

Рассмотрим процесс разогрева парилки, предшествующий проведению банных процедур.

Прежде всего, сформулируем критерии, определяющие условия завершенности процесса разогрева: в результате данного процесса, воздух (сухой или влажный) в помещении и ограждающие конструкции должны достигнуть температур, соответствующих требуемым стационарным кондициям с учетом теплопотерь помещения, определяемых разностью температур в парилке и окружающем воздухе и теплофизическими свойствами материалов ограждения.

Рассмотрим пример: пусть объем парилки - $V_6 = 18 \text{ м}^3$, упрощая последующие выкладки, считаем ее кубом со стороной $l = \sqrt[3]{V_6} = \sqrt[3]{18} = 2,62 \text{ м}$, ограждающие конструкции выполнены из бруса $\delta = 15 \text{ см}$, наружная температура $T_{\text{в}} = -20^\circ \text{C}$, требуемая температура в парилке $T_6 = 60^\circ \text{C}$.

Температуры наружных и внутренних стен $T_{\text{вс}}, T_{\text{бс}}$ (предполагаются одинаковыми по всей наружной и внутренней поверхностям соответственно) определяются при известных значениях коэффициента теплоотдачи снаружи ($\alpha_{\text{в}} = 23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{ } ^\circ \text{C}}$, по нормативам, с учетом ветра), внутри ($\alpha_{\text{б}} = 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{ } ^\circ \text{C}}$, для воздуха разной влажности при естественной конвекции, при **отсутствии конденсации водяного пара на поверхностях**), и коэффициенте теплопроводности дерева ($\lambda = 0,15 \frac{\text{Вт}}{\text{м } ^\circ \text{C}}$):

$$T_{\text{бс}} = T_6 - \frac{q}{\alpha_{\text{б}}}; \quad T_{\text{вс}} = T_{\text{в}} + \frac{q}{\alpha_{\text{в}}};$$

$$q = K(T_6 - T_{\text{в}}); \quad K = \frac{1}{1/\alpha_{\text{в}} + \delta/\lambda + 1/\alpha_{\text{б}}};$$

где $q(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2})$ - удельный тепловой поток через ограждающие конструкции, $K(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{ } ^\circ \text{C}})$ - коэффициент теплопередачи.

Результаты расчетов:

$$K = \frac{1}{1/8 + 0,15/0,15 + 1/23} = 0,86 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{ } ^\circ \text{C}}; \quad q = 0,86(60 - (-20)) = 68,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2};$$

$$T_{\sigma c} = 60 - \frac{68,5}{8} = 51,4 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad T_{\sigma c} = -20 + \frac{68,5}{23} = -17,0 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad \text{средняя температура стен} -$$

$$T_c = \frac{T_{\sigma c} + T_{\sigma c}}{2} = \frac{51,4 + (-17,0)}{2} = 17,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Количество тепла (E_c), необходимое для нагрева стен от начальной температуры

$$T_{c1} = -20 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ до требуемой } T_{c2} = 17,5 \text{ } ^\circ\text{C}:$$

$$E_c = c_c \rho_c V_c (T_{c2} - T_{c1}) = 2,5 \cdot 550 \cdot 6,18 \cdot (17,5 - (-20)) = 318656 \text{ кДж} = 318,7 \text{ МДж};$$

где c_c - удельная теплоемкость дерева, $c_c = 2,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг } ^\circ\text{C}}$; ρ_c - плотность древесины,

$$\rho_c = 550 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, V_c - \text{объем массива стен, } V_c = 6 \delta^2 = 6 \cdot 0,15 \cdot 2,62^2 = 6,18 \text{ м}^3.$$

Количество тепла (E_σ), необходимое для нагрева воздуха в парильном помещении:

$$E_\sigma = c_{\sigma 1} \rho_\sigma V_\sigma (T_\sigma - T_\sigma) = 0,8 \cdot 1,4 \cdot 18 \cdot (60 - (-20)) = 1612 \text{ кДж} = 1,6 \text{ МДж};$$

где $c_{\sigma 1}$ - удельная изохорная теплоемкость воздуха в парилке, $c_{\sigma 1} = 0,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг } ^\circ\text{C}}$; ρ_σ -

плотность воздуха, $\rho_\sigma = 1,4 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$. Отметим, что плотность и теплоемкость воздуха в парилке не

являются постоянными: так, для сухого воздуха значение плотности в интервале температур

$-20 \text{ } ^\circ\text{C} \dots +60 \text{ } ^\circ\text{C}$ составит значения $1,1 \dots 1,4 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, в случае использования «Скоропарки» добавляется

водяной пар, увеличивающий плотность на 5...10%. То же относится и к теплоемкости: у водяного пара она примерно в два раза выше, чем у воздуха, однако, вследствие относительно небольшого влагосодержания воздуха в парной (до 0,1 кг/кг), теплоемкость увеличивается не более чем на 15%. Приведенные выше значения плотности и теплоемкости являются некими средними, характерными для нагрева воздуха в парной.

