

ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ОХЛАЖДЕНИЯ (НАГРЕВАНИЯ) ВОДЯНЫХ РЕЗЕРВУАРОВ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

И. ШАНТА

Кафедра Аэро- и Теплотехники Будапештского Технического Университета

Поступила 26 марта 1979 г.

Представлена: д. т. н. проф. Э. Пастор

Введение

Эксплуатация пассажирских вагонов зимой затруднена из-за возможности замерзания водяных резервуаров. Замерзший резервуар, с одной стороны, не может выполнить свою функцию, а с другой стороны, конструкция резервуара может и механически повреждаться.

При суждении об экономических воздействиях этой проблемы необходимо учитывать помимо расходов на ремонт резервуара и убыток, полученный из-за выпадения вагона из движения.

Если — во избежание замерзания — вагоны зимой курсируют с пустыми водяными резервуарами, то ухудшается удобство и культурность езды.

Все это оправдывает рассмотрение этой темы.

Водяные резервуары пассажирских вагонов вообще снабжены тепловой изоляцией и кроме того во избежание замерзания во время езды воздушное пространство вокруг бака нагревается (в рассматриваемом случае электрически). Так, при подходящей мощности нагревателя резервуар может замерзать только в случае, когда нагреватель не работает (например при отцепке). В такие промежутки времени резервуар может до определенного времени не замерзать, если изоляция подобралась хорошая.

В настоящей работе рассматривается приближенный метод расчета процесса охлаждения (или нагревания) с целью определения достаточной толщины изоляции и необходимой мощности нагревателя. В то же время разработанный метод можно применять и для резервуаров других целей.

Автор приносит благодарность Проектному Институту Венгерских Государственных Железных Дорог за оказанную помощь в разработке темы.

1. Модель и уравнения, положенные в основу расчета

Модель, положенная в основу расчета, показанная на рис. 1. (Расположение на схеме соответствует пассажирским вагонам АВв).



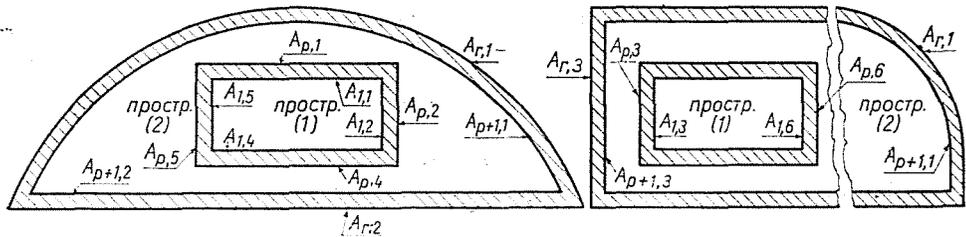


Рис. 1

На рисунке рассматриваемая система разделяется на части: изолированный водяной резервуар (1); закрытое пространство вокруг резервуара и под крышей, где расположены подогреватели (2). Обозначение отдельных поверхностей теплообмена соответственно

$$A_{i,j} (i = 1, \dots, p, \dots, r; j = 1, \dots, m, \dots, n).$$

Написать основные уравнения целесообразно на тот случай, когда подсистема (2) находится в режиме нагревания.

Принимая во внимание нестационарный характер процессов теплопереноса, изменение энергии частей рассматриваемой системы и переданное тепло через стенки должны быть написаны на столь малый промежуток времени и интервал изменения температуры, чтобы эти процессы еще законно считались как стационарные. На такие элементарные промежутки времени $d\tau$ и изменения температуры dT еще можно написать уравнения, действительные на стационарные процессы теплопереноса.

Пусть за время $d\tau$ изменение температуры воды в резервуаре будет dT , а изменение температуры воздушного пространства вокруг резервуара dT_l . Предположим, что за это время материал резервуара потерпит изменение температуры тоже dT , и конструкционные материалы, встроенные в пространство (2) — dT_l .

Среднее элементарное изменение температуры изоляции резервуара приемем как среднее арифметическое от элементарных изменений температур материала резервуара и воздушного пространства (2):

$$dT_{sz} = \frac{dT + dT_l}{2}.$$

Аналогично для изоляции крышки вагона.

$$dT_b = \frac{dT_l + dT_k}{2}$$

где T_k — температура окружающего воздуха (К)

Тепло, выпускаемое нагревателем, расположенным в пространстве (2), за время $d\tau$ изменяет внутреннюю энергию частей рассматриваемой системы, а часть его уходит во внешнюю среду через стенки.

