

Исследование термостойкости стеклянной тары при охлаждении с постоянным температурным перепадом

Канд. техн. наук, чл.-кор. МАХ М.Э.АХМЕДОВ,
д-р техн. наук, акад. МАХ Т.А.ИСМАИЛОВ
Дажестанский государственный технический университет

Theoretical problems of change of the temperature drop in the wall of the glass packing during cooling with constant temperature drop have been considered. The relationship allowing to determine the temperature drop in the wall of the empty glass packing depending on its thickness and the heat transfer coefficient on the outside surface has been established.

Одним из эффективных способов охлаждения пищевых продуктов после тепловой стерилизации является способ ротационного воздушно-водоиспарительного охлаждения [3]. Однако при технической разработке этого способа охлаждения в стеклянной таре возникает вопрос термостойкости тары, так как значения возникающих в стенках стеклянной тары температурных напряжений могут превысить допустимую величину, что может привести к ее разрушению. Как показали исследования, проведенные Э.Я.Тельных [5], предельно допустимая величина температурного перепада по толщине стенки для пустой стеклянной тары типа СКО 1-82-3000 составляет порядка 27 ± 2 °С.

Нами разработан способ охлаждения пищевых продуктов после тепловой стерилизации в стеклянной таре, сущность которого заключается в том, что на поверхность вращающейся тары наносится водяная пленка, температура которой по мере охлаждения тары уменьшается, выдерживая перепад между температурой наносимой водяной пленки и температурой поверхности тары в пределах 27 ± 2 °С с одновременным обдувом ее потоком атмосферного воздуха [2].

С целью определения температурных напряжений в стенке тары нами на примере стеклянной банки СКО 1-82-3000 с применением компьютерной программы исследована термостойкость тары в процессе охлаждения при постоянном температурном напоре, причем рассматривалось влияние двух факторов: коэффициента теплоотдачи на внешней поверхности банки и толщины ее стенки.

Предполагается, что пустая стеклянная банка охлаждается от начальной температуры T_0 в потоке охлаждающей среды при коэффициенте теплоотдачи α , причем разность температур наружной стенки банки T_n и охлаждающей среды T_w выдерживается постоянной и равной ΔT_c . Диапазон значений коэффициента теплоот-

дачи α составляет 50...200 Вт/(м²·К). Учитывая, что коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности на 1 – 2 порядка превышает коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности банки к воздуху, принимаем, что внутренняя поверхность банки теплоизолирована. Таким образом, задача формализуется уравнением теплопроводности со следующими условиями однозначности:

$$\begin{aligned} -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} &= \alpha(T_w - T) \Big|_{x=0}; \\ \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=h} &= 0; \\ T \Big|_{\tau=0} &= T_0, \end{aligned} \quad (1)$$

где h – толщина стенки банки.

Температура среды T_w меняется во времени и зависит от искомой температуры наружной стенки $T_n \Big|_{x=0}$.

Тепловая схема решения задачи приведена на рис. 1. Известно аналитическое решение задачи для теплового режима неограниченной пластины при постоянной температуре охлаждающей среды [4]. Здесь условия однозначности выглядят следующим образом:

$$\begin{aligned} -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} &= \alpha(T_w - T) \Big|_{x=0}; \\ T_w &= \text{const}; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = 0; \quad T \Big|_{\tau=0} = T_0. \quad (3)$$

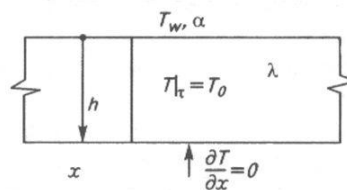


Рис. 1. Тепловая схема

Ее решение имеет вид

$$T = T_0 + \theta (T_w - T_0), \quad (4)$$

где параметр температуры равен

$$\theta = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos[\mu_n(1-\eta)] \exp \mu_n^2 Fo. \quad (5)$$

Здесь

$$A_n = (-1)^{n+1} \frac{2Bi \sqrt{\mu_n^2 + Bi^2}}{\mu_n (\mu_n^2 + Bi^2 + Bi)}; \quad (6)$$

$$\text{число Фурье } Fo = \alpha \tau / \eta^2; \quad (7)$$

$$\text{число Био } Bi = \alpha h / \lambda; \quad (8)$$

безразмерная координата $\eta = x/h$.

