

ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ

УДК 621.1.016:697.34

<https://doi.org/10.26897/2687-1149-2026-3-27-35>

Прогнозирование температуры теплоносителя в отопительной установке аэродинамического нагрева

А.И. Купреенко^{1✉}, Х.М. Исаев², Д.А. Безик³, Д.А. Харченко⁴, С.Х. Исаев⁵^{1, 2, 3, 4, 5} Брянский государственный аграрный университет; Брянская область, Россия¹ kupreenkoai@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-3781-9592>² haf-is@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0003-4912-9908>³ bda20101@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0003-1883-716X>⁴ harchenkodmitri@mail.ru; <https://orcid.org/0009-0009-0566-6278>⁵ Samir.isaev.94@inbox.ru; <https://orcid.org/0000-0002-6877-3128>

Аннотация. Отопление животноводческих помещений способствует нормализации микроклимата. Применяемые в животноводческих помещениях электрокалориферные установки требуют периодической чистки трубчатых электронагревателей – они не вырабатывают нормативный срок службы и пожароопасны. Водяные и паровые калориферы отличаются высокой стоимостью монтажа и обслуживания. Альтернативой упомянутым калориферам может служить простая по конструкции, надежная и удобная в монтаже отопительная установка аэродинамического нагрева. В основе ее работы заложен роторный нагрев теплоносителя (воздуха) в теплоизолированной рабочей камере с двумя присоединительными патрубками, замкнутыми воздухопроводом-теплообменником. Для исследования возможности использования установки аэродинамического нагрева в отопительных системах животноводческих помещений изготовлены ее опытный образец и макет помещения. Целью исследований являлась разработка математической модели прогнозирования температуры теплоносителя и температуры воздуха в отапливаемом помещении в зависимости от параметров установки, окружающей среды и характеристик ограждений помещения. В осенне-зимний период 2025 г. в Брянском ГАУ проведены исследования опытного образца отопительной установки аэродинамического нагрева с целью получения исходных данных для реализации полученной математической модели. Составлено уравнение теплового баланса установки за бесконечно малый промежуток времени. На основании решения полученного дифференциального уравнения построены искомые зависимости. Их анализ и сравнение с опытными данными показали, что полученная математическая модель позволяет прогнозировать температуру теплоносителя и температуру воздуха в отапливаемом помещении в зависимости от параметров установки, окружающей среды и характеристик помещения с точностью 3,4...6,2%. Результаты исследований позволят определять требуемые параметры отопительной установки в зависимости от заданной температуры в отапливаемом помещении.

Ключевые слова: установка аэродинамического нагрева; прогнозирование температуры теплоносителя; роторный нагрев теплоносителя; отопление животноводческих помещений; уравнение теплового баланса установки; микроклимат

Для цитирования: Купреенко А.И., Исаев Х.М., Безик Д.А., Харченко Д.А., Исаев С.Х. Прогнозирование температуры теплоносителя в отопительной установке аэродинамического нагрева // Агроинженерия. 2026. Т. 28, № 3. С. 27-35. <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2026-3-27-35>

ORIGINAL ARTICLE

Forecasting the temperature of the coolant in an aerodynamic heating system

A.I. Kupreenko¹, K.M. Isaev², D.A. Bezik³, D.A. Kharchenko⁴, S.K. Isaev⁵^{1,2,3,4,5} Bryansk State Agrarian University; Bryansk region, Russia¹ kupreenkoai@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-3781-9592>² haf-is@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0003-4912-9908>³ bda20101@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0003-1883-716X>⁴ harchenkodmitri@mail.ru; <https://orcid.org/0009-0009-0566-6278>⁵ Samir.isaev.94@inbox.ru; <https://orcid.org/0000-0002-6877-3128>

Abstract. Heating of livestock buildings contributes to the normalization of the indoor climate. However, electric heaters commonly used in such facilities require periodic cleaning of their tubular heating elements, lack a standardized service life, and pose a fire hazard. Water and steam heating systems, on the other hand, involve high installation and maintenance costs. An alternative to these systems is an aerodynamic heating unit, which is simple, reliable, and easy to install. Its operating principle is based on the rotary heating of the coolant (air) within a thermally insulated working chamber equipped with two connecting pipes linked by a heat exchanger duct. To explore the feasibility of using an aerodynamic heating unit in livestock building heating systems, the authors manufactured a prototype and constructed a building model. The study aimed to develop a mathematical model for predicting both the coolant temperature and the resulting indoor air temperature as functions of the installation parameters, environmental conditions, and the thermal characteristics of the building envelope. During the autumn–winter period of 2025, research was conducted at Bryansk State Agrarian University on a prototype aerodynamic heating installation to obtain initial data for implementing the proposed mathematical model. A heat balance equation for the installation was formulated over an infinitesimal time interval. Based on the solution to the resulting differential equation, the desired functional relationships were derived. Analysis of these relationships and their comparison with experimental data demonstrated that the developed mathematical model allows prediction of the coolant and indoor air temperatures with an accuracy ranging from 3.4% to 6.2%, depending on the installation parameters, environmental conditions, and room characteristics. The findings of this study will facilitate the determination of optimal heating installation parameters based on the required indoor temperature.

Keywords: aerodynamic heating installation; heat carrier temperature prediction; rotary heat carrier heating; heating of livestock buildings; equation of the installation's thermal balance; indoor climate

For citation: Kupreenko A.I., Isaev H.M., Bezik D.A., Kharchenko D.A., Isaev S.H. Forecasting the temperature of the coolant in an aerodynamic heating system. *Agricultural Engineering (Moscow)*. 2026;28(3):27-35. (In Russ.). <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2026-3-27-35>

Введение

Температура воздуха считается одним из основных параметров микроклимата животноводческого помещения [1]. В зависимости от назначения помещения и возраста животных оптимальное значение температуры воздуха обеспечивает необходимый уровень потребления кормов и, соответственно, продуктивность, поддерживает тепловой баланс тела животного и птицы и обеспечивает сохранность их здоровья [2, 3].

