

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ УСТАНОВКИ, СОВМЕЩАЮЩЕЙ ФУНКЦИИ ПАРОГЕНЕРАТОРА И ПРОПАРИВАТЕЛЯ ЗЕРНА

А. А. РУМЯНЦЕВ,

кандидат технических наук, доцент,

Костанайский инженерно-экономический университет им. М. Дулатова

(Республика Казахстан, г. Костанай, ул. Чернышевского, д. 59)

В. С. КУХАРЬ,

кандидат экономических наук,

Уральский государственный аграрный университет

(620075, г. Екатеринбург, ул. К. Либкнехта, д. 42)

Ключевые слова: тепло, расчет, установка, парогенератор, пропариватель, обработка, зерно.

В статье предложена методика теплового расчета установки, совмещающей функции парогенератора и пропаривателя зерна. Теоретические исследования показали существенное влияние массовой скорости подачи воды и подводимой мощности на длительность прогрева днища до технологически заданной температуры. Подводимая мощность не должна быть большой, когда установившаяся температура может значительно превышать технологически заданную температуру генерирующего пар днища установки. Это приведет к увеличению ее размеров, массы и дополнительным затратам. Массовая скорость подачи воды должна обеспечивать достаточную степень увлажнения зерна для получения его высоких технологических свойств. Менее ощутимое влияние оказывает на динамику нагрева установки ее типоразмер, определяемый внутренним диаметром рабочей камеры, увеличение которого приводит к росту массы и площади наружной поверхности. Расчеты показывают, что примерно одинаковое, но не столь значимое влияние на динамику нагрева установки при прочих равных условиях оказывает площадь наружной поверхности теплоизоляции, а также коэффициент теплоотдачи. Рост средней температуры поверхности теплоизоляции с 60 до 120 °С увеличивает коэффициент теплоотдачи с 12,0 до 15,9 Дж/(м² × с), что приводит к снижению температуры разогреваемого днища установки через 10 мин. от начала процесса на 8 °С, тогда как снижение подводимой мощности с 60 до 54 кВт приводит к снижению этой температуры на 17 °С. Энергоемкие процессы нагрева воды и парообразования значительно влияют на динамику нагрева установки. Проведенный тепловой расчет установки ограничивается температурными параметрами процесса пропаривания и позволяет увязать оптимальную величину подводимой мощности со скоростью и временем нагрева днища установки до заданной температуры.

HEAT CALCULATION OF THE SET COMBINING FUNCTIONS OF THE STEAM GENERATING UNIT AND THE GRAIN STEAMER

A. A. RUMYANTSEV,

candidate of technical sciences, associate professor

Kostanai Engineering and Economic University named after M. Dulatov

(59 Chernyshevsky Str, Kostanay, Republic of Kazakhstan)

V. S. KUKHAR,

candidate of economic sciences,

Ural State Agrarian University

(42 K. Libknekhta Str., 620075, Ekaterinburg)

Keywords: heat, calculation, set, steam generating unit, steamer, processing, grain.

The article proposes a methodology for heat calculation of the set, combining functions of the steam generating unit; and the grain steamer. Theoretical studies have shown a significant effect of the mass flow rate of water supply and the input power for the duration of warming the bottom to a technologically specified temperature. The input power should not be large when the steady-state temperature can significantly exceed the technologically specified temperature of the generating steam of the set floor. This will lead to an increase in its size, weight and additional costs. Mass flow rate of water should provide a sufficient degree of humidification of grain for obtaining its high technological properties. Less tangible effect exerted on the heating dynamics of the set is its size, determined by the internal diameter of the operating chamber, the increase of which leads to an increase in the mass and area of the outer surface. A calculation show that approximately equal, but not so significant, influence on the heating dynamics of the set, other things being equal, exerts the area of the outer surface of the thermal insulation, as well as the heat transfer coefficient. An increase in the average surface temperature of the thermal insulation from 60 to 120 °C increases the heat transfer coefficient from 12.0 to 15.9 J/(m² × s), which leads to a decrease in the temperature of the heated bottom of the set 10 minutes from the start of the process by 8 °C, whereas a reduction in the input power from 60 to 54 kW leads to a decrease in this temperature by 17 °C. Energy-intensive processes of water heating and steam generation significantly influence the heating dynamics of the set. The heat calculation of the set is limited by the temperature parameters of the steaming process, and allows coordinating the optimum value of the input power with the speed and the heating time of the installation bottom to the preset temperature.