Корни μ_n определяются из характеристического уравнения

$$\operatorname{ctg} \mu = \mu / Bi. \quad (9)$$

Используя принцип суперпозиции, рассчитаем тепловой режим пластины при переменной температуре охлаждающей среды, заменяя ее действие определенным образом суммируемыми воздействиями среды с постоянной в каждый момент времени температурой. При этом для расчета температурного поля в стенке используем выражения (1) – (3). Алгоритм вычислений поясняется на расчетной схеме (рис.2).

Расчетное время разбиваем на временные интервалы длительностью Δt . В начальный момент времени на стенку с температурой в течение времени Δt действует охлаждающая среда с температурой $T_{w(1)}$, причем

$$T_{w(1)} = T_0 - \Delta T_c.$$

По формулам (1) – (3) рассчитывается температура наружной поверхности $T_{H(2)}$, от которой для определения нового значения температуры среды $T_{w(2)}$ отнимается заданный температурный перепад, т.е.

$$T_{w(2)} = T_{H(2)} - \Delta T_c.$$

Для расчета температуры $T_{H(3)}$ на следующем шаге

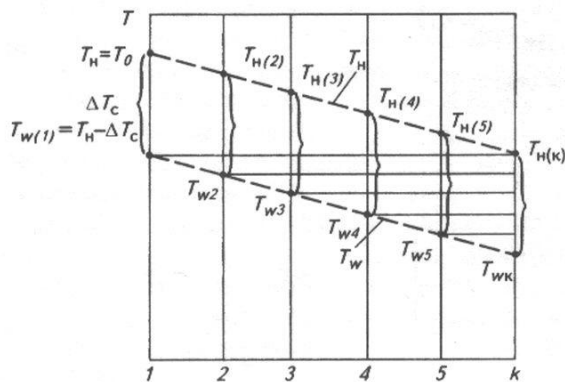


Рис. 2. Расчетная схема

действие среды с температурой $T_{w(1)}$ учитывается в течение времени $2 \Delta t$, а действие среды с температурой $T_{w(2)}$ – в течение Δt . Затем опять определяется новое значение температуры среды $T_{w(3)} = T_{H(3)} - \Delta T_c$ и т.д. Таким образом, воздействие изменяющейся температуры $T_{w(t)}$ эквивалентно учитывается как сумма воздействий постоянных температур $T_{w(N)}$, каждая из которых действует определенное время, т.е. для момента времени K (см. рис. 2) справедливо

$$T_{w(k)} \equiv \sum_{N=1}^k T_{w(N)} | \tau = (K - N + 1) \nabla \tau. \quad (10)$$

Для решения данной задачи на языке Турбо-Паскаль-7 разработана программа, в которой предусмотрены вычисление корней характеристического уравнения;

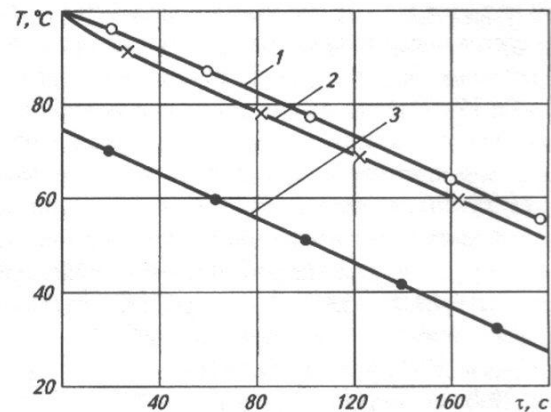


Рис. 3. Кривые изменения температуры на внутренней (1), наружной (2) стенках банки и температуры охлаждаемой среды (3) при толщине стенки $\delta = 3$ мм и коэффициенте теплоотдачи на наружной поверхности $\alpha = 50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