В качестве теплогенераторов применяют различного типа отопительные установки: электрокалориферы, тепловентиляторы, обогреваемые коврики, панели и полы, приточно-вытяжные установки типа ПВУ, инфракрасные излучатели [4], блок-боксые теплогенераторы¹, тепловые завесы [5] и др. Дополнительные системы – такие, как озонаторы [6],

пластинчатые теплообменники [7], теплоутилизационные установки [8], тепловые аккумуляторы [9], аэрогидродинамическое кондиционирование воздуха [10, 11], повышающие характеристики используемых систем отопления, имеют свои преимущества и недостатки.

Распространенные электрокалориферные отопительные установки требуют периодической чистки трубчатых электронагревателей (ТЭН), не вырабатывают нормативный срок службы, сжигают кислород вследствие высокой температуры нагрева ТЭНов и являются пожароопасными [12].

Водяные и паровые калориферы требуют подключения к системам теплоснабжения, в связи с чем значительно увеличивается стоимость их монтажа и обслуживания.

¹ Теплогенераторы для отопления: Сайт. URL: <https://teplo-power.ru/product/teplogenerator-dlya-otopleniya> (дата обращения 11.12.2025).

В качестве надежной, простой по конструкции и удобной в монтаже отопительной системой может служить установка аэродинамического нагрева (рис. 1) [13]. В ее основе заложен роторный нагрев теплоносителя (воздуха) в теплоизолированной рабочей камере с двумя присоединительными патрубками, замкнутыми воздуховодом-теплообменником [14]. За счет аэродинамических потерь

в проточной части ротора-нагревателя и торможения воздушного потока на выходе из него 85...95% потребляемой электрической энергии трансформируется в тепловую².

Для исследования возможности использования установки аэродинамического нагрева в отопительных системах изготовлены ее опытный образец и макет помещения (рис. 2).

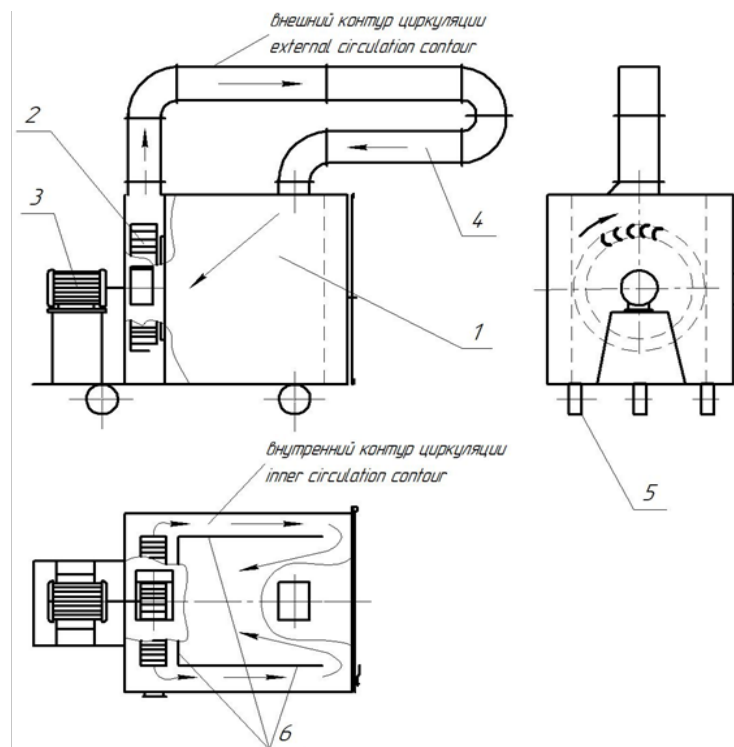


Рис. 1. Схема установки аэродинамического нагрева:

1 – рабочая камера ротора-нагревателя; 2 – ротор-нагреватель; 3 – электродвигатель ротора-нагревателя;
4 – воздуховод-теплообменник; 5 – опорные колеса установки; 6 – экраны рабочей камеры

Fig. 1. Design of an aerodynamic heating installation:

1 – working chamber of the rotor-heater; 2 – rotor-heater; 3 – electric motor of the rotor-heater;
4 – air duct-heat exchanger; 5 – support wheels of the installation; 6 – screens of the working chamber



а



б

Рис. 2. Установка аэродинамического нагрева с макетом помещения:

а – общий вид установки; б – вид воздуховода-теплообменника

Fig. 2. Installation of aerodynamic heating with a room layout:

а – general view of the installation; б – view of the air duct-heat exchanger

²Тевис П.И., Ананьев В.А., Шадек Е.Г. Рециркуляционные установки аэродинамического нагрева / Под общ. ред. Е.Г. Шадека. М.: Машиностроение, 1986. 208 с.

Цель исследований: разработка математической модели прогнозирования температуры теплоносителя и температуры воздуха в отопляемом помещении в зависимости от параметров установки, окружающей среды и характеристик ограждений помещения (стен, пола, потолка, двери и т.д.).