В любом случае, доля тепла, необходимого для нагрева воздуха **ничтожно мала по сравнению с теплом, требуемым для нагрева стен: согласно примеру – не более 0,5% от общих теплотрат.** Данная структура тепла характерна для любой бани с любой банной печью.

Отсюда, на наш взгляд, основная проблема, возникающая при разогреве бани, заключается в следующем: на максимальной мощности печи можно быстро нагреть воздух до требуемой температуры в парной, при этом стены нагреются незначительно. Дальнейшая работа печи на повышенной мощности приведет к перегреву воздуха (вплоть до невозможности пребывания человека в парилке), так что мощность необходимо снижать, далее ее регулировать, добиваясь равномерности процесса нагрева, при этом время нагрева стен парной будет значительным, максимальную мощность печи в полной мере использовать не удастся.

В этой связи, печь **«Скоропарка»**, которая нагревает внутреннюю поверхность стен **конденсирующимся водяным паром**, причем процесс такого конвекционного нагрева характеризуется коэффициентом теплоотдачи на **три порядка большим**, чем при нагреве воздухом, предположительно, позволит ускорить процесс разогрева бани.

Для оценки возможностей «Скоропарки» и сравнения ее с традиционными конвективными банными печами обратимся к математическому моделированию. Предварительно принимаем допущение, что все полезное тепло печи расходуется на нагрев воздуха в парной (теплоотдачей) и далее теплоотдачей же передается стенам. Такое допущение вполне оправдано: в конвекционных (суховоздушных) печах ИК излучение минимально, в «Скоропарке», вследствие постоянной генерации водяного пара, основное ИК поглощается влажным воздухом (по нашим оценкам, степень черноты влажного воздуха в парилке со «Скоропаркой» достигает значения 0,5).

В общем балансе тепла не будем учитывать время нагрева воды в «Скоропарке» до температуры кипения, а в суховоздушной печи нагрев теплоаккумулирующей загрузки. Будем также считать теплоемкость воздуха и его плотность постоянными (обосновано выше).

Тогда, за время $d\tau$, количество тепла, переданное воздуху в парилке от печи:

$$d(c_{\delta 1} \rho_{\delta} V_{\delta} T_{\delta}) = (N_{\text{пол}} - Q_{\delta c}) d\tau; \quad (1)$$

где левая часть – изменение внутренней энергии воздуха в парилке, правая – разность поступления тепла от печи и отбора тепла внутренними стенами парилки, $N_{\text{пол}}, Q_{\delta c}$ – соответственно полезная мощность печи и мощность теплового потока на внутренние стены, выражение (1) является уравнением теплобаланса в дифференциальном виде (полезная мощность принята равной $N_{\text{пол}} = 25 \text{ кВт}$, максимальной для «Скоропарки-Люмины» и достижимой многими суховоздушными печами).

Из (1) следует обыкновенное дифференциальное уравнение:

$$\frac{dT_{\delta}}{d\tau} = \frac{1}{c_{\delta 1} \rho_{\delta} V_{\delta}} (N_{\text{пол}} - Q_{\delta c}); \quad \text{при } T_{\delta} \leq 60^{\circ} \text{C};$$

$$T_{\delta} = 60^{\circ} \text{C}; \quad \text{при } T_{\delta} > 60^{\circ} \text{C}; \quad (2)$$

в котором переменное значение $Q_{\delta c}$ должно быть определено на каждом шаге интегрирования, для этого необходимо решать задачу нестационарной теплопроводности для стенки парилки. Такая задача может быть решена, например, общеизвестным конечно-разностным явным методом, сводящимся к решению системы уравнений (на рис.1 изображена расчетная схема):

