

*УДК 66.01.011*

Минимизация затрат энергии на создание  
потоков в теплообменных системах с  
учетом термодинамической реализуемости  
и проектирование систем охлаждения  
суперкомпьютеров

Цирлин А.М., Алимова Н. А.

*Институт программных систем РАН*

*tsirlin@sarc.botik.ru*

23 сентября 2013 г.

**Аннотация**

Получены термодинамические оценки водяных эквивалентов охлаждающих потоков и связанных с ними затрат энергии в системах теплообмена. В качестве примера исследованы предельные возможности энергопотребления для систем охлаждения суперкомпьютеров. Проведено сравнение систем воздушного охлаждения с использованием радиатора и градирни.

# 1 Введение

Параметры теплообменных систем (тепловая нагрузка, коэффициент теплопереноса, температуры контактирующих потоков и их водяные эквиваленты) связаны друг с другом уравнениями энергетического и энтропийного балансов. В последнее из этих уравнений входит производство энтропии  $\sigma$ , которое при ненулевом потоке передаваемой теплоты заведомо больше нуля. В [2], [3] показано, что производство энтропии не может быть сделано ниже некоторого предела. Это минимальное производство энтропии  $\sigma^*$  растет с ростом тепловой нагрузки и падает с ростом коэффициента теплопереноса  $\alpha$ . В свою очередь  $\alpha$  зависит от скорости контактирующих потоков, а значит от затрат энергии на охлаждение. В некоторых случаях эти затраты могут быть весьма значительны и соизмеримы с энергией, затрачиваемой на проведение основного процесса. Цель данной работы состоит в том, чтобы получить оценки снизу для энергии, затрачиваемой в процессах теплообмена и показать, как можно снизить эти затраты за счет выбора структуры системы охлаждения.

В качестве примера рассмотрена задача синтеза системы охлаждения суперкомпьютеров, у которых охлаждение стало одним из главных препятствий для роста вычислительных возможностей.

## 2 Предельные возможности двухпоточного теплообменника

### 2.1 Условие реализуемости теплообмена

Рассмотрим двухпоточный теплообменник и введем следующие обозначения:

$W_1, W_0$  – водяные эквиваленты холодного и горячего потоков,  $q$  – поток теплоты, передаваемый в теплообменнике (тепловая нагрузка), температуру  $T_0$  будем относить к охлаждаемому, а  $T_1$  – к нагреваемому

потоку. Коэффициент теплопереноса  $\alpha$  или обратное ему термическое сопротивление теплопереносу  $R$  зависят от удельных термических сопротивлений теплоотдачи  $R_1, R_0$  от холодного и горячего потоков к стенке теплообменника, от термического сопротивления теплопередачи  $r$  и от площади контакта  $S$ . При этом  $R_1$  и  $R_0$  зависят от скорости потоков  $V_i = \frac{W_i}{C_i s_i}$ , где  $C_i$  и  $s_i$  – теплоемкость и площадь сечения  $i$ -го потока, которые будем считать заданными ( $i = 0; 1$ )

$$\alpha(V_0, V_1) = \frac{1}{R(V_0, V_1)} = \frac{S}{R_0(V_0) + R_1(V_1) + r}. \quad (1)$$

Размерности теплоемкостей и площади сечения выбраны так, чтобы размерность скорости оказалась в м/сек.

В свою очередь, при постоянном гидродинамическом коэффициенте  $k_i$  затраты энергии  $e_i$  на перекачку каждого из потоков растут с ростом  $V_i$ . Расход потока  $g_i = W_i/C_i = k_i \sqrt{\Delta p_i}$ . Затраты энергии  $e_i$  равны произведению расхода на перепад давлений, так что

$$e_i = \Delta p_i g_i = \frac{W_i^3}{C_i^3 k_i^2} = \frac{V_i^3 s_i^3}{k_i^2}, \quad i = 0, 1, \quad e = e_0 + e_1. \quad (2)$$

Если площадь сечения потока, а значит и его гидравлический коэффициент, возрастает пропорционально расходу, то перепад давлений постоянен  $\Delta p_i = \Delta p_i^0$  и затраты мощности пропорциональны расходу

$$e_i = \Delta p_i^0 g_i = \Delta p_i^0 \frac{W_i}{C_i}. \quad i = 0, 1, \quad e = e_0 + e_1. \quad (3)$$

В следующем разделе будет рассмотрена задача об условиях, при которых в теплообменнике с заданной тепловой нагрузкой затраты энергии на перемещение потоков теплоносителей минимальны. Но не каждое решение может быть реализовано. Покажем, что существует граница термодинамической реализуемости теплообменных систем.

**Двухпоточный теплообмен.** Термодинамической оценкой организации двухпоточного теплообмена с заданными коэффициентом теплопереноса  $\alpha(V_0, V_1)$  и тепловой нагрузкой  $q$  является необратимость процесса (производство энтропии. Это минимально возможное производство

энтропии для потока теплообмена, пропорционального разности температур равно (см. [2], [3]):

$$\sigma^* = \alpha \frac{(1-m)^2}{m}, \quad m = 1 - \frac{W_0}{\alpha} \ln \frac{T_{0\text{ВХ}}}{T_{0\text{ВХ}} - q/W_0}. \quad (4)$$

Очевидно, что  $0 < m < 1$ .

