + 0,019 * q_n; \quad (18)$$

$$\text{для абсорбера I, II: } t_{вн(i+1)} - t_{н(i)} = 0,144 * (t_{н(i+1)} - t_{вн(i)}) + 0,016 * q_{ногр(i+1)}^{аб} + 0,009 * q_n. \quad (19)$$

Для определения количества теплоты, поступающей от теплоприемника, подставим в формулу (14) полученные значения $(m \cdot C_p)_{ногр}$ и $(t_{ногр} - t_{вн})$ и получим:

$$Q_{ТП} = 38,9 \cdot 17,2 \cdot (t_{ногр} - t_{вн}) = 0,185 \cdot (t_{ногр} - t_{вн}) \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{°C}. \quad (20)$$

По полученным формулам рассчитаны почасовые значения температуры воздуха внутри теплицы. Результаты расчета солнечной теплицы показали, что она может эффективно функционировать с 15 февраля по 15 ноября [2, 3], причем:

1. Оптимизация размеров конструкции теплицы на 1 месяц сокращает отопительный период и в 1,5 раза повышает теплоаккумулирующую способность теплицы, причем в апреле — в 2,3 раза, а в октябре — в 3 раза, что очень важно для ранневесенних и поздне-осенних теплиц для экономии тепла.
2. Традиционная система отопления может быть отключена в сутки: апреле (14 ч.), мае (16 ч.), сентябре (14 ч.) и октябре (12 ч.).
3. Теплопроизводительность ПСС составит за отопительный период 185 кВт·ч/м²

Метод определения энергетической эффективности аккумуляторов теплоты с теплоаккумулирующими насадками галька и цеолиты

В аккумуляторах емкостного типа, где используется нагреваемый аккумулирующий материал без изменения его агрегатного состояния, происходят последовательно или одновременно процессы нагревания и охлаждения теплоаккумулирующего материала (ТАМ)

либо за счет солнечной энергии, либо через теплообменник. Этот способ аккумулирования тепловой энергии наиболее широко распространен. Представляет интерес использование в качестве ТАМ природных пористых материалов, их определяющими свойствами являются межзерновая пористость, размер и форма зерен, плотность и механическая прочность.

Гидравлический и теплотехнический расчет характеристик аккумуляторов теплоты с насадками галька и цеолиты

Расчет потерь давления ведем по формуле:

$$\Delta P = \xi \frac{H}{d_s} \cdot \frac{V_0^2 \rho_v}{2} \left[\frac{(1-\varepsilon)^{3-n}}{\varepsilon^3} \psi^{3-n} \right], \quad (21)$$

где: ξ — коэффициент сопротивления насадки; H — высота насыпи, м; ψ — коэффициент формы зерна; d_s — эквивалентный диаметр; V_0 — скорость воздуха, отнесенная ко всему поперечному сечению насадки, м/с; ε — порозность насадки; ρ_v — плотность воздуха, кг/м³; n — показатель степени, зависящий от критерия Рейнольдса для турбулентного течения, $n=2$.

ξ находим из эмпирического выражения: $\xi = 10Re^{-0,2}$ при $1000 < Re < 10000$

$\xi_c = 10/Re^{0,2} = 10/3045,2^{0,2} = 2$ — для гравия;

$\xi_{ц} = 10/2926^{0,2} = 2,02$ — для цеолитов.

$\nu = 14,16 \cdot 10^{-6}$ м²/с — коэффициент кинематической вязкости. Значения ξ почти одинаковы для обеих насадок. Значения ΔP согласно (19) равны:

$$\Delta P_{ц} = 71,4 \cdot 0,384 \cdot 5,38 = 147 \text{ Па} \text{ — для цеолитов;}$$

$$\Delta P_{гал} = 71,4 \cdot 0,384 \cdot 3,38 = 90 \text{ Па} \text{ — для гальки.}$$

Расчет потребной мощности вентилятора на валу:

На входе в ТА вентилятор должен обеспечить давление, значения которого определены выше. Его мощность находим из соотношения:

$$N = G \Delta P / \eta \cdot 1000, \text{ кВт}, \quad (22)$$

где: $\eta = 0,65 \dots 0,85$ — КПД вентилятора; G — массовый расход воздуха, м³/с; ΔP — потери давления, Н/м².

$$G = 0,8 \text{ м}^3/\text{с}; \Delta P_2 = 90 \text{ Н/м}^2; \Delta P_{ц} = 147 \text{ Н/м}^2; N_2 = 110 \text{ Вт}; N_{ц} = 170 \text{ Вт}.$$

Количество тепла, аккумулируемое в насадке, находим по уравнению:

$$Q_{акк} = \alpha_n \cdot F_n \cdot \Sigma \Delta T_n, \quad (23)$$

где: F_n — площадь насадки, обдуваемая тепловым потоком, м². α_n — коэффициент теплоотдачи с единицы площади, Вт/м² * К;

$$\alpha_H = \frac{0,8 \left(\frac{\omega d_T}{v} \right)^{0,5} \lambda}{d_T}; \quad (24)$$

$$\alpha_{Hz} = 10,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}; \alpha_{Hц} = 12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

ΔT — приращение температуры насадки найдены из балансовых уравнений энергии воздуха и насадки. Максимальный перепад температур ΔT в начале зарядки и в конце составил у насадки: цеолиты — $\Delta T = 4,5 \text{ К}$; галька — $\Delta T = 3,2 \text{ К}$.

Расчет энергоэффективности тепловых аккумуляторов с разными теплоаккумулирующими насадками ведем по уравнению:

$$Q_{\text{акк}} = \alpha_H \frac{\Pi d_T^2}{4} H' a_v \Delta T_H \quad (25)$$

и преобразуем его, подставляя значения входящих в него параметров:

$$d_T = 0,634 \sqrt{\frac{2}{\delta_{\text{cp}} a_v}}, \text{ м} \quad (26)$$

$$a_v = 6\psi(1-\varepsilon)/\delta_c, \quad (27)$$

где: $\omega = V/\varepsilon$, $H' = 0,00047 \cdot G$ (для насадки цеолиты);

$H' = 0,00041 \cdot G$ (для насадки галька).

Размерность G задана в $[\text{кг/м}^2 \cdot \text{ч}]$. После подстановки всех значений получим уравнение, учитывающее влияние семи переменных на количество аккумулируемого тепла ТАН:

$$Q_{\text{акк}} = 5,69 \sqrt{\frac{V}{\varepsilon}} [\psi(1-\varepsilon)]^{0,25} \frac{C_b 3600}{C_H \rho_H} \frac{G}{\delta_{\text{cp}}} \Delta T \quad (28)$$

Полученное уравнение позволяет определить наиболее оптимальный режим аккумуляции тепла в насадках при заданных разных значениях массового расхода воздуха G и скорости V для различных сочетаний параметров слоя (ε , δ_{cp} , ψ), при фиксированной плотности и удельной теплоемкости насадки.

Уравнение позволяет также рассчитать оптимальную геометрию слоя: высоту H , поперечное сечение аккумулятора F , что ранее в уравнениях энергетического баланса не учитывалось. После подстановки значений c_b , c_H , ρ_H , которые постоянны для определенного вида насадки, получим:

$$Q_{\text{акцеолитыК}} = 10,0 \sqrt{\frac{V}{\varepsilon}} [\psi(1-\varepsilon)]^{0,25} \frac{G}{\delta_{\text{cp}}} \Delta T; \quad (29)$$

$$Q_{\text{акк,галька}} = 8,43 \sqrt{\frac{V}{\varepsilon}} [\psi(1-\varepsilon)]^{0,25} \frac{G}{\delta_{\text{ср}}} \Delta T \quad (30)$$

Важными факторами, влияющими на эффективность аккумулятора являются энергетические затраты на фильтрацию теплоносителя через слой и получаемый при этом теплосъем с поверхности насадки. В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований нами получена формула энергетической эффективности ТАН:

$$E = \frac{4,6 \cdot 10^7 \varepsilon^{2,5} \delta_{\text{ср}}^{0,2} \Delta T}{c_n \rho_n H V^{1,3} [(1-\varepsilon)\psi]^{0,75} \Delta \tau}, \quad (31)$$

где: ε — порозность; $\delta_{\text{ср}}$ — средний диаметр зерна насадки, м; c_n — удельная теплоемкость, кДж/кг*К; ρ_n — удельная плотность насадки, кг/м³; H — высота слоя, м; V — скорость воздушного потока, м/с; ψ — коэффициент формы зерна; ΔT — разность температур насадки в начале и в конце зарядки; $\Delta \tau$ — разность времени между началом и окончанием аккумуляирования.