Изменение внутренней энергии составных частей системы за время $d\tau$

а) вода в резервуаре:

$$dE_v = m_v c dT \quad (1)$$

б) материал резервуара:

$$dE_t = m_t c_t dT \quad (2)$$

в) воздух пространства (2)

$$dE_l = m_l c_v dT_l \quad (3)$$

г) материал изоляции резервуара

$$dE_{sz} = m_{sz} c_{sz} \frac{dT_l + dT}{2} \quad (4)$$

д) конструкционные материалы в части (2)

$$dE_a = m_a c_a dT_l \quad (5)$$

е) наружная стенка

$$dE_b = m_b c_b \frac{dT_l + dT_k}{2} \quad (6)$$

Значение букв в уравнениях:

m_v — масса воды в резервуаре (кг)

c — удельная теплоемкость воды $\left(\frac{\text{дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}} \right)$

m_t — масса материала резервуара (кг)

c_t — удельная теплоемкость материала резервуара $\left(\frac{\text{дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}} \right)$

m — масса воздуха в пространстве (2) (кг)

c_v — изохорная удельная теплоемкость $\left(\frac{\text{дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}} \right)$

m_a — масса конструкционных материалов, встроенных в пространство (2) (кг)

c_a — эквивалентная удельная теплоемкость конструкционных материалов, встроенных в пространство (2) $\left(\frac{\text{ДЖ}}{\text{кг} \cdot \text{град.}} \right)$

m_{sz} — масса изоляции резервуара (кг)

c_{sz} — эквивалентная удельная теплоемкость изоляции резервуара $\left(\frac{\text{ДЖ}}{\text{кг} \cdot \text{град.}} \right)$

m_b — масса стенки, ограничивающей пространство (2) (кг)

c_b — эквивалентная удельная теплоемкость стенки, ограничивающей пространство (2) $\left(\frac{\text{ДЖ}}{\text{кг} \cdot \text{град.}} \right)$.

Так, на основе описанных выше можно написать

$$\begin{aligned} \dot{Q}d\tau = dE_v + dE_l + dE_t + dE_{sz} + dE_a + dE_b + \\ + \sum_{j=1}^n k_{r,j} A_{r,j} (T_l - T_k) d\tau \end{aligned} \quad (7)$$

где Θ — мощность нагревателя (вт)

$k_{r,j}$ — коэффициент теплопередачи, отнесенный к поверхности $A_{r,j}$ $\left(\frac{\text{ВТ}}{\text{м}^2 \cdot \text{град.}} \right)$.

Значение коэффициента теплопередачи, отнесенное на большую поверхность стенки, ограничивающей рассматриваемую часть пространства, в случае многослойной стенки.

$$k_{i,j} = \frac{1}{\frac{A_{i,j}}{\alpha_{i-z,j} A_{i-z,j}} + \sum_{s=1}^z \frac{\lambda_{i-s}}{\delta_{i-s}} \cdot \frac{A_{i-s,j} + A_{i-s+1,j}}{2} + \frac{1}{\alpha_{i,j}}}$$

Здесь s — номер слоя; z — суммарное число слоев; λ_{i-s} — коэффициент теплопроводности слоя толщиной $\delta_{i-s} \left(\frac{\text{ВТ}}{\text{м} \cdot \text{град.}} \right)$.

После подстановки выражений (1)–(6) в уравнение (7) и несложных преобразований получим:

$$\dot{Q} = B_1 \frac{dT}{d\tau} + B_2 \frac{dT_l}{d\tau} + B_3 \frac{dT_k}{d\tau} + \sum_{j=1}^n k_{r,j} A_{r,j} (\tau_l - T_k) \quad (8)$$

где

$$B_1 = m_v c + m_l c_l + 0,5 m_{sz} c_{sz} \quad (9)$$

$$B_2 = m_l c_v + m_a c_a + 0,5 (m_{sz} c_{sz} + m_b c_b) \quad (10)$$

$$B_3 = 0,5 m_b c_b \quad (11)$$

В то же время внутренняя энергия резервуара с водой за счет количества тепла, которую получает через изоляцию за время $d\tau$ изменится на величину $B_1 \cdot dT$, т. е.

$$B_1 dT = \sum_{j=1}^n k_{r,j} A_{r,j} (T_l - T) d\tau \quad (12)$$

где m — суммарное число частей поверхности A_r .

Преобразуя уравнения (8), (12), получим:

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{\sum_{j=1}^n k_{2,j} A_{2,j}}{B_1} (T_l - T) \quad (13)$$

$$\frac{dT_l}{d\tau} = \frac{\dot{Q}}{B_2} - \frac{B_1}{B_2} \frac{dT}{d\tau} - \frac{B_3}{B_2} \frac{dT_k}{d\tau} + \frac{\sum_{j=1}^k k_{4,j} A_{4,j}}{B_2} (T_k - T_l)$$

которые, дополняя функцией $T_k = f(\tau)$, подходящим методом решаются относительно T и T_l . Если температура окружающего воздуха постоянная, то член, содержащий производную $dT/d\tau$ станет равным нулю.