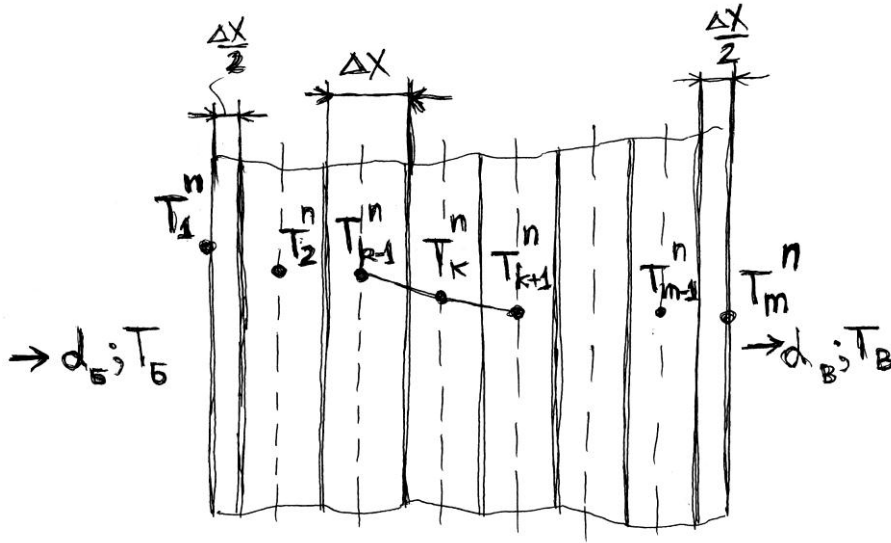


Рис.1 Расчетная схема задачи нестационарной теплопроводности через плоскую стенку

$$T_k^{n+1} = Fo(T_{k-1}^n + T_{k+1}^n) + (1 - 2Fo)T_k^n;$$

$$T_1^{n+1} = 2Fo(T_2^n + Bi_\delta T_\delta^n) + (1 - 2Fo - 2FoBi_\delta)T_1^n;$$

$$T_m^{n+1} = 2Fo(T_{m-1}^n + Bi_\delta T_\delta^n) + (1 - 2Fo - 2FoBi_\delta)T_m^n;$$

$$Q_{\delta c} = F_c \alpha_\delta (T_\delta - T_1);$$

где T_1^n, T_m^n, T_k^n - температуры соответственно внутренней, наружной, поверхностей стенки и температуры внутренних ее слоев в момент времени τ , $T_1^{n+1}, T_m^{n+1}, T_k^{n+1}$ - то же, в момент

времени $\tau + \Delta\tau$, $Fo = \frac{a\Delta\tau}{(\Delta x^2)}$ - число Фурье, $a = \frac{\lambda}{c_c \rho_c}$ - коэффициент температуропроводности

материала стенки; $Bi_\delta = \frac{\alpha_\delta \Delta\tau}{(\Delta x^2)}$; $Bi_\delta = \frac{\alpha_\delta \Delta\tau}{(\Delta x^2)}$ - числа Био для воздуха в парилке и атмосферного;

$\Delta x = \frac{\delta}{m}$ - толщина k -го слоя стенки, m - число слоев, F_c - площадь поверхности стен,

$$F_c = 6l^2 = 6 \cdot 2,62^2 = 42,2 \text{ м}^2.$$

Ограничение в выражении (2) означает, что при достижении температуры $T_\delta = 60^\circ \text{C}$, мощность $N_{\text{пол}}$ снижается до некоего значения, обеспечивающего поддержание заданной температуры в парилке.

Система (2-4) решается численно. Необходимое количество разбиений стенки m и шаг интегрирования $\Delta\tau$ выбираются исходя из устойчивости решения.

Выполним данное решения дважды – для суховоздушной печи, при $\alpha_{\delta} = 8 \frac{Вт}{м^2 \cdot град}$, и