Полученная формула универсальна, т. к. позволяет сравнивать между собой различные варианты ТА еще на стадии проектирования с различными параметрами насадки (ε , ψ , δ); геометрией слоя (H , F); скоростями движения теплоносителя (V); удельной теплоемкостью c_n и плотностью насадки ρ_n . В нашем случае при известных значениях удельной теплоемкости c_n и плотности ρ_n гальки и цеолитов формула (31) примет вид:

$$E = \frac{13,0 \cdot \varepsilon^{2,5} \delta_{\text{ср}}^{0,2} \Delta T}{H V^{1,3} [(1-\varepsilon)\psi]^{0,75} \Delta \tau} \text{ — для гальки;} \quad (32)$$

$$E = \frac{15,5 \cdot \varepsilon^{2,5} \delta_{\text{ср}}^{0,2} \Delta T}{H V^{1,3} [(1-\varepsilon)\psi]^{0,75} \Delta \tau} \text{ — для цеолитов.} \quad (33)$$

Каждый параметр насадки имеет свой энергетический оптимум, у насадки — цеолиты при $\psi=1,25$, $\varepsilon_y=0,56$, $V=0,6$ м/с, $\rho=2500$ кг/м³, $E=2,39$, что на 30% выше E гальки, что говорит о более высокой энергоэффективности пористых тел.

Выводы

Разработанный метод моделирования биотехнической системы (БТС) жизнеобеспечения молочных коров позволяет обосновать технические требования и рациональные режимы работы вентиляционно-отопительной установки (ВОУ). Выбор любого значения мощности ВОУ, отличного от оптимальных значений $\theta_{\text{вн}}$ и $\varphi_{\text{вн}}$, вызывает увеличение затрат по сравнению с минимальными до 8-10%.

Разработан метод создания энергоэффективной солнечной теплицы [1, 2] заключающийся в оптимально рассчитанной конструкции всех элементов теплицы, совмещенных с тепловыми аккумуляторами, что позволяет обеспечить максимальный приход солнечной радиации в отопительный период.

Разработанная методика определения теплопроизводительности пассивных солнечных систем позволила получить инженерные уравнения расчета температуры внутри теплицы по сезонам года.

Разработан экспериментально-статистический метод расчета энергоэффективности тепловых аккумуляторов с теплоаккумулирующими насадками. В результате получено уравнение, учитывающее влияние семи переменных на количество аккумулируемого тепла, позволяющее определить наиболее оптимальный режим аккумуляции тепла в насадках. Уравнение позволяет также рассчитать оптимальную геометрию слоя: высоту H , поперечное сечение аккумулятора F , что ранее в уравнениях энергетического баланса не учитывалось.

Литература

1. Малых, Ю. В., Тайсаева, В.Т., Ажичаков, Ю. В. Разработка энергоэффективной экологически чистой фермы-теплицы для личного подсобного хозяйства/Возобновляемые источники энергии для устойчивого развития Байкальского региона: материалы II международной научной конференции/под ред. В.Т.Тайсаевой. – Улан-Удэ: БГСХА, 2004.
2. Тайсаева, В. Т. Моделирование энергоэффективной солнечной теплицы/Механизация и электрификация сельского хозяйства: вып. № 10. — 2007.
3. Тайсаева, В. Т. Расчёт энергетических характеристик систем солнечного теплоснабжения жилого дома в условиях Забайкалья/Вестник БГСХА: вып. № 2. — Улан-Удэ: БГСХА, 2007.