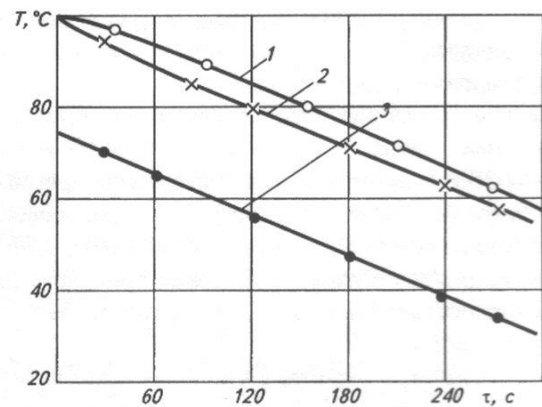


Рис. 4. Кривые изменения температуры на внутренней (1), наружной (2) стенках банки и температуры охлаждаемой среды (3) при толщине стенки $\delta = 5$ мм и коэффициенте теплоотдачи на наружной поверхности $\alpha = 50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

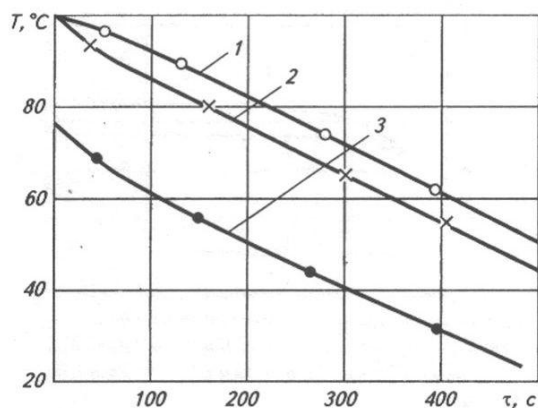


Рис. 5. Кривые изменения температуры на внутренней (1), наружной (2) стенках банки и температуры охлаждаемой среды (3) при толщине стенки $\delta = 7$ мм и коэффициенте теплоотдачи на наружной поверхности $\alpha = 50 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$

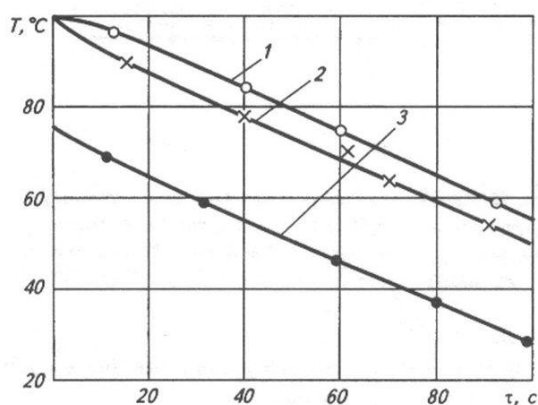


Рис. 6. Кривые изменения температуры на внутренней (1), наружной (2) стенках банки и температуры охлаждаемой среды (3) при толщине стенки $\delta = 3$ мм и коэффициенте теплоотдачи на наружной поверхности $\alpha = 100 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$

цикл шагов по времени K от 1 до KK , в каждой из которых выполняется цикл суммирования частных решений по принципу суперпозиции. В программе предусмотрена возможность задания температурного перепада ΔT_c между стенкой и средой как от наружной поверхности T_n , так и от внутренней T_v и от середины стенки.

На рис. 3 представлены кривые изменения температуры наружной стенки 2 и внутренней стенки 1 стеклянной банки при охлаждении с постоянным температурным перепадом $\Delta T_c = 25^\circ\text{C}$; коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности равен $50 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, толщина стенки банки $\delta = 3$ мм. Как видно из рис. 3, температурный перепад по стенке банки составляет 3°C , причем этот перепад после $20 \dots 30$ с охлаждения практически не меняется.