Материалы и методы

Используя подход, аналогичный в работе [15], и уравнение теплового баланса установки аэродинамического нагрева при замкнутом тракте воздуховода-теплообменника, определим температуру теплоносителя за бесконечно малый промежуток времени dt :

$$dQ_{\text{рн}} = dQ_{\text{т}} + dQ_{\text{ст}} + dQ_{\text{в}} + dQ_{\text{пу}} + dQ_{\text{з}} + dQ_{\text{пз}}, \text{ кДж}, \quad (1)$$

где $dQ_{\text{рн}}$ – количество теплоты, выделившейся в рабочей камере установки в результате трансформации потребленной электроэнергии; $dQ_{\text{т}}$ – количество теплоты, предназначенной для нагрева теплоносителя; $dQ_{\text{ст}}$ – количество теплоты для установки и стенок теплообменника; $dQ_{\text{в}}$ – количество теплоты для нагрева воздуха в помещении; $dQ_{\text{пу}}$ – потери теплоты в окружающую среду через наружные стенки установки; $dQ_{\text{з}}$ – потери теплоты на нагрев ограждений отопляемого помещения; $dQ_{\text{пз}}$ – потери теплоты в окружающую среду через ограждения отопляемого помещения.

Количество теплоты, выделившейся в рабочей камере установки в результате трансформации потребленной электроэнергии, можно определить по формуле:

$$dQ_{\text{рн}} = N(1 - \eta)dt = k_0 dt, \quad (2)$$

где N – потребляемая мощность на привод ротора-нагревателя, кВт; η – КПД ротора-нагревателя;

$$k_0 = N(1 - \eta). \quad (3)$$

Количество теплоты, предназначенной для нагрева теплоносителя:

$$dQ_{\text{т}} = c_{\text{в}} V_{\text{т}} \rho_{\text{т}} \Delta T_{\text{т}}(t) dt, \quad (4)$$

где $c_{\text{в}}$ – удельная массовая теплоемкость теплоносителя, кДж/(кг·°C); $V_{\text{т}}$ – объем теплоносителя в замкнутом контуре установки, м³; $\rho_{\text{т}}$ – плотность теплоносителя, кг/м³; $\Delta T_{\text{т}}(t)$ – приращение температуры теплоносителя в процессе работы установки, °C/c; t – время работы установки аэродинамического нагрева, с.

На основании данных монографии П.В. Акулича³, удельная массовая теплоемкость теплоносителя

в зависимости от его влагосодержания определяется по формуле:

$$c_{\text{в}} = \frac{c_{\text{с.в.}} + xc_{\text{п}}}{1 + x}, \quad (5)$$

где $c_{\text{с.в.}}$ – средняя изобарная теплоемкость сухого воздуха, кДж/(кг·°C); x – влагосодержание теплоносителя, кг/кг с.в.; $c_{\text{п}}$ – средняя изобарная теплоемкость водяного пара, кДж/(кг·°C).

На основании имеющихся опытных данных, с момента включения установки и до выхода ее на стационарный режим приращение температуры теплоносителя можно представить эмпирической зависимостью (коэффициент детерминации $R^2 = 0,9428$):

$$\Delta T_{\text{т}}(t) = a_{\text{т}} t^2 + b_{\text{т}} t + c_{\text{т}}, \quad (6)$$

где $a_{\text{т}}$, $b_{\text{т}}$, $c_{\text{т}}$ – эмпирические коэффициенты.

Подставив выражения (5) и (6) в уравнение (4), получим:

$$dQ_{\text{т}} = k_2 t^2 dt + k_3 t dt + k_4 dt, \quad (7)$$

$$\text{где } k_1 = \frac{c_{\text{с.в.}} + xc_{\text{п}}}{1 + x} V_{\text{т}} \rho_{\text{т}}; k_2 = k_1 a_{\text{т}}; k_3 = k_1 b_{\text{т}}; k_4 = k_1 c_{\text{т}}.$$

Количество теплоты для нагрева установки и стенок теплообменника –

$$dQ_{\text{ст}} = M_{\text{ст}} c_{\text{ст}} dT_{\text{ст}} + M_{\text{вс}} c_{\text{ст}} dT_{\text{вс}} + M_{\text{нс}} c_{\text{ст}} dT_{\text{нс}}, \quad (8)$$

где $M_{\text{ст}}$, $M_{\text{вс}}$, $M_{\text{нс}}$ – масса, соответственно, стенок теплообменника, ротора и внутренних стенок установки, наружных стенок установки, кг; $c_{\text{ст}}$ – теплоемкость материала установки и стенок теплообменника, кДж/(кг·°C); $dT_{\text{ст}}$, $dT_{\text{вс}}$, $dT_{\text{нс}}$ – приращение, соответственно, температуры стенок теплообменника, ротора и внутренних стенок установки, наружных стенок установки, °C.

Примем, что температуры стенок теплообменника, ротора и внутренних стенок установки, наружных стенок установки находятся в прямой зависимости от температуры теплоносителя, то есть

$$T_{\text{ст}}(t) = a_{\text{ст}} T_{\text{т}}(t) + b_{\text{ст}}, \quad (9)$$

(коэффициент детерминации $R^2 = 0,998$);

$$T_{\text{вс}}(t) = a_{\text{вс}} T_{\text{т}}(t) + b_{\text{вс}}, \quad (10)$$

(коэффициент детерминации $R^2 = 0,9922$);

$$T_{\text{нс}}(t) = a_{\text{нс}} T_{\text{т}}(t) + b_{\text{нс}}, \quad (11)$$

(коэффициент детерминации $R^2 = 0,9995$);

где $a_{\text{ст}}$, $a_{\text{вс}}$, $a_{\text{нс}}$, $b_{\text{ст}}$, $b_{\text{вс}}$, $b_{\text{нс}}$ – эмпирические коэффициенты.