Положительная рецензия представлена В. Г. Кушницр, доктором технических наук, профессором,
заведующей кафедрой машин, тракторов и автомобилей
Костанайского государственного университета им. А. Байтурсынова.

На базе Целинного НИИМЭСХ (Казахстан) разработана многофункциональная экспериментальная установка, адаптированная к условиям крестьянско-фермерских хозяйств, занимающихся переработкой зерна в крупу [1–5]. В такой установке можно осуществлять гидротермическую обработку зерна паром, образующимся при вскипании воды, подаваемой на разогретое днище.

Цель и методика исследований. С целью повышения эффективности работы установки предлагается использовать в качестве рабочего часть неустановившегося периода ее разогрева, когда температура днища достигает величины, при которой начинаются изменения биохимических свойств зерна. В связи с особенностями работы такой установки необходимо произвести учитывающий их тепловой расчет.

Процессы нагрева по своей сущности является динамическими, связанными с изменением теплосодержания нагреваемых материалов, явлениями фазовых изменений, теплопередачи, которые не могут происходить мгновенно.

Полагая установку однородным телом с неизменяемыми, кроме температуры, параметрами составим уравнение теплового баланса для рабочей стадии периода нагрева установки в течение времени dt , с, учитывая, что все его составляющие измеряются в Дж:

$$dQ = dQ_1 + dQ_2 + dQ_3 + dQ_4, \quad (1)$$

где dQ – количество теплоты, подводимой к днищу установки;

dQ_1 – количество теплоты, идущей на изменение теплосодержания установки;

dQ_2 – количество теплоты, идущей на нагрев подаваемой воды до температуры кипения;

dQ_3 – количество теплоты, идущей на парообразование;

dQ_4 – тепловые потери в окружающую среду.

Определимся с величиной каждой из этих составляющих, принимая температуру подаваемой воды и начальную температуру установки равными температуре окружающей среды, t_0 , °C.

$$dQ = N \times dt, \quad (2)$$

где N – мощность, подводимая к днищу установки, Вт.

$$dQ_1 = M \times c \times dt, \quad (3)$$

где M – масса установки, кг;

c – средняя за период нагрева удельная теплоемкость материала установки, Дж/(кг · °C);

dt – изменение температуры установки за время dt , °C.

$$dQ_2 = v_e \times c_e \times (t - t_0) \times dt, \quad (4)$$

где v_e – массовая скорость подачи воды, кг/с;

c_e – средняя за время нагрева удельная теплоемкость воды, Дж/(кг · °C);

t – текущая температура днища установки, °C.

$$dQ_{3e} = v \times r \times dt, \quad (5)$$

где r – средняя за время нагрева удельная теплота парообразования, Дж/кг.

$$dQ_4 = \alpha \times F \times (t - t_0) \times dt, \quad (6)$$

где α – средний за время нагрева коэффициент теплоотдачи от нагреваемой установки в окружающую среду, Вт/(м² · °C);

F – площадь теплоотдающей поверхности, м².

Тогда уравнение теплового баланса примет вид:

$$N \times dt = M \times c \times dt + v_e \times c_e \times (t - t_0) \times dt + v \times r \times dt + \alpha \times F \times (t - t_0) \times dt \quad (7)$$

Произведя несложные преобразования, получаем

$$\frac{M \times c}{\alpha \times F + v_e \times c_e} \times \frac{dt}{dt} + t - \left(t_0 + \frac{N - v_e \times r}{\alpha \times F + v_e \times c_e} \right) = 0 \quad (8)$$

Введем обозначения:

$$\frac{M \times c}{\alpha \times F + v_e \times c_e} = u, \quad (9)$$

$$t_{0y} + \frac{N - v_e \times r}{\alpha \times F + v_e \times c_e} = t, \quad (10)$$

где u – постоянная времени нагрева, с;

t_y – установившаяся температура нагрева, °C.

