

Математическая модель жидкостного погружного охлаждения вычислительных устройств

Аннотация

В работе предложена модель системы охлаждения вычислительных устройств при их непосредственном контакте с хладагентом. В первой части рассмотрены возможности системы с естественной циркуляцией жидкого хладагента. Во второй — то же для случая кипящего хладагента в нагревателе и конденсирующегося в конденсаторе. И в том и в другом случае отсутствуют насосы для перекачки хладагента. В третьей части проведено сравнение двух этих систем.

1. Введение

Повышение мощности и компактности современных вычислительных устройств значительно повысило требования к системе охлаждения. Применение диэлектрических хладагентов, позволяет погрузить вычислительный узел в жидкость без какой-либо подготовки. Эффективность погружного жидкостного охлаждения значительно превышает эффективность воздушного, поскольку жидкость обладает большой теплоемкостью и коэффициентом теплоотдачи. Применение низкокипящих диэлектрических жидкостей позволяют еще более повысить эффективность систем охлаждения, т.к. при фазовом переходе теплоемкость и коэффициент теплоотдачи резко возрастают. В данной работе рассмотрены две математические модели погружных систем охлаждения: с использованием фазового перехода и без него.

2.1. Жидкостная система отопления погружного типа

Применение жидкости вместо воздуха, позволяет значительно повысить объемную теплоотдачу системы охлаждения. Одним из недостатков данной системы охлаждения является необходимость принудительной прокачки хладагента через систему, что снижает надежность системы, повышает энергозатраты и создает источник шума. Одним из способов решения данной проблемы, является такая конструкция системы, при которой поток охлаждающей жидкости создается за счет естественной циркуляции жидкости.

Система (см. рис. 1 а.) состоит из резервуара, разделенного на две части вертикальной, термонепроницаемой перегородкой. В первой половине, в нижней части, находится вычислительный узел, выделяющий теплоту. Во второй части, в верхней части, производится охлаждение жидкости. За счет разницы температур и плотностей жидкостей в разных частях емкости происходит конвективный переток. Задача моделирования состоит в том, чтобы установить связь между физическими свойствами жидкости, высотой резервуара, температурами потока, охлаждающего хладагент, и температурой и мощностью устройства, охлаждаемого хладагентом.

2.2. Математическая модель

Будем предполагать, что емкость теплоизолирована. Подвод теплоты происходит только от охлаждаемого вычислительного устройства, высота тепловыделяющего устройства равна $L_H < L$, где L – общая высота установки. $t_n(x)$, $\alpha_n(x, w)$ – функции температуры поверхности и

коэффициента теплоотдачи для вычислительного устройства, зависящие от текущей координаты по высоте x и от скорости потока w .

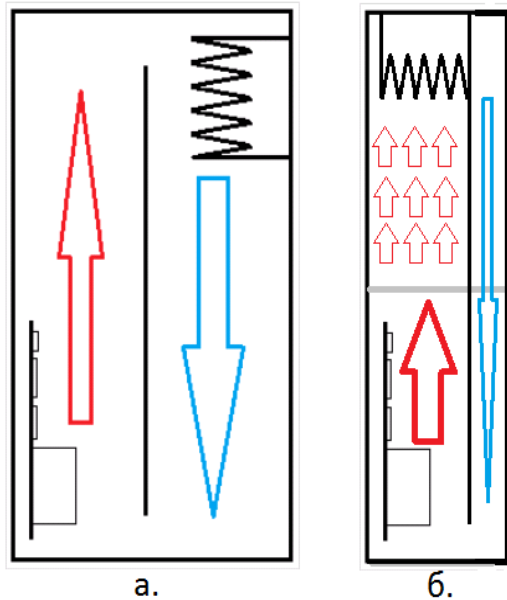


Рис. 1. Структура системы погружного жидкостного охлаждения. а – конвективного типа, б – с кипящим хладагентом.

Введем эффективный коэффициент теплоотдачи

$$\int_0^{L_H} \alpha_H(x, w) dx = \bar{\alpha}_H(w). \alpha_H(x, w) = 0 \forall x \notin [L_H]. \quad (1)$$

Для контакта жидкость-металлическая поверхность зависимость $\alpha(w)$ имеет вид [1]

$$\alpha(w) = S(350 + 2000\sqrt{w}), \quad (1a)$$

где S площадь контакта.