Из выражений (9-11)

$$dT_{\text{ст}} = a_{\text{ст}} dT_{\text{т}}(t); \quad (12)$$

$$dT_{\text{вс}} = a_{\text{вс}} dT_{\text{т}}(t); \quad (13)$$

$$dT_{\text{нс}} = a_{\text{нс}} dT_{\text{т}}(t). \quad (14)$$

³ Акулич П.В. Расчеты сушильных и теплообменных установок. Минск: Беларус. навука, 2010. 443 с.

Тогда с учетом выражений (12-14) уравнение (8) будет иметь вид:

$$dQ_{\text{ст}} = c_{\text{ст}} (M_{\text{ст}} a_{\text{ст}} + M_{\text{вс}} a_{\text{вс}} + M_{\text{нс}} a_{\text{нс}}) dT_{\text{т}}(t) = k_5 dT_{\text{т}}(t), \quad (15)$$

$$\text{где } k_5 = c_{\text{ст}} (M_{\text{ст}} a_{\text{ст}} + M_{\text{вс}} a_{\text{вс}} + M_{\text{нс}} a_{\text{нс}}). \quad (16)$$

Количество теплоты, предназначенной для нагрева воздуха в помещении,

$$dQ_{\text{в}} = \alpha(t) F \Delta T_{\text{в}}(t) dt, \quad (17)$$

где $\alpha(t)$ – коэффициент теплоотдачи, кВт/(м²·°C); F – площадь поверхности воздуховода-теплообменника, м²; $\Delta T_{\text{в}}(t)$ – температурный напор, °C.

Коэффициент теплоотдачи на основании данных монографии П.В. Акулича⁴ можно представить в виде:

$$\alpha(t) = \frac{N_{u_{\text{в}}}(t) \lambda_{\text{в}}}{d}, \quad (18)$$

где $N_{u_{\text{в}}}(t)$ – критерий Нуссельта; $\lambda_{\text{в}}$ – коэффициент теплопроводности воздуха, кВт/(м·°C); d – эквивалентный диаметр воздуховода-теплообменника, м.

Для горизонтальной трубы при конвективной теплоотдаче и критерии Рейнольдса $Re < 10^5$ можно принять следующую критериальную зависимость:

$$N_{u_{\text{в}}}(t) = 0,5 (Gr_{\text{в}}(t) Pr_{\text{в}})^{0,25} \left(\frac{Pr_{\text{в}}}{Pr_{\text{с}}} \right)^{0,25}, \quad (19)$$

где $Gr_{\text{в}}(t)$ – критерий Грасгофа; $Pr_{\text{в}}$, $Pr_{\text{с}}$ – критерий Прандтля для значений температуры воздуха в ядре потока и температуры стенки воздуховода-теплообменника.

Значение критерия Грасгофа определяется по формуле:

$$Gr_{\text{в}}(t) = \frac{gd^3}{\nu^2} \beta \Delta T_{\text{в}}(t), \quad (20)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; ν – кинематическая вязкость воздуха, м²/с; β – температурный коэффициент объемного расширения, К⁻¹.

После запуска в работу установки аэродинамического нагрева температурный напор имеет переменное значение, которое можно представить в виде зависимости (коэффициент детерминации $R^2 = 0,8671$):

$$\Delta T_{\text{в}}(t) = a_y t^{b_y}, \quad (21)$$

где a_y, b_y – эмпирические коэффициенты.

Тогда выражение (18) с учетом формул (19-21) будет иметь вид:

$$\alpha = k_6 t^{0,25 b_y}, \quad (22)$$

$$\text{где } k_6 = 0,5 \frac{\lambda_{\text{в}}}{d} \left(\frac{gd^3}{\nu^2} \beta a_y \frac{Pr_{\text{в}}^2}{Pr_{\text{с}}} \right)^{0,25}.$$

Выражение (17) после подстановки в него выражений (21, 22) и соответствующих преобразований будет иметь вид:

$$dQ_{\text{в}} = k_7 t^{k_8} dt, \quad (23)$$

где $k_7 = k_6 F a_y$; $k_8 = 1,25 b_y$.

Потери теплоты в окружающую среду через стенки установки при нахождении ее за пределами отапливаемого помещения –

$$dQ_{\text{пу}} = k_y F_{\text{нс}} (T_{\text{т}}(t) - T_0) dt, \quad (24)$$

где k_y – коэффициент теплопередачи через стенки установки, кВт/(м²·°C); $F_{\text{нс}}$ – площадь наружных стенок установки, м²; T_0 – температура окружающей среды, °C.

Коэффициент теплопередачи через стенки установки определяется по формуле:

$$k_y = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{\delta_{\text{вс}}}{\lambda_{\text{с}}} + \frac{\delta_{\text{и}}}{\lambda_{\text{и}}} + \frac{\delta_{\text{нс}}}{\lambda_{\text{с}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}}}, \quad (25)$$

где $\alpha_{\text{в}}$, $\alpha_{\text{н}}$ – коэффициенты теплоотдачи, соответственно, с внутренней и наружной стенок установки, кВт/(м²·°C); $\delta_{\text{вс}}$, $\delta_{\text{и}}$, $\delta_{\text{нс}}$ – толщина, соответственно, внутренних стенок, теплоизоляции и наружных стенок установки, м; $\lambda_{\text{с}}$, $\lambda_{\text{и}}$ – коэффициенты теплопроводности стенок установки и теплоизоляции, кВт/(м·°C). Тогда выражение (24) с учетом выражений (11) и (25) будет иметь вид:

$$dQ_{\text{пу}} = (k_9 T_{\text{т}}(t) + k_{10}) dt, \quad (26)$$

$$\text{где } k_9 = \frac{F_{\text{нс}} a_{\text{нс}}}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{\delta_{\text{вс}}}{\lambda_{\text{с}}} + \frac{\delta_{\text{и}}}{\lambda_{\text{и}}} + \frac{\delta_{\text{нс}}}{\lambda_{\text{с}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}}}; k_{10} = \frac{F_{\text{нс}} (b_{\text{нс}} - T_0)}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{\delta_{\text{вс}}}{\lambda_{\text{с}}} + \frac{\delta_{\text{и}}}{\lambda_{\text{и}}} + \frac{\delta_{\text{нс}}}{\lambda_{\text{с}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}}}.$$