Тогда уравнение (8) примет вид:

$$u \times \frac{dt}{dt} + t - t_y = 0 \quad (11)$$

Решением этого дифференциального уравнения первого порядка будет

$$t = t_y - (t_y - t_n) \times e^{-\frac{\tau}{u}} \quad (12)$$

Из этого уравнения нетрудно получить выражение для определения времени нагрева днища до любой температуры t в промежутке от t_n до t_y :

$$\tau = u \times \ln \frac{t_y - t_n}{t_y - t} \quad (13)$$

Важной характеристикой является скорость нагрева днища установки v_t , °C/с, которую можно получить, продифференцировав уравнение (12) по t

$$\frac{dt}{dt} = v_t = \frac{t_y - t_n}{u} \times e^{-\frac{\tau}{u}} \quad (14)$$

Как видно из формулы (14), при заданной подводимой мощности и массовой скорости подачи воды, скорость нагрева установки снижается по мере возрастания ее температуры и имеет максимальное значение в начальный момент при $t=0$:

$$\left(\frac{dt}{dt} \right)_{\tau=0} = v_{t \max} = \frac{t_y - t_n}{u} \times e^{-\frac{\tau}{u}} \quad (15)$$

Очевидно, что кривые и параметры нагрева, рассчитанные по формулам (12)–(15) будут в некоторой мере отличаться от реальных в силу упрощений, которые были приняты изначально, однако общий принцип динамики нагрева и характеризующие его параметры остаются неизменными.

При расчете и проектировании установок предложенного типа целесообразно ограничивать скорость нагрева во избежание выхода из строя элементов их конструкции.

В неактивный (с точки зрения отсутствия процесса парообразования) период нагрева днища установки от начальной температуры t_0 до конечной температуры, равной начальной температуре t_n последующего рабочего периода, рассмотренного выше, в уравнении теплового баланса (1) в качестве его слагаемых будут только Q_1 и Q_4 , то есть подводимое количество теплоты dQ' будет составлять

$$dQ' = Q_1 + Q_4 \quad (16)$$

Опуская выкладки, приведенные ранее, отметим, что в этом случае

$$u' = \frac{M \times c}{\alpha \times F}, \quad (17)$$

$$t_y' = t_0 + \frac{N}{\alpha \times F} \quad (18)$$

при неизменном виде полученных уравнений динамики нагрева установки, позволяющих оценить его скорость и длительность до набора начальной рабочей температуры t_n .

Результаты исследований. На рисунках 1 и 2 представлены расчетные кривые динамики нагрева днища установки при различной подаче на него воды и подводимой к нему мощности, которые показывают существенное влияние этих факторов на длительность прогрева днища до той или иной температуры.

Для сокращения этого времени необходимо увеличивать подводимую мощность и уменьшать подачу воды. При этом первая не должна быть чрезмерно большой, когда установившаяся температура может значительно превышать заданную технологически температуру генерирующего пар днища установки, что приведет к увеличению ее размеров, массы и дополнительным затратам. Вторая же должна обеспечивать достаточную степень увлажнения зерна для получения его высоких технологических свойств.

Заметное, но менее осязаемое влияние оказывает на динамику нагрева установки ее типоразмер, определяемый внутренним диаметром рабочей камеры D ,

увеличение которого приводит к росту массы и площади наружной поверхности. На рисунке 3 приведены кривые динамики нагрева установок различных типоразмеров, при этом их масса и площадь наружной поверхности определялись по результатам прочностных расчетов, а коэффициент теплоотдачи наружной поверхности теплоизоляции принимался при ее температуре 60°C и температуре воздуха производственного помещения 18°C равным $12 \text{ Дж}/(\text{м}^2 \times \text{с})$ [6–10].

Расчеты показывают, что примерно одинаковое, но не столь значимое влияние на динамику нагрева установки при прочих равных условиях оказывает площадь наружной поверхности теплоизоляции, а также величина коэффициента теплоотдачи, связанного с ее средней температурой. Так, рост средней температуры поверхности теплоизоляции с 60 до 120°C увеличивает коэффициент теплоотдачи с $12,0$ до $15,9 \text{ Дж}/(\text{м}^2 \times \text{с})$, то есть на 32% , что приводит к снижению температуры разогреваемого днища установки через 10 мин от начала процесса на 8°C , тогда как снижение подводимой мощности на $6,7\%$ (с 60 до 54 кВт) приводит к снижению этой температуры на 17°C .