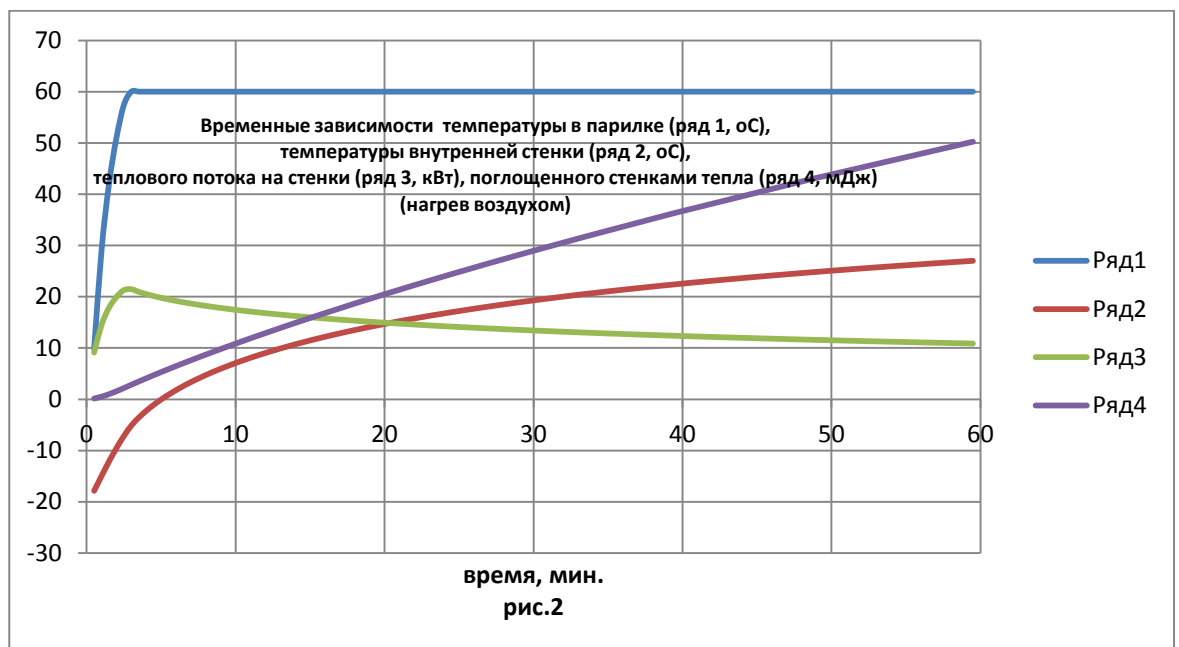
«Скоропарки» - $\alpha_{\delta} = 8000 \frac{Вт}{м^2 \cdot град}$, напомним, что в последней нагрев стен осуществляется за

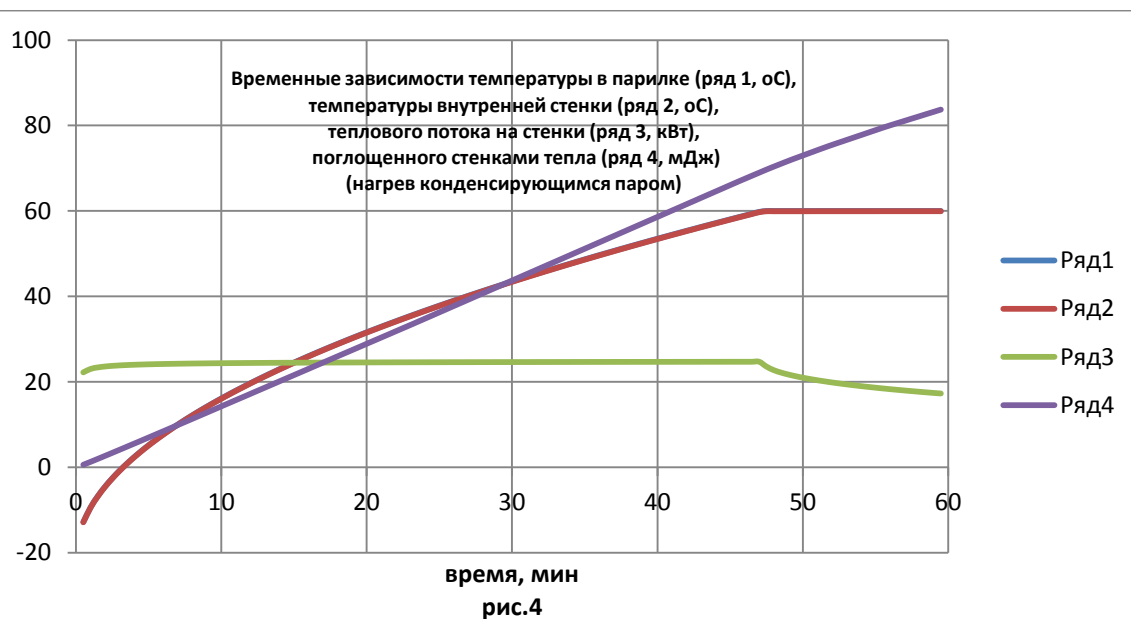
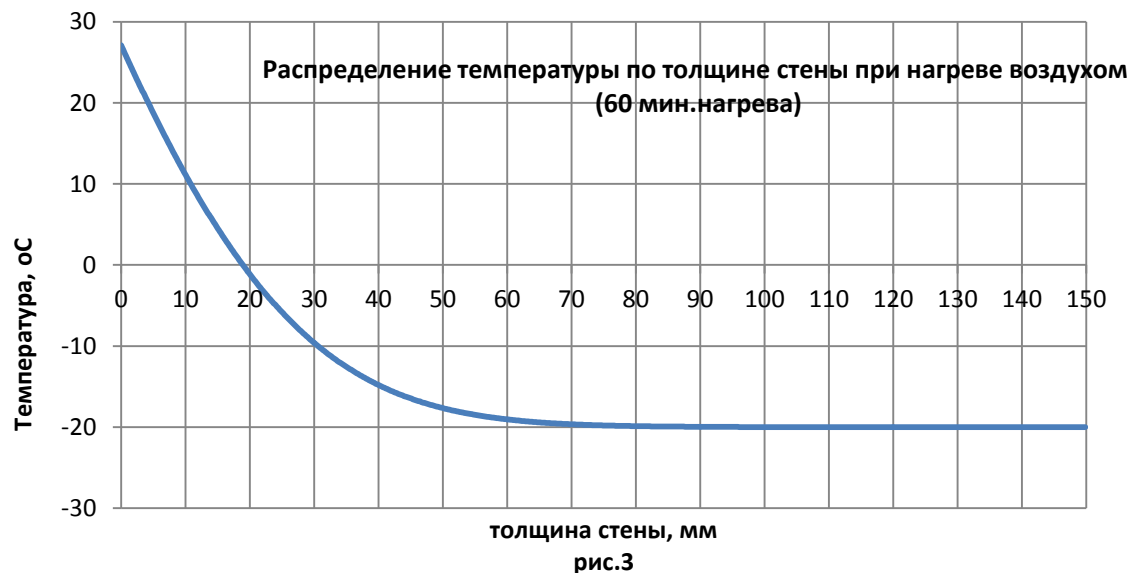
счет конденсации пара на поверхностях. В обоих случаях продолжительность процесса – 1 час.