Потери теплоты на нагрев ограждений отапливаемого помещения –

$$dQ_3 = M_3 c_3 dT_{\text{зср}}, \quad (27)$$

где M_3 – масса ограждений отапливаемого помещения, кг; c_3 – теплоемкость ограждений отапливаемого помещения, кДж/(кг·°C); $dT_{\text{зср}}$ – приращение средней температуры ограждений отапливаемого помещения, °C.

Примем, что средняя температура ограждений отапливаемого помещения находится в прямой зависимости от температуры воздуха в помещении (коэффициент детерминации $R^2 = 0,8305$), то есть

$$T_{\text{зср}}(t) = a_3 T_{\text{в}}(t) + b_3, \quad (28)$$

а температура воздуха в помещении находится в прямой зависимости от температуры теплоносителя (коэффициент детерминации $R^2 = 0,9976$):

$$T_{\text{в}}(t) = a_{\text{в}} T_{\text{т}}(t) + b_{\text{в}}, \quad (29)$$

где $a_3, b_3, a_{\text{в}}, b_{\text{в}}$ – эмпирические коэффициенты.

⁴ Акулич П.В. Расчеты сушильных и теплообменных установок. Минск: Беларус. навука, 2010. 443 с

Из выражения (28) с учетом выражения (29) получим:

$$dT_{\text{зсп}} = a_3 a_b dT_{\text{т}}(t). \quad (30)$$

Тогда с учетом выражения (30) уравнение (27) будет иметь вид:

$$dQ_3 = k_{11} dT_{\text{т}}(t), \quad (31)$$

где $k_{11} = M_3 c_3 a_3 a_b$.

Потери теплоты в окружающую среду через ограждения отапливаемого помещения –

$$dQ_{\text{пз}} = k_3 F_3 (T_{\text{в}}(t) - T_0) dt, \quad (32)$$

где k_3 – коэффициент теплопередачи через ограждения помещения, кВт/(м²·°C); F_3 – площадь ограждений помещения, м².

Коэффициент теплопередачи через ограждения помещения определяется по формуле:

$$k_3 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{зв}}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_{\text{зн}}}}, \quad (33)$$

где $\alpha_{\text{зв}}$, $\alpha_{\text{зн}}$ – коэффициенты теплоотдачи, соответственно, с внутренней и наружной сторон ограждений помещения, кВт/(м²·°C); δ_3 – толщина ограждений помещения, м; λ_3 – коэффициент теплопроводности ограждений помещения, кВт/(м·°C). Тогда выражение (32) с учетом выражений (29) и (33) будет иметь вид:

$$dQ_{\text{пу}} = (k_{12} T_{\text{т}}(t) + k_{13}) dt, \quad (34)$$

$$\text{где } k_{12} = \frac{F_3 a_b}{\frac{1}{\alpha_{\text{зв}}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_{\text{зн}}}}; k_{13} = \frac{F_3 (b_{\text{а}} - T_0)}{\frac{1}{\alpha_{\text{зв}}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_{\text{зн}}}}.$$

Подставим полученные выражения составляющих теплового баланса (2), (7), (15), (23), (26),

(31), (33) в уравнение (1) и после преобразований получим:

$$k_{14} dt - k_{15} t^2 dt - k_{16} t dt - k_{17} t^{k_8} dt - k_{18} T dt - dT = 0, \quad (35)$$

$$\text{где } k_{14} = \frac{k_0 - k_4 + k_{10} - k_{13}}{k_5 + k_{11}}; k_{15} = \frac{k_2}{k_5 + k_{11}}; k_{16} = \frac{k_3}{k_5 + k_{11}};$$

$$k_{17} = \frac{k_7}{k_5 + k_{11}}; k_{18} = \frac{k_9 + k_{12}}{k_5 + k_{11}}. \text{ Аппроксимация решения}$$

уравнения (35) методом Эйлера первого порядка имеет вид:

$$T_{\text{т}}(t) = T_0 + (T_{\text{макс}} - T_0) \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right), \quad (36)$$

где $T_{\text{макс}}$ – максимальная температура теплоносителя; τ – постоянная времени.

В осенне-зимний период 2025 г. в Брянском ГАУ были проведены исследования опытного образца отопительной установки аэродинамического нагрева с целью получения исходных данных для реализации полученной математической модели.

Результаты и их обсуждение

Для прогнозирования в процессе работы отопительной установки температуры теплоносителя по выражению (35) и температуры воздуха в помещении по выражению (29) построим искомые зависимости.

Для построения графика (рис. 3) приняты исходные данные, полученные в ходе поисковых опытов и на основании справочных данных, представленных в таблице.

Выражение (36) в численных значениях с учетом исходных данных имеет вид:

$$T = 2,3 + 112 \left(1 - e^{-\frac{t}{2400}} \right). \quad (37)$$

Таблица

Исходные данные

Показатель	Значение
Мощность привода ротора-нагревателя N , Вт	5,8
КПД ротора-нагревателя η	0,1
Объем теплоносителя в замкнутом контуре установки $V_{\text{т}}$, м ³	0,65
Плотность теплоносителя $\rho_{\text{т}}$, кг/м ³	1,2
Средняя изобарная теплоемкость сухого воздуха $c_{\text{с.в.}}$, кДж/(кг·К)	1,01
Влагосодержание теплоносителя (атмосферного воздуха) x , кг/кг	0,007
Средняя изобарная теплоемкость водяного пара $c_{\text{п}}$, кДж/(кг·К)	1,97
Эмпирические коэффициенты:	
$a_{\text{т}}$	$2 \cdot 10^{-10}$
$b_{\text{т}}$	$-4 \cdot 10^{-6}$
$c_{\text{т}}$	0,0212
Масса стенок теплообменника $M_{\text{ст}}$, кг	32

Окончание табл.