Количество теплоты, отводимой в сечении x , равно

$$q_+(x) = \alpha_H(x, w)(t_H(x) - t_+(x)), \quad (2)$$

где $t_+(x)$ – температура охлаждающей жидкости в сечении x .

Суммарная тепловая нагрузка (мощность охлаждаемого вычислительного узла) задана и равна

$$\int_0^{L_H} q_+(x) dx = \bar{q}. \quad (3)$$

Температура охлаждающей жидкости в сечении x равна

$$t_+(x) = \begin{cases} t_0 + \frac{1}{Cg} \int_0^x q_+(l) dl, & x \in [0, L_H] \\ t_0 + \frac{\bar{q}}{Cg}, & x \in [L_H, L] \end{cases}, \quad (4)$$

где t_0 температура охлаждающей жидкости, подаваемой в секцию с вычислительным узлом, g – расход жидкости, C – удельная весовая теплоемкость жидкости. Продифференцируем выражение (4) на отрезке $[0, L_H]$ с учетом (2), предполагая, что $\alpha_H(x, w) = \alpha_H(w) = S(350 + 2000\sqrt{w})/L_H$, $t_H(x) = t_H = \text{const}$. Получим

$$\frac{Cg}{\alpha_H(w)} \frac{dt_+}{dx} + t_+(x) - t_H = 0. \quad (5)$$

Решение уравнения (5) с граничным условием $t_+(0) = t_0$ имеет вид

$$t_+(x) = t_H + (t_0 - t_H) e^{-\frac{\alpha_H(w)x}{Cg}}. \quad (6)$$

Подставив, полученное решение в равенство (3), найдем значение t_0

$$t_0 = t_H - \frac{\bar{q}}{w \left(1 - e^{-\frac{\alpha_H(w)L_H}{Cg}} \right)}. \quad (7)$$

В секции охлаждения находится теплообменник, охлаждающий жидкость. Он характеризуется функциями $t_c(x)$, $\alpha_c(x, w)$ – температуры и коэффициента теплоотдачи. Количество теплоты, отбираемой в сечении x , равно

$$q_-(x) = \alpha_c(x, w) (t(x) - t_c(x)), \quad (8)$$

где $t(x)$ – температура охлаждающей жидкости в сечении x .

Количество теплоты, отводимой в секции

$$\int_{L-L_c}^L q_-(x) dx = \bar{q}. \quad (9)$$

Температура охлаждающей жидкости в сечении x , в секции охлаждения равна

$$t_-(x) = \begin{cases} t_0, & x \in [0, L - L_c] \\ t_0 + \frac{1}{Cg} \int_0^x q_-(l) dl, & x \in [L - L_c, L] \end{cases}. \quad (10)$$

Продифференцируем выражение (10) на отрезке $[L - L_c, L]$, предполагая, что

$$\alpha_c(x, w) = \alpha_c(w) = S(350 + 2000\sqrt{w})/L_c, \quad t_c(x) = t_c = \text{const}$$

$$\frac{Cg}{\alpha_c(w)} \frac{dt_-}{dx} - t_-(x) + t_c = 0. \quad (11)$$

Решение уравнения (11) с граничным условием $t_-(L-L_C)=t_0$ имеет вид

$$t_-(x) = t_c + (t_0 - t_c) e^{\frac{\alpha_c(w)(x-L+L_C)}{Cg}}. \quad (12)$$

Подставив, полученное решение в равенство (9), найдем значение t_c

$$t_c = t_0 - \frac{\bar{q}}{Cg \left(e^{\frac{\alpha_c(w)L_C}{Cg}} - 1 \right)}. \quad (13)$$

Разность температур и плотностей холодной $\rho_-(x)$ и горячей $\rho_+(x)$ частей жидкости создают движущую силу. Перепад давления, соответственно, равен

$$\Delta p = g^G L \int_0^L (\rho_-(x) - \rho_+(x)) dx, \quad (14)$$

где g^G – ускорение свободного падения.

Плотность жидкости линейно зависит от температуры

$$\rho(t) = \rho_0 + \rho_1 t. \quad (15)$$

Здесь ρ_1 – коэффициент термического расширения.