На рис. 4 представлены кривые изменения температуры стенки банки при тех же условиях, но при толщине

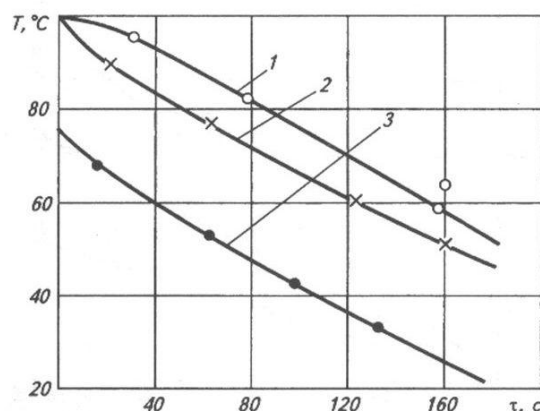


Рис. 7. Кривые изменения температуры на внутренней (1), наружной (2) стенках банки и температуры охлаждаемой среды (3) при толщине стенки $\delta = 5$ мм и коэффициенте теплоотдачи на наружной поверхности $\alpha = 100 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$

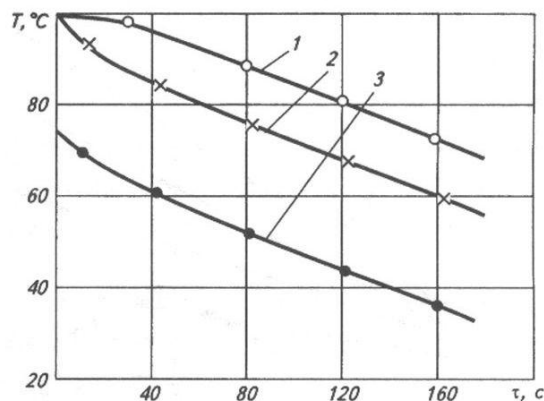


Рис. 8. Кривые изменения температуры на внутренней (1), наружной (2) стенках банки и температуры охлаждаемой среды (3) при толщине стенки $\delta = 7$ мм и коэффициенте теплоотдачи на наружной поверхности $\alpha = 100 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$

не стенки $\delta = 5$ мм. Для данного случая температурный перепад достигает порядка $4 \dots 5^\circ\text{C}$. При толщине стенки банки $\delta = 7$ мм температурный перепад увеличивается и достигает до 7°C (рис. 5).

На рис. 6, 7 и 8 представлены кривые изменения температуры наружной и внутренней стенок тары при толщине стенки 3, 5 и 7 мм и коэффициенте теплоотдачи на внешней поверхности $\alpha = 100 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$. Температурный перепад по стенке при $\delta = 3$ мм составляет 5°C (рис. 6). Выявлено, что при толщине стенки $\delta = 5$ мм температурный перепад достигает 8°C , а при $\delta = 7$ мм 12°C . Дальнейшее увеличение коэффициента теплоотдачи также способствует дальнейшему увеличению температурного перепада. Так, при значении коэффициента теплоотдачи $\alpha = 150 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ (рис. 9) температурный перепад достигает 11°C (при $\delta = 3$ мм); при $\delta = 5$ мм — 16°C и $\delta = 7$ мм — 23°C . На рис. 10

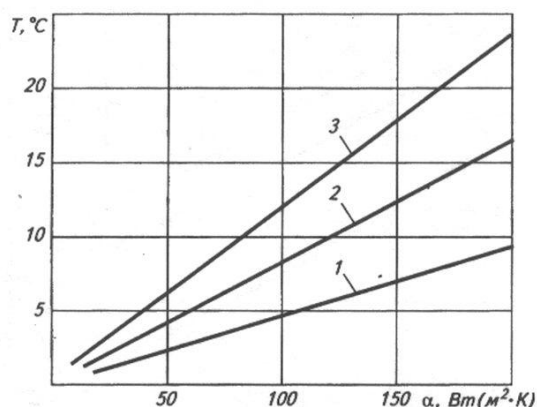


Рис. 9. Зависимость температурного перепада в стенке тары от коэффициента теплоотдачи с внешней поверхности и толщины стенки: 1 – $\delta = 3$ мм; 2 – $\delta = 5$ мм; 3 – $\delta = 7$ мм;