Показатель	Значение
Масса ротора и внутренних стенок установки $M_{вс}$, кг	150
Масса наружных стенок установки $M_{нс}$, кг	90
Теплоемкость материала установки и стенок теплообменника $c_{ст}$, кДж/(кг·°C)	0,46
Эмпирические коэффициенты:	
$a_{ст}$	0,7542
$b_{ст}$	-6,6250
$a_{вс}$	0,7331
$b_{вс}$	-4,5650
$a_{нс}$	0,4167
$b_{нс}$	-11,8300
Площадь поверхности воздуховода-теплообменника F , м ²	3,376
Коэффициент теплопроводности воздуха $\lambda_{в}$, кВт/(м·°C)	$2 \cdot 10^{-5}$
Эквивалентный диаметр воздуховода-теплообменника d , м	0,15
Критерий Прандтля для значений температуры воздуха в ядре потока $Pr_{в}$	0,707
Критерий Прандтля для значений температуры стенки воздуховода-теплообменника $Pr_{с}$	0,694
Кинематическая вязкость воздуха ν , м ² /с	$1 \cdot 10^{-5}$
Температурный коэффициент объемного расширения воздуха β , К ⁻¹	0,0037
Эмпирические коэффициенты:	
$a_{у}$	0,3570
$b_{у}$	0,5627
Площадь наружных ограждений установки $F_{нс}$, м ²	6
Температура окружающей среды T_0 , °C	2
Коэффициент теплоотдачи с внутренней стенки установки $\alpha_{в}$, кВт/(м ² ·°C)	0,100
Коэффициент теплоотдачи с наружной стенки установки $\alpha_{нс}$, кВт/(м ² ·°C)	0,002
Толщина внутренних стенок установки $\delta_{вс}$, м	0,001
Толщина теплоизоляции $\delta_{и}$, м	0,050
Толщина наружных стенок установки $\delta_{нс}$, м	0,001
Коэффициент теплопроводности стенок установки $\lambda_{с}$, кВт/(м·°C)	0,046
Коэффициент теплопроводности теплоизоляции $\lambda_{и}$, кВт/(м·°C)	$4 \cdot 10^{-5}$
Масса ограждений отапливаемого помещения M_3 , кг	210
Теплоемкость ограждений отапливаемого помещения c_3 , кДж/(кг·°C)	2,2
Эмпирические коэффициенты:	
a_3	0,4817
b_3	-2,8400
$a_в$	0,4353
$b_в$	-15,3710
Площадь ограждений отапливаемого помещения $F\alpha_3$, м ²	32
Коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны ограждений помещения $\alpha_{зв}$, кВт/(м ² ·°C)	0,020
Коэффициент теплоотдачи с наружной стороны ограждений помещения $\alpha_{зн}$, кВт/(м ² ·°C)	0,006
Толщина ограждений помещения δ_3 , м	0,01
Коэффициент теплопроводности ограждений помещения λ_3 , кВт/(м·°C)	0,00015

Анализ данных рисунка 3 показывает, что полученная модель изменения температуры теплоносителя адекватно описывает опытную зависимость с точностью 3,4% в конце рассматриваемого периода работы установки. Для оценки сходимости теоретической и экспериментальной зависимостей рассчитали коэффициент детерминации $R^2 = 0,9993$.

Аналогично прогнозирование по уравнению регрессии (29) температуры воздуха в помещении в зависимости от температуры теплоносителя дает ошибку 6,2% в конце рассматриваемого периода работы установки. Коэффициент детерминации для данных зависимостей $R^2 = 0,9915$.

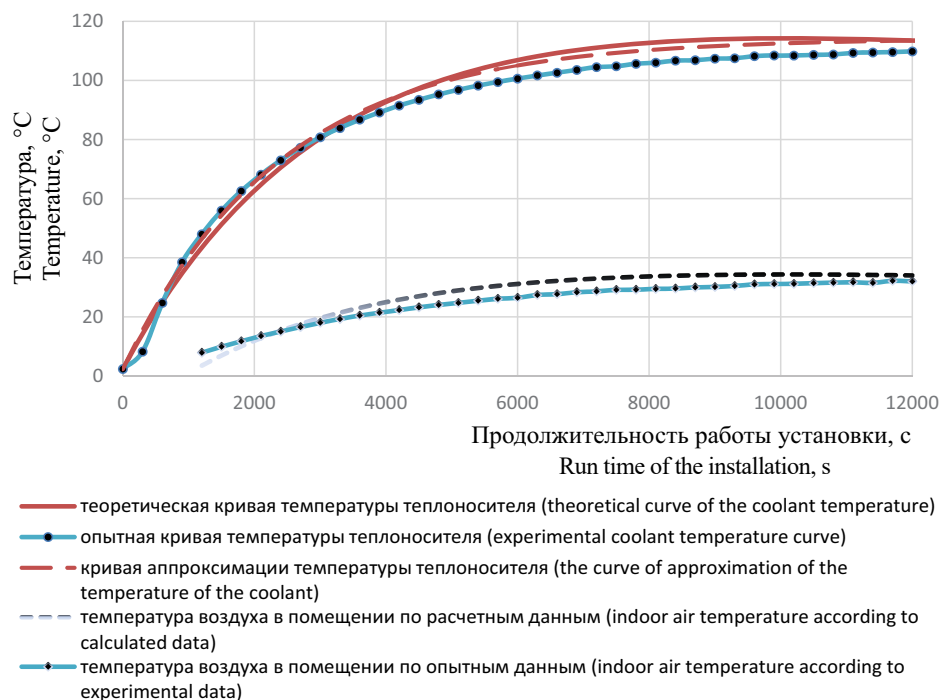


Рис. 3. Изменение температуры теплоносителя и температуры воздуха в помещении в процессе работы установки