Подставим выражение (15), (12), (6) в формулу (14) и проинтегрируем полученное выражение

$$\int_0^L t_-(x) dx = t_0(L - L_C) + t_c L_C + \frac{(t_0 - t_c)gC}{\alpha_c(w)} \left(e^{\frac{\alpha_c(w)L_C}{gC}} - 1 \right),$$

$$\int_0^L t_+(x) dx = t_H L_H + (L - L_H) \left(t_0 + \frac{\bar{q}}{Cg} \right) - \frac{(t_0 - t_H)gC}{\alpha_H(w)} \left(e^{\frac{\alpha_H(w)L_H}{gC}} - 1 \right),$$

откуда

$$\Delta p = g^G L \rho_1 \left[\int_0^L t_-(x) dx - \int_0^L t_+(x) dx \right]. \quad (16)$$

Создаваемое давление совершает работу, связанную с созданием скоростного потока Δp_{ck} и преодолением гидравлического сопротивления Δp_{mp}

$$\Delta p = \Delta p_{ck} + \Delta p_{mp}. \quad (17)$$

Согласно [2] потери давления, связанные с созданием скоростного потока, равны

$$\Delta p_{\text{ск}} = w^2 \bar{\rho}_- / 2, \quad (18)$$

где w – скорость потока в секции охлаждения, $\bar{\rho}_-$ – средняя плотность в секции охлаждения.

Потеря давления, связанная с трением, равна

$$\Delta p_{mp} = \lambda \frac{L}{d_e} \frac{w^2 \bar{\rho}_-}{2}, \quad (19)$$

где λ – коэффициент трения (безразмерная величина), d_e – эквивалентный диаметр, L – длина. Для каналов некруглого сечения коэффициент λ равен (см. [2])

$$\lambda = \frac{57}{\text{Re}}, \quad (20)$$

где Re – критерий Рейнольдса, равный

$$\text{Re} = \omega d_e \bar{\rho}_- / \mu. \quad (21)$$

Здесь μ – динамический коэффициент вязкости [Па с].

Подставим выражения (20), (21) в (19), получим

$$\Delta p_{mp} = \frac{57Lw}{2d_e^2} \mu. \quad (22)$$

Расход жидкости, протекающей со скоростью w в трубе диаметра d_e , равен

$$g = 0.25w\pi d_e^2 \bar{\rho}_-. \quad (23)$$

Выразим из этого выражения $w(g)$ и подставим в выражения (17)-(19). Найдем $\Delta p(g)$

$$\Delta p = \frac{8g^2}{\pi^2 d_e^4 \bar{\rho}_-} + \frac{114Lg}{\pi d_e^4 \bar{\rho}_-} \mu. \quad (24)$$

Подставим полученное выражение в уравнение (16) и приведем его к итерационной форме

$$g_{i+1} = \gamma \left(g^G L \rho_1 \left[\int_0^L t_-(x) dx - \int_0^L t_+(x) dx \right] - \frac{8g_i^2}{\pi^2 d_e^4 \bar{\rho}_-} - \frac{114Lg_i}{\pi d_e^4 \bar{\rho}_-} \mu \right) + g_i, \quad (25)$$

где γ – коэффициент управления сходимостью итераций, i – номер итерации.

Решение полученного уравнения итерационным методом позволяет найти значение расхода g . По формулам (7), (13) после этого могут быть найдены температуры t_o , t_c .

2.3. Пример

Решим задачу (25) для следующих начальных данных.

Характеристики охлаждающей жидкости: $\rho(t) = 929.325 - 0.89625t$ [кг/м³], $C = 1605$ [Дж/кг К], $\mu = 0.004555$ [Па с].

Характеристики теплоотводящей секции: $S=0.05[\text{м}^2]$, $\alpha_c = 17,5 + 100\sqrt{w}$ [Вт/°С], $d_e=0.05[\text{м}]$.

Характеристики тепловыделяющей секции: $\alpha_n = 17,5 + 100\sqrt{w}$ [Вт/м °С], $t_n=57[^\circ\text{С}]$.