Динамика предварительного нагрева днища установки до температуры $t_n = 120^\circ\text{C}$ при различной подводимой мощности показана на рис. 4. Сопоставляя рис. 3 и 4, можно видеть значительное влияние энергоемких процессов нагрева воды и парообразования на динамику нагрева установки.

Выводы. Проведенный тепловой расчет установки, совмещающий функции парогенератора и пропаривателя зерна ограничивается температурными параметрами процесса пропаривания и позволяет увязать оптимальную величину подводимой мощности со скоростью и временем нагрева днища установки до заданной температуры.

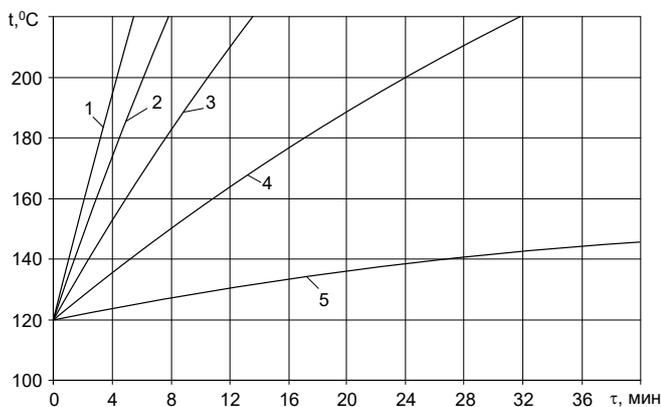


Рис. 1. Расчетные кривые нагрева днища установки при подводимой мощности $N = 60 \text{ кВт}$ и различной массовой скорости подачи воды vv , кг/с: 1 – 0,010; 2 – 0,015; 3 – 0,020; 4 – 0,025; 5 – 0,030.

Fig. 1. Settlement curves of heating of the bottom of installation at the brought N power = 60 kW and various mass speed of water supply of vv , kg/s: 1 – 0,010; 2 – 0,015; 3 – 0,020; 4 – 0,025; 5 – 0,030.

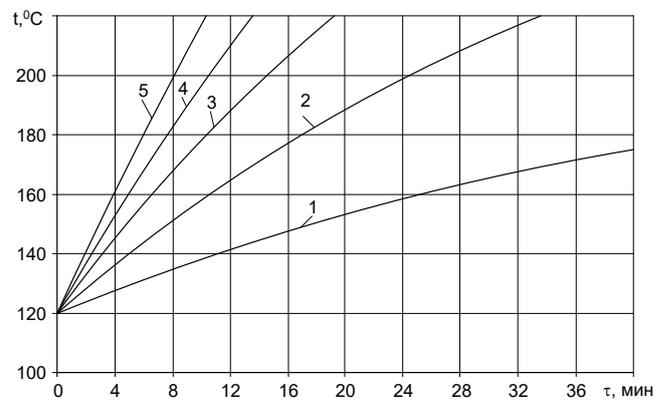


Рис. 2. Расчетные кривые нагрева днища установки при массовой скорости подачи воды $vv = 0,020 \text{ кг/с}$ и различной подводимой мощности N , кВт: 1 – 48; 2 – 52; 3 – 56; 4 – 60; 5 – 64.

Fig. 2. Settlement curves of heating of the bottom of installation at the mass speed of water supply of $vv = 0,020 \text{ kg/s}$ and various brought power of N , kW: 1 – 48; 2 – 52; 3 – 56; 4 – 60; 5 – 64.