После исключения  $m$  получим

$$\sigma^* = \frac{W_0^2 \ln^2 \left(1 - \frac{q}{W_0 T_{0\text{ВХ}}}\right)}{\alpha + W_0 \ln \left(1 - \frac{q}{W_0 T_{0\text{ВХ}}}\right)}. \quad (5)$$

Эта оценка может быть достигнута в противоточном трубчатом теплообменнике при соблюдении так называемых *условий термодинамической согласованности* (см. [2], стр.138):

1. В каждом сечении теплообменника отношение абсолютных температур потоков должно быть одинаково и равно  $m$ . В частности, отсюда следует, что

$$\frac{T_{0\text{ВХ}} - q/W_0}{T_{1\text{ВХ}}} = m.$$

2. Отношение водяных эквивалентов потоков должно быть обратно отношению их абсолютных температур

$$W_1/W_0 = 1/m.$$

То есть водяной эквивалент горячего потока должен быть меньше, чем водяной эквивалент холодного.

Во всех остальных случаях производство энтропии больше, чем  $\sigma^*$ . В реальных теплообменниках  $m$  редко бывает меньше, чем 0,9, так что различие водяных эквивалентов не так уж велико.

Фактическое производство энтропии в системе с потоками жидкостей или газов при малом изменении их давления, выраженное через температуры потоков и водяные эквиваленты равно [6]

$$\sigma = W_0 \ln \frac{T_{0\text{ВЫХ}}}{T_{0\text{ВХ}}} + W_1 \ln \frac{T_{1\text{ВЫХ}}}{T_{1\text{ВХ}}}, \quad q = W_0(T_{0\text{ВХ}} - T_{0\text{ВЫХ}}). \quad (6)$$

Неравенство

$$\sigma \geq \sigma^*, \quad (7)$$

в котором левая и правая части зависят от входных температур потоков, их водяных эквивалентов, тепловой нагрузки теплообменника  $q$  и от суммарного коэффициента теплообмена  $\alpha$ , ограничивает возможности теплообменных систем.

Подстановка этих зависимостей в (7) после исключения температур на выходе через входные температуры и тепловую нагрузку приводит к неравенству, справедливому для любого двухпоточного теплообменника

$$W_0 \ln \left( 1 - \frac{q}{W_0 T_{0\text{ВХ}}} \right) + W_1 \ln \left( 1 + \frac{q}{W_1 T_{1\text{ВХ}}} \right) \geq \frac{W_0^2 \ln^2 \left( 1 - \frac{q}{W_0 T_{0\text{ВХ}}} \right)}{\alpha + W_0 \ln \left( 1 - \frac{q}{W_0 T_{0\text{ВХ}}} \right)}.$$

После перенесения первого слагаемого, которое меньше нуля, из левой части неравенства в правую получим *условие термодинамической реализуемости двухпоточного теплообмена*:

$$A_1(W_1) = W_1 \ln \left( 1 + \frac{q}{W_1 T_{1\text{ВХ}}} \right) \geq -\alpha \frac{W_0 \ln \left( 1 - \frac{q}{W_0 T_{0\text{ВХ}}} \right)}{\alpha + W_0 \ln \left( 1 - \frac{q}{W_0 T_{0\text{ВХ}}} \right)}. \quad (8)$$

При заданном значении водяного эквивалента горячего потока неравенство (8) накладывает ограничение на водяной эквивалент холодного потока, а значит на потребные для создания этого потока затраты энергии. Оно ограничивает и величину  $\alpha = 1/R$ . А именно

$$\alpha > W_0 \ln \frac{W_0 T_{0\text{ВХ}}}{W_0 T_{0\text{ВХ}} - q}. \quad (9)$$

На рис.1 показана зависимость величины левой части неравенства (8)  $A_1(W_1)$ . Она монотонно возрастает от нуля при  $W_1 = 0$ , стремясь с ростом водяного эквивалента к отношению  $q/T_{1\text{ВХ}}$ . При заданных тепловой нагрузке, коэффициенте теплопереноса и температурах горячего потока на входе и выходе минимальное значение  $A_1(W_1)$  равно правой