Коэффициент сжатия для решения итерационного уравнения (25) брался равным $\gamma=0.01$. На рис.2 представлена зависимость отбираемой мощности $\bar{q}(L)$ от высоты емкости при фиксированном значении температуры $t_c=30^\circ\text{С}$.

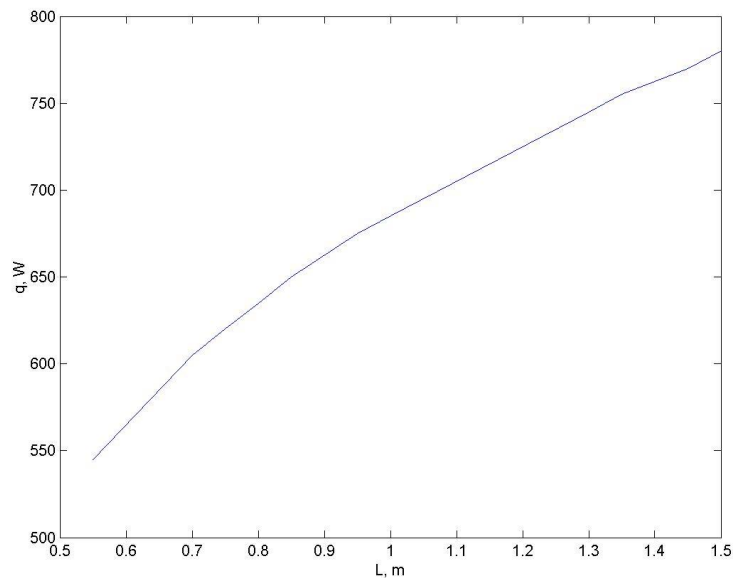


Рис. 2. Зависимость между отбираемой мощностью q и высотой столба хладагента при фиксированных значениях $t_c=30^\circ\text{С}$, $t_n=57[^\circ\text{С}]$.

3.1. Жидкостная система отопления погружного типа с использованием кипящего хладагента

Применение кипящего хладагента (с температурой кипения 50°С при атмосферном давлении) позволяет еще более повысить эффективность системы охлаждения (см. рис. 1 б.). Она состоит из резервуара, в котором находится вычислительный узел, выделяющий теплоту, и конденсатора, в котором получившийся пар конденсируется и стекает обратно в емкость.

3.2. Математическая модель

Будем предполагать, что в стационарном режиме температура жидкости равна температуре кипения t_b и вся теплота \bar{q} , выделяемая вычислительным устройством, уходит на испарение. Поскольку температура вычислительного устройства t_n , температура охлаждающей жидкости t_b , коэффициент теплоотдачи α_b и площадь контакта S_b заданы, то предельная отводимая мощность \bar{q} , соответственно, равна

$$\bar{q} = S_b \alpha_b (t_n - t_b). \quad (26)$$

В этом случае массовый поток пара равен

$$g_{II} = \bar{q} / r, \quad (27)$$

где r – удельная теплота парообразования охлаждающей жидкости [Дж/кг]. Объемный расход пара равен

$$g_V = g_{II} \rho_{ж}. \quad (28)$$

Удельный коэффициент теплоотдачи α_B при кипении равен [2]

$$\alpha_B = \left[0,075 + 0,75 \left(\frac{\rho_{II}}{\rho_{ж} - \rho_{II}} \right)^{2/3} \right] \sqrt[3]{\frac{\lambda^2 \bar{q}^2}{\nu \sigma (273 + t_B)}}, \quad (29)$$

где λ – коэффициент теплопроводности [Вт/м К], $\nu = \mu / \rho_{ж}$ – кинематическая вязкость [$\text{м}^2/\text{с}$], σ – коэффициент поверхностного натяжения [Н/м], ρ_{II} – плотность пара [$\text{кг}/\text{м}^3$], $\rho_{ж}$ – плотность жидкости.

В конденсатор пар поступает при температуре кипения и, конденсируясь, отдает теплоту охлаждающей жидкости. Будем предполагать, что вся жидкость после конденсации, попадает в емкость при температуре кипения. Количество теплоты, отводимое при конденсации, равно

$$q_K = K_K (t_B - t_C), \quad (30)$$

где K_K коэффициент теплопередачи, t_C – температура охлаждающей жидкости.

$$K_K = \frac{S_K}{\frac{1}{\alpha_K} + \frac{\delta}{\alpha_C} + \frac{1}{\alpha_{ж}}}, \quad (31)$$

где α_K – коэффициент теплоотдачи для конденсирующего пара [Вт/ м^2 К], α_K – теплопроводность стенки теплообменника [Вт/м К], δ – толщина стенки [м], $\alpha_{ж}$ – коэффициент теплоотдачи нагреваемой жидкости [Вт/ м^2 К], S_K – площадь контакта [м^2].