В процессе решения будем вычислять также количество тепла, поглощенного внутренними стенками парилки:

$$E_{cl} = \int_0^{\tau_n} Q_{\delta c} d\tau.$$

Результаты расчетов представлены на рис.2-5. На рис.2 – временные зависимости температуры в парилке (T_{δ}), температуры внутренней поверхности стенки (T_1), теплового потока на стенку ($Q_{\delta c}$) и тепла, поглощенного внутренними стенками (E_{cl}), на рис.3 – распределение температур по толщине стенки – для случая нагрева стен воздухом, на рис.4 и рис.5 – аналогичные зависимости при нагреве стен конденсирующимся паром.







Сравним рис.2 и рис.4: в случае нагрева парилки воздухом, требуемая температура может быть достигнута очень быстро, однако, стены остаются холодными и любое внешнее воздействие – проветривание, подача воды и т.п. – приводит к резкой расбалансировке кондиций, фактически, состояние атмосферы парной является безинерционным. Для обеспечения устойчивости процессов в парной необходимо прогреть стены, что сделать сложно вследствие низкого коэффициента теплоотдачи стенам и необходимости регулирования мощности печи для избежания перегрева воздуха в парной. Напротив, при прогреве конденстрирующимся паром, температура в парилке и на поверхности стенки практически совпадают (отличаются на десятые градуса, рис.4, ряд 1 и ряд 2) вследствие большого коэффициента теплоотдачи, для нагрева может быть задействована максимальная мощность печи.

В конечном итоге, количество тепла, переданное стенам посредством конденстрирующегося пара за равный период времени будет выше: ряд 4 на рис.2 и рис.4 за один час прогрева достигает значений 50 мДж и 84 мДж соответственно, то есть стенам передано в 1,7 раза больше тепла – во столько же раз быстрее будет достигнут стационарный или близкий к нему режим.

На наш взгляд, приведенный анализ объясняет уже эмпирически подтвержденный факт – приготовление бани со «Скоропаркой» происходит быстрее, чем с другими печами. При этом важно отметить, что сравнение следует проводить корректно: в нашем примере рассмотрен один и тот же материал стен. Графики рис.3 и рис.5 показывают, что скорости распространения тепла по стенам одинаковы (за час «тепловая волна» проходит менее половины толщины стены), так как коэффициенты температуропроводности также одинаковы, несмотря на разные значения температур (низкая теплопроводность при низкой же теплоемкости и плотности – желаемый материал для теплоизолирующих стен).