Литература

1. Патент РК № 2011/09.01, 15.10.2012. Борзов Н. А., Румянцев А. А., Беспалько Л. Ф. Способ гидротермической обработки зерна гречихи // Патент Казахстана № 26228. 2012. Бюл. № 10.
2. Патент РК № 2010/0483.1, 15.03.2012. Румянцев А. А., Борзов Н. А., Харламов В. И. Пропариватель для зерна // Патент Казахстана № 25544. Бюл. №3.
3. Константинов М. М., Румянцев А. А. Гидротермическая обработка зерна гречихи для крупнопроизводящих предприятий малой (средней) мощности // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2015. № 4. С. 74–77.
4. Румянцев А. А., Борзов Н. А. Интенсификация гидротермической обработки зерна гречихи в крестьянских и фермерских хозяйствах // Известия Международной академии аграрного образования. 2013. № 18. С. 69–72.
5. Завражных А. И., Константинов М. М., Румянцев А. А., Борзов Н. А., Завражных А. А. Совершенствование гидротермической обработки зерна гречихи в условиях крестьянских (фермерских) хозяйств: рекомендации. Мичуринск : МГАУ, 2015. 62 с.
6. Агеев П. С., Сутягин С. А., Карпенко Г. В., Павлушин А. А., Курдюмов В. И. Теоретические аспекты разработки установок для тепловой обработки зерна // Аграрная наука и образование на современном этапе развития: опыт, проблемы и пути их решения : мат. VII межд. науч.-практ. конф. Ульяновск, 2016. С. 216–223.
7. Андреев С. И., Калинина Е. М., Карпов М. О. Особенности теплообмена с капиллярно-пористым телом // Проблемы внедрения результатов инновационных разработок : мат. межд. науч.-практ. конф. Челябинск, 2016. С. 13–15.
8. Кацевич Л. С. Теория теплопередачи и тепловые расчеты электрических печей. М. : Энергия, 1977. 304 с.
9. Бажан П. И., Каневец Г. Е., Селиверстов В. М. Справочник по теплообменным аппаратам. М. : Машиностроение, 1989. 200 с.
10. Гольдштик М. А. Процессы переноса в зернистом слое. 2-е изд., перераб. и доп. Новосибирск, 2005. 358 с.

References

1. Patent № 2011/09.01, 15.10.2012. Borzov N. A. Rumyantsev A. A. Bepalko, L. F. Method of hydrothermal processing of buckwheat grain // Patent of Kazakhstan № 26228. 2012. Bull. № 10.
2. Patent № 2010/0483.1, 15.03.2012. Rumyantsev A. A. Borzov N. A. Kharlamov V. I. Steaming machine for grain. Patent of Kazakhstan № 25544. Bull. №3.
3. Konstantinov M. M., Rumyantsev A. A., Hydrothermal processing of grain buckwheat for large-scale enterprise of small (average) power // News of the Orenburg State Agrarian University. 2015. № 4. P. 74–77.
4. Rumyantsev A. A., Borzov N. A. Intensification of hydrothermal treatment of buckwheat grain in peasant farms // News of the International Academy of Agrarian Education. 2013. № 18. P. 69–72 p.
5. Zavrazhnov A. I., Konstantinov M. M., Rumyantsev A. A., Borzov N. A., Zavrazhnov A. A. Improvement of hydrothermal processing of grain buckwheat in the conditions of the peasant (farmer) farms: guidelines. Michurinsk : MSAU, 2015. 62 p.
6. Ageev P. S., Sutyagin S.A., Karpenko G. V., Pavlushin A. A., Kurdyumov V. I. Theoretical aspects of the development of plants for heat treatment of grain // Agrarian science and education at the present stage of development: experience, problems and ways of solution : proc. of VII intern. scientific and practical conf. Ulyanovsk, 2016. P. 216–223.
7. Andreev S. I., Kalinina E. M., Karpov M. A. The peculiarities of heat exchange with capillary-porous body // Problems of introduction of results of innovative development : proc. of the intern. scientific and practical conf. Chelyabinsk, 2016. P. 13–15.
8. Katsevich L. S. The theory of heat transfer and thermal design of electric furnaces. M. : Energy, 1977. 304 p.
9. Bajan P. I., Kanevets, G. E., Seliverstov V. M. Handbook on heat exchangers. M. : Mashinostroenie, 1989. 200 p.
10. Goldshtik M. A. Transfer processes in granular layer. 2nd rev. ed. Novosibirsk, 2005. 358 p.