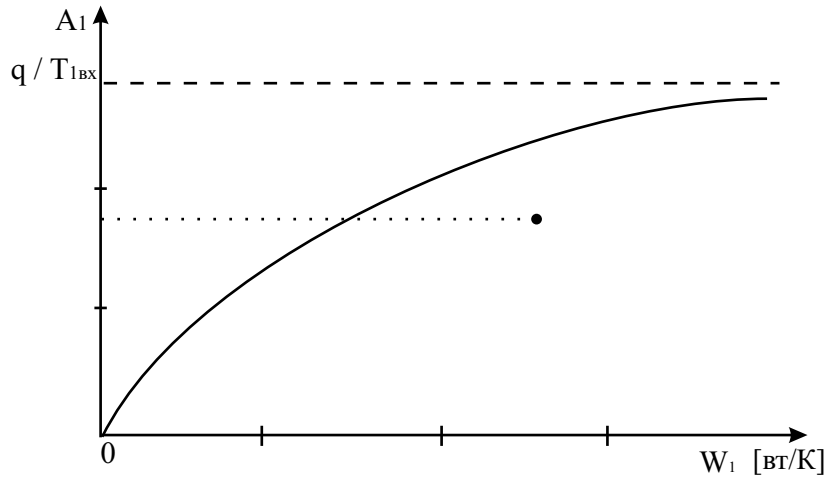


Рис. 1: Граница области реализуемости двухпоточного теплообменника

части неравенства (8), а зависимость, изображенная на рис.1, определяет минимальное значение  $W_1$ . Реализуемы только те теплообменники, которым соответствуют на рис.1 точки, лежащие правее кривой  $A_1(W_1)$ .

При выполнении условий термодинамической согласованности неравенство (8) превращается в равенство. При заданной тепловой нагрузке выполнению условий термодинамической согласованности соответствует минимальное значение эффективного коэффициента теплообмена и наоборот, при заданном значении  $\alpha$  им соответствует максимум  $q$ . Так как при фиксированной поверхности теплообмена рост  $\alpha$  сопряжен с ростом скоростей потоков, а значит и энергетических затрат, то параметры теплообмена целесообразно выбирать так, чтобы хотя бы приближенно удовлетворялись условия термодинамической согласованности.

**Многopotочные системы.** Для многopotочных теплообменных систем с заданным суммарным коэффициентом теплообмена  $\bar{\alpha}$  и суммарной тепловой нагрузкой  $\bar{q}$  производство энтропии так же ограничено снизу [3]. Для них условия минимума производства энтропии требуют такого распределения поверхностей теплообмена, чтобы в каждом теплообменнике были выполнены условия термодинамической согласованности.

ности, причем отношение абсолютных температур холодного и горячего потоков  $m$  было одинаково для всех теплообменников, как и температуры горячих потоков на выходе из системы.

Пусть температуры греющих потоков на входе в систему  $T_{i0}$  и их водяные эквиваленты равны  $W_i$ . Тогда минимально возможное производство энтропии в системе

$$\bar{\sigma}^* = \bar{\alpha} \frac{(1 - m)^2}{m}, \quad (10)$$

где

$$\left. \begin{aligned} m &= 1 - \frac{1}{\bar{\alpha}} \sum_{i=1}^k W_i (\ln T_{i0} - \ln \bar{T}), \\ \bar{T} &= \frac{\sum_{i=1}^k T_{i0} W_i - \bar{q}}{\sum_{i=1}^k W_i}. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Если заданы температуры нагреваемых потоков  $T_{i-}$  на входе в систему и их водяные эквиваленты  $W_{i-}$ , то нижняя граница для производства энтропии может быть найдена как

$$\bar{\sigma}_- = \bar{\alpha} \frac{(n - 1)^2}{n}, \quad (12)$$

где

$$\left. \begin{aligned} n &= 1 + \frac{1}{\bar{\alpha}} \sum_{i=1}^k W_{i-} (\ln \bar{T}_- - \ln T_{i-}), \\ \bar{T}_- &= \frac{\sum_{i=1}^k T_{i-} W_{i-} + \bar{q}}{\sum_{i=1}^k W_{i-}}. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Фактическое производство энтропии в системе, где давления потоков мало изменяются, может быть выражено через водяные эквиваленты и температуры потоков как

$$\sigma = \sum_{\nu=1}^M W_{\nu} \ln \frac{T_{\nu\text{ВХ}}}{T_{\nu\text{ВЫХ}}}. \quad (14)$$

Условие термодинамической реализуемости теплообменной системы примет вид

$$\sum_{\nu=1}^M W_{\nu} \ln \frac{T_{\nu\text{ВХ}}}{T_{\nu\text{ВЫХ}}} \geq \bar{\sigma}^*. \quad (15)$$

Здесь суммирование в левой части равенства ведется по всем потокам, как греющим так и нагреваемым,  $\bar{\sigma}^*$  соответствует большему из значений, подсчитанных по формулам (10), (12).

## 2.2 Условие минимума затрат энергии на организацию теплообмена

Предположим, что зависимость каждого из термических сопротивлений теплоотдачи от скорости потока  $V_i$  является непрерывной и дифференцируемой функцией. Рассмотрим, при каких условиях суммарные затраты энергии на создание потоков в теплообменнике минимальны при заданном суммарном термическом сопротивлении. После этого воспользуемся связью между затратами мощности и водяными эквивалентами потоков, и выразим условие оптимального распределения затрат энергии через водяные эквиваленты.

Задача об оптимальном распределении затрат энергии примет форму:

$$[e_0(V_0) + e_1(V_1)] \rightarrow \min, \quad R_0(V_0) + R_1(V_1) = R_{\Sigma}. \quad (16)$