Fig. 3. Changes in the temperature of the coolant and the air temperature in the room during the operation of the installation

Выводы

Полученная на основании теплового баланса отопительной установки аэродинамического нагрева математическая модель позволяет прогнозировать температуру теплоносителя и температуру воздуха

в отапливаемом помещении в зависимости от параметров установки, окружающей среды и характеристик ограждений помещения. Прогнозируемые значения температур имеют отклонение на 3,4...6,2% от фактически наблюдаемых.

Список источников

1. Игнаткин И.Ю., Ерохин М.Н., Кирсанов В.В. Определение дальности распространения воздушной струи в струйной системе вентиляции животноводческих объектов // Агроинженерия. 2025. Т. 27, № 3. С. 23-32. <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2025-3-23-32>
2. Ильин И.В., Игнаткин И.Ю., Курячий М.Г. Влияние параметров микроклимата на продуктивность свиней // Перспективное свиноводство: теория и практика. 2011. № 3. С. 21-25. EDN: OKRQPR
3. Самарин Г.Н. Влияние параметров микроклимата на продуктивность кур-несушек // Птица и птицепродукты. 2007. № 2. С. 37-38. EDN: NAZAYH
4. Новиков Н.Н., Колычик И.Е. Современное оборудование и технические средства обеспечения микроклимата на животноводческих фермах // Техника и технологии в животноводстве. 2020. № 1 (37). С. 81-88. EDN: MWDCET
5. Кузьмичев А.В., Тихомиров Д.А., Трунов С.С. Тепловые завесы в системах микроклимата животноводческих ферм // Электротехнологии и электрооборудование в АПК. 2019. № 1 (34). С. 14-20. EDN: MMDITR
6. Тихомиров Д.А. Вентиляционно-отопительная установка модульного типа // Сельский механизатор. 2012. № 9. С. 32-33. EDN: PDEEGH
7. Шацкий В.П., Гулевский В.А., Осипов Е.Н. Пластинчатые охладители воздуха водоиспарительного принципа действия // Птицеводство. 2013. № 12. С. 35-37. EDN: PZEBLM
8. Кирсанов В.В., Игнаткин И.Ю. Струйная модель притока вентиляционного воздуха из теплоутилизационной установки // Вестник Федерального государственного

References

1. Ignatkin I.Yu., Erokhin M.N., Kirsanov V.V. Determination of an air jet propagation range in the jet ventilation system of livestock facilities. *Agricultural Engineering (Moscow)*. 2025;27(3):23-32 (In Russ.) <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2025-3-23-32>
2. Ilyin I.V., Ignatkin I.Yu., Kuryachiy M.G. Effect of indoor climate parameters on pig productivity. *Perspektivnoe svinovodstvo: teoriya i praktika*. 2011;3:21-25. (In Russ.).
3. Samarin G.N. The influence of microclimate parameters on the productivity of laying hens. *Poultry & Chicken Products*. 2007;2:37-38. (In Russ.)
4. Novikov N.N., Kolchik I.E. The Modern equipment and technical means of microclimate on livestock farms providing. *Machinery and Technologies in Livestock*. 2020;1:81-88. (In Russ.)
5. Kuzmichev A.V., Tikhomirov D.A., Trunov S.S. Heat air curtains in microclimate systems for livestock farms. *Electrical Engineering and Electrical Equipment in Agriculture*. 2019;1:14-20. (In Russ.)
6. Tikhomirov D.A. The ventilation and heating system is modular. *Selskiy mekhanizator*. 2012;9:32-33. (In Russ.)
7. Shatsky V.P., Gulevsky V.A., Osipov E.N. Plate-type air coolers based on the water-evaporation principle. *Ptitsevodstvo*. 2013;12:35-37. (In Russ.)
8. Kirsanov V.V., Ignatkin I.Y. Jet model of ventilation air inflow from a heat recovery unit. *Vestnik of Federal State Educational Establishment of Higher Professional Education "Moscow State Agroengineering University named after V.P. Goryachkin"*. 2018;2:28-32. (In Russ.) <https://doi.org/10.26897/1728-7936-2018-2-28-32>

образовательного учреждения высшего профессионального образования «Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина». 2018. № 2 (84). С. 28-32. <https://doi.org/10.26897/1728-7936-2018-2-28-32>

9. Тихомиров Д.А., Трунов С.С., Хименко А.В. Энергосберегающая система отопления с применением электрических тепловых аккумуляторов и потолочных вентиляторов // Техника и оборудование для села. 2022. № 2 (296). С. 34-38. EDN: LWUAFU

10. Самарин В.А., Самарин Г.Н. Теоретические основы энергосберегающей технологии формирования микроклимата в животноводческих помещениях // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2010. № 5. С. 36-38. EDN: MWLXFB

11. Ужик В.Ф., Чехунов О.А., Саенко Ю.В., Макаренко А.Н. Поиск инженерных решений по поддержанию оптимальной температуры в коровниках с прозрачной крышей // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института механизации животноводства. 2018. № 2. С. 34-39. EDN: XREBVJ