Коэффициент теплоотдачи для конденсирующего пара α_K в конденсаторе из пучка вертикальных труб, высотой H равен [2]

$$\alpha_K = 1,154 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho_{ж}^2 g_G r}{\mu (t_B - t_C) H}}, \quad (32)$$

где μ – динамическая вязкость [Па с], g_G – ускорение свободного падения. Площадь контакта в конденсаторе, содержащем пучок из n труб диаметра d и высоты H , равна

$$S_K = n \pi d H. \quad (33)$$

Из условия теплового баланса $\bar{q} = q_K$ можно определить температуру охлаждающей жидкости

$$t_C = t_B - \frac{\bar{q}}{K_K}. \quad (34)$$

4. Сравнение двух типов охлаждения

Для сравнения двух типов охлаждения рассмотрим систему жидкостного охлаждения со следующими параметрами: $S_B=0.05[\text{м}^2]$, $t_c=25\text{ }^\circ\text{C}$, $t_0=35.8\text{ }^\circ\text{C}$, соответствующее значение тепловой нагрузки равно $q=432\text{ Вт}$, высота ванны $L=0.6\text{ м}$, максимальная температура охлаждающей жидкости на выходе из холодильника равна $46.9\text{ }^\circ\text{C}$.

Для следующих исходных данных, рассчитаем характеристики системы охлаждения.

$S_B=0.05[\text{м}^2]$, $\lambda =0.124[\text{Вт/м К}]$, $\nu=\mu/\rho_{\text{ж}}=0.004555/1600=2.8 \cdot 10^{-6}[\text{м}^2/\text{с}]$, $\sigma =20 \cdot 10^{-3}[\text{Н/м}]$, $\rho_{\text{п}}=1.2[\text{кг/м}^3]$, $\rho_{\text{ж}}=911[\text{кг/м}^3]$, $t_h=60\text{ }^\circ\text{C}$, $t_b=50\text{ }^\circ\text{C}$, $r=90[\text{кДж/кг}]$

Найдем удельный коэффициент теплоотдачи α_b по формуле (29), он равен $\alpha_b=73.5[\text{Вт/}^\circ\text{C}]$, соответствующее значение тепловой нагрузки (26) равно $\bar{q} = 735[\text{Вт}]$. Коэффициент теплопередачи при конденсации (32) равен $K_k=93.6[\text{Вт/м}^\circ\text{C}]$, максимально отбираемая теплота равна $q=2340\text{ Вт}$.

Для сравнения двух систем зафиксируем температуры охлаждающей жидкости $t_c=25\text{ }^\circ\text{C}$, вычислительного устройства $t_h=60\text{ }^\circ\text{C}$, тепловыделяющей площади в вычислительном устройстве S_B и холодильнике/конденсаторе S_K . Коэффициент теплоотдачи при кипении (29) в 4.2 раза больше, чем при нагреве (2), разность температур при кипении равна $10\text{ }^\circ\text{C}$, а при нагреве $25\text{ }^\circ\text{C}$. Таким образом, теплосъем в системе с кипящим хладагентом в 1.7 раз больше. При конденсации паров коэффициент теплоотдачи (32) в 5.2 раза больше, чем коэффициент теплообмена в холодильнике, разность температур при конденсации равна $25\text{ }^\circ\text{C}$, а при охлаждении $15\text{ }^\circ\text{C}$. Следовательно, эффективность охлаждения при конденсации в $25/15 \cdot 5.2 = 8.7$ раза больше, чем при охлаждении в системе с некипящим хладагентом..

Список литературы

1. Кухлинг Х. Справочник по физике. - М., Мир, 1985
2. А .Г. Касаткин. Основные процессы и аппараты химической технологии. Изд. 9-е. М.: Химия, 1973, 750 с.