Очевидно, что система уравнений (13) в случае $\dot{Q} > 0$ описывает процесс нагревания, а при постановке $\dot{Q} = 0$ соответствует процессу охлаждения оставленной системы.

2. Видоизменение системы уравнений, если пренебрегаем относительно малыми емкостями тепла

Система уравнений (13) принимает в расчет теплосодержание всех элементов рассматриваемой системы.

В довольно точных приближенных расчетах емкости тепла, малые по сравнению с резервуаром, можно не учитывать.

Это пренебрежение приводит систему к дифференциальному уравнению с разделяющимися переменными:

$$\begin{aligned} \frac{dT}{d\tau} = & \left[\frac{\dot{Q}}{\sum_{j=1}^n k_{r,j} A_{r,j}} - (T - T_k) \right] \times \\ & \times \frac{\left(\sum_{j=1}^n k_{r,j} A_{r,j} \right) \left(\sum_{j=1}^m k_{r,j} A_{r,j} \right)}{\sum_{j=1}^n k_{r,j} A_{r,j} + \sum_{j=1}^m k_{r,j} A_{r,j}} \cdot \frac{1}{(m_v c + m_t c_t)}, \end{aligned} \quad (14)$$

которое после определения постоянных интегрирования на температуру воды имеет решение:

$$T = T_k - \frac{\left[\dot{Q} + \sum_{j=1}^n k_{r,j} A_{r,j} (T_k - T_1) \right] \exp\left(-\frac{\tau}{B}\right) - \dot{Q}}{\sum_{j=1}^n k_{r,j} A_{r,j}} \quad (15)$$

здесь

$$B = \frac{\sum_{j=1}^m k_{r,j} A_{r,j} + \sum_{j=1}^n k_{r,j} A_{r,j}}{\left(\sum_{j=1}^m k_{r,j} A_{r,j} \right) \left(\sum_{j=1}^n k_{r,j} A_{r,j} \right)} (m_v c + m_t c_t) \quad (16)$$

T_1 — начальная температура воды (К).

Средняя температура воздуха в пространстве (2) с помощью выражения (15):

$$T_l = \frac{\dot{Q} + \sum_{j=1}^m k_{r,j} A_{r,j} T + \sum_{j=1}^n k_{r,j} A_{r,j} T_k}{\sum_{j=1}^m k_{r,j} A_{r,j} + \sum_{j=1}^n k_{r,j} A_{r,j}} \quad (17)$$

3. Применение описанного метода для расчета процессов охлаждения и нагревания водяного резервуара пассажирского вагона типа АВа (с длиной 25,4 м)

Целью расчета было определение оптимальной толщины изоляции и мощности нагревателя.

Прежде чем начались расчеты, связанные с выбором новой изоляции, для проверки надежности расчета и чтобы убедиться в правильности принятых из опытов и литературы [1], [2], [3] значений коэффициентов теплоотдачи, определяем измерением кривую процесса охлаждения наполненного водой резервуара. Эту в дальнейшем сравнивали с решением системы уравнений (13), полученным на данные условия (переменная температура окружающей среды).

Совпадение было довольно точное.

Не получилось заметное расхождение и в том случае, если пренебрегли относительно малыми емкостями тепла.

Условия выбора изоляции были следующие: вода с начальной температурой $t_1 = 10^\circ\text{C}$ при температуре окружающего воздуха $t_k = -10^\circ\text{C}$ ве может

замерзнуть в течение 72 часов после окончания отопления даже в том случае, если резервуар наполнен только на 25%.

Результаты расчетов процесса охлаждения, проведенных на различные толщины изоляции, представлены на рис. 2.