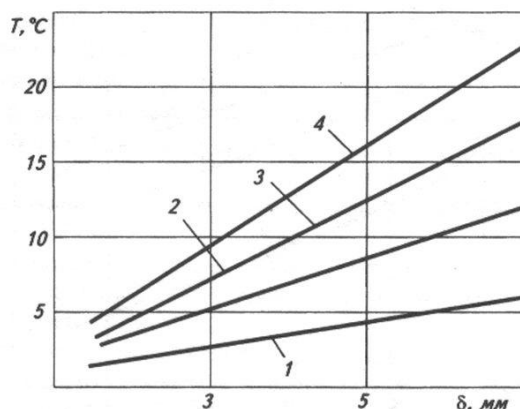


Рис. 10. Зависимость температурного перепада от толщины стенки при различных значениях коэффициента теплоотдачи: 1 – $\alpha = 50$ Вт/(м²·К); 2 – $\alpha = 100$; 3 – $\alpha = 150$; 4 – $\alpha = 200$ Вт/(м²·К)

представлены зависимости температурного перепада от толщины стенки банки при различных значениях коэффициента теплоотдачи, а на рис. 11 и 12 – изменение температурного перепада по времени.

Анализируя полученные результаты по температурным перепадам и сравнивая их с термостойкостью пустой стеклянной тары ($\Delta T = 27 \pm 2$ °С) [5], можно отметить, что для исследованных параметров коэффициента теплоотдачи [$\alpha = 50 \dots 200$ Вт/(м²·К)] значения возникающих температурных напряжений в стенке тары безопасны для ее целостности.

На основании математической обработки полученных данных с применением теории планирования эксперимента [1] получено уравнение для расчета температурного перепада по стенке банки в процессе охлаждения с постоянным температурным перепадом:

$$\Delta T = e^{-4,2933 \tau^{0,18026} \alpha^{0,93023} \delta^{0,8899}} \quad (11)$$

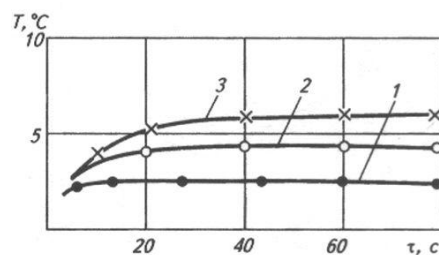


Рис. 11. Кривые изменения температурного перепада в стенке тары при коэффициенте теплоотдачи на внешней поверхности: $\alpha = 50$ Вт/(м²·К) и толщине стенки $\delta = 3$ мм (1); $\delta = 5$ мм (2); $\delta = 7$ мм (3)

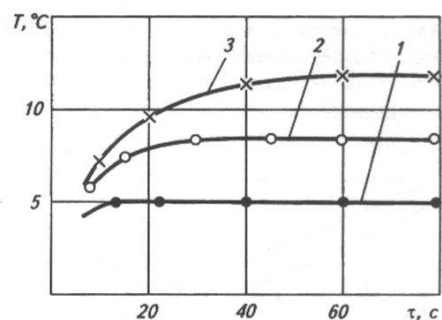


Рис. 12. Кривые изменения температурного перепада в стенке тары при коэффициенте теплоотдачи на внешней поверхности $\alpha = 100$ Вт/(м²·К) и толщине стенки $\delta = 3$ мм (1); $\delta = 5$ мм (2); $\delta = 7$ мм (3)

Как видно из полученного уравнения, ранжированный ряд факторов имеет вид $\alpha > \delta > t$.

Если отбросить временной фактор t , как незначительно влияющий, то уравнение (11) приобретает вид

$$\Delta T = e^{-3,6599 \alpha^{0,93066} \delta^{0,88911}} \quad (12)$$

Полученные уравнения позволяют определить температурный перепад в стенке банки при охлаждении с постоянным температурным перепадом при значениях коэффициента теплоотдачи $\alpha = 50 \dots 200$ Вт/(м²·К) и толщине стенки 3...7 мм.

Список литературы

1. Адлер Ю.П., Маркова В.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М.: Наука, 1976.
2. А.с. № 1209144 СССР. Бюл. № 5, 1986.
3. Ахмедов М.Э., Аминов М.С., Мурадов М.С., Даудова Т.Н. Способ охлаждения консервов после тепловой стерилизации // Пищевая промышленность. 1997. № 3.
4. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1973.
5. Тельных Э.Я. Изв. вузов СССР // Пищевая технология. 1977. № 3.