12. Маркарянц Л.М., Жиряков А.В. Безопасность электрокалориферных установок // Вестник Брянской ГСХА. 2011. № 6. С. 57-60. EDN: THKUHV

13. Купреенко А.И., Исаев Х.М., Исаев С.Х. и др. Отопление животноводческих помещений установками аэродинамического нагрева // Техника и технологии в животноводстве. 2025. Т. 15, № 3. С. 41-47. EDN: XCAJXF

14. Купреенко А.И., Исаев Х.М., Харченко Д.А. и др. Влияние режимов работы отопительной установки аэродинамического типа на температуру теплоносителя // Техника и технологии в животноводстве. 2026. Т. 16, № 1. С. 29-36. EDN: OWUDFE

15. Купреенко А.И., Безик Д.А., Исаев Х.М. и др. Температура сушильного агента при его рециркуляции в модульной сушилке аэродинамического нагрева // Вестник Брянской ГСХА. 2025. № 3 (109). С. 46-53. EDN: HAOZDI

Информация об авторах

¹ Купреенко Алексей Иванович, д-р техн. наук, профессор; kupreenkoai@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-3781-9592>; SPIN-код: 9985-0975

² Исаев Хафиз Мубариз-оглы, канд. экон. наук, доцент, заведующий кафедрой; haf-is@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0003-4912-9908>; SPIN-код: 1420-4155

³ Безик Дмитрий Александрович, канд. техн. наук, доцент, директор института; bda20101@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0003-1883-716X>; SPIN-код: 1052-9774

⁴ Харченко Дмитрий Алексеевич, аспирант; harchenkodmitri@mail.ru; <https://orcid.org/0009-0009-0566-6278>; SPIN-код: 3590-7009

⁵ Исаев Самир Хафизович, канд. техн. наук, доцент; Samir.isaev.94@inbox.ru; <https://orcid.org/0000-0002-6877-3128>; SPIN-код: 3228-5096

^{1,2,3,4,5} Брянский государственный аграрный университет; 243365, Российская Федерация, Брянская область, Выгоничский район, с. Кокино, ул. Советская, 2а

Вклад авторов

А.И. Купреенко – концептуализация, проведение исследований; Х.М. Исаев – визуализация, проведение исследований; Д.А. Безик – формальный анализ и верификация данных; Д.А. Харченко – создание черновика рукописи, проведение исследований; С.Х. Исаев – доработка рукописи и ее редактирование.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов и несут ответственность за плагиат.

Статья поступила 17.02.2026, после рецензирования и доработки 24.04.2026, принята к публикации 14.05.2026

9. Tikhomirov D.A., Trunov S.S., Khimenko A.V. Energy-saving heating system using electric heat accumulators and ceiling fans. *Machinery and Equipment for Rural Area*. 2022;2:34-38. (In Russ.) <https://doi.org/10.33267/2072-9642-2022-2-34-38>

10. Samarin V.A., Samarin G.N. Theoretical foundations of energy-saving technology for indoor climate control in livestock breeding. *Agricultural Machinery and Technologies*. 2010;5:36-38. (In Russ.)

11. Uzhik V.F., Chekhunov O.A., Saenko Yu.V., Makarenko A.N. Search for engineering solutions to maintain optimal temperature in barns with a transparent roof. *Vestnik Vserossiyskogo nauchno-issledovatel'skogo instituta mekhanizatsii zhivotnovodstva*. 2018;2:34-39. (In Russ.)

12. Markaryants L.M., Zhiryakov A.V. Safety electroheaters installations. *Vestnik Bryanskoy GSKhA*. 2011;6:57-59. (In Russ.)

13. Kupreenko A.I., Isaev Kh.M., Isaev S.Kh. et al. Heating of livestock premises by aerodynamic heating's units. *Machinery and Technologies in Livestock*. 2025;15(3):41-47. (In Russ.)

14. Kupreenko A.I., Isaev Kh.M., Kharchenko D.A. et al. Influence of the operating modes of an aerodynamic type heating installation on the heat carrier temperature. *Machinery and Technologies in Livestock*. 2026;16(1):29-36. (In Russ.)

15. Kupreenko A.I., Bezik D.A., Isaev Kh.M. et al. Temperature of the drying agent during its recirculation in aerodynamic heating modular dryer. *Vestnik Bryanskoy GSKhA*. 2025;3:46-53. (In Russ.)

Author Information

Aleksei I. Kupreenko¹, DSc (Eng), Professor; kupreenkoai@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-3781-9592>

Khafiz Mubarriz-ogly Isaev², CSc (Econ), Associate Professor; haf-is@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0003-4912-9908>

Dmitry A. Bezik³, CSc (Eng), Associate Professor; bda20101@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0003-1883-716X>

Dmitry A. Kharchenko⁴, postgraduate student; harchenkodmitri@mail.ru; <https://orcid.org/0009-0009-0566-6278>

Samir Kh. Isaev⁵, CSc (Eng), Associate Professor; Samir.isaev.94@inbox.ru; <https://orcid.org/0000-0002-6877-3128>

^{1,2,3,4,5} Bryansk State Agrarian University, Russian Federation, Bryansk region, Vygonichi district, Kokino, Sovetskaya Str., 2a

Author Contribution

A.I. Kupreenko – conceptualization; investigation; H.M. Isaev – visualization; investigation; D.A. Bezik – formal analysis; verification; D.A. Kharchenko – writing – original draft; investigation; S.Kh. Isaev – writing – manuscript review and editing.

Conflict of interests

The authors declare no conflict of interests regarding the publication of this article and bear equal responsibility for plagiarism

Received 17.02.2026; Revised 24.04.2026; Accepted 14.05.2026