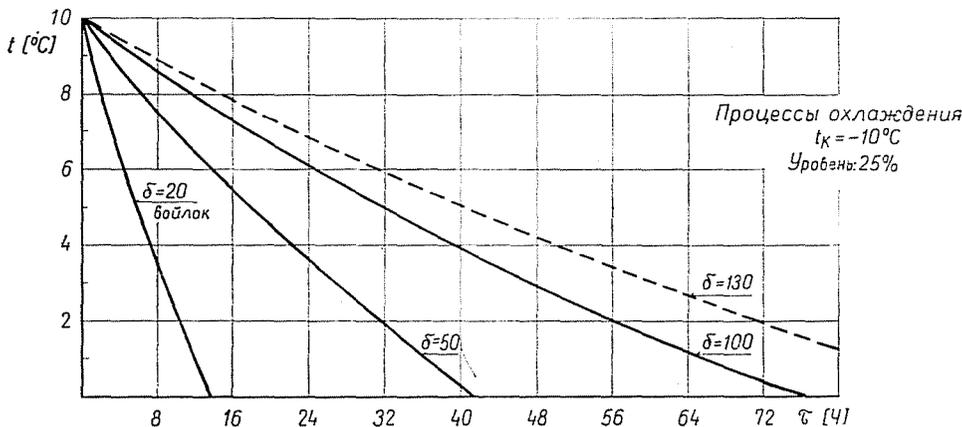


Рис. 2

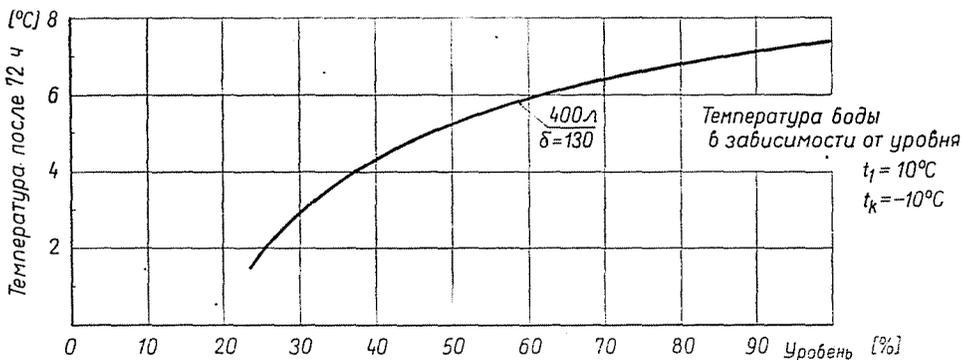


Рис. 3

Из диаграммы хорошо видно, что исходная войлочная изоляция толщиной $\delta = 20$ мм, не удовлетворяет поставленные условия. Вместо нее целесообразно использовать изоляцию из «хунгароцелл» толщиной не менее 100 мм. При таких толщинах изоляции неточность, связанная с оценкой коэффициента теплоотдачи, уже почти не влияет на результат расчета.

На рис. 3. представлены результаты расчетов температуры воды в зависимости от уровня после 72 часового простоя при $t_k = -10^\circ\text{C}$ (начальная температура воды $t_1 = 10^\circ\text{C}$).

В расчетах процессов нагревания основное условие было: вода в изолированном резервуаре не может подогреться свыше 50°C при температуре окружающей среды $t_k = 10^{\circ}\text{C}$, даже в том случае, если резервуар наполнен на 10% ($t_1 = 10^{\circ}\text{C}$).

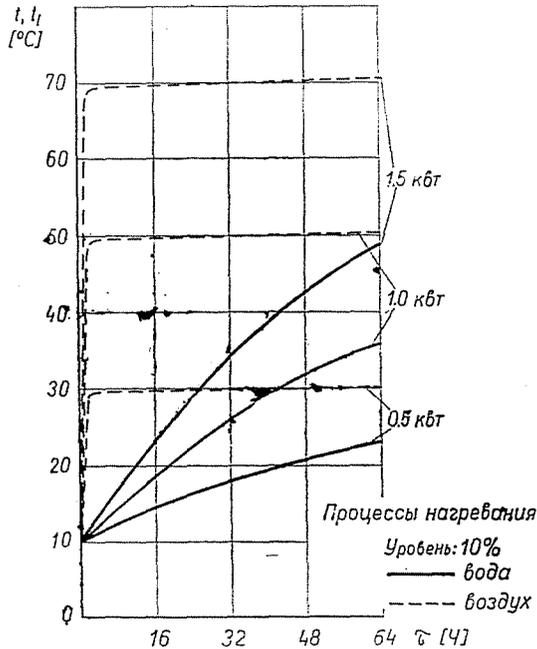


Рис. 4

Результаты расчетов процесса при различных мощностях нагревателя показаны на рис. 4.

Из диаграммы видна та тенденция, что температура второй части системы быстро достигает определенной температуры и потом только незначительно меняется.

Поставленные требования еще удовлетворяются нагревателем мощности 1,5 кВт.

Резюме

Настоящая статья излагает методику расчета процессов охлаждения и нагревания водяных резервуаров пассажирских вагонов, которая пригодна и для расчета похожих процессов резервуаров другого типа. Система дифференциальных уравнений, описывающая явление, в случае пренебрежения относительно малых емкостей тепла перейдет в аналитически легко решаемое дифференциальное уравнение. Применение метода для определения оптимальной толщины изоляции и подходящей мощности подогрева представлены на примере.

Литература

1. М. А. МПЕЖЕВ: A hőátadás gyakorlati számításának alapjai. Tankönyvkiadó, Budapest, 1966.
2. S. S. КУТАТЕЛАДЗЕ, V. M. БОРИШАНСКИ: A Concise Encyclopedia of Heat Transfer Pergamon Press Ltd. 1966.
3. Handbook of Heat Transfer edited by Warren M. Rohsenow and James P. Hartnett. McGraw-Hill Book Company 1973.

Dr. Имре Шанта, H-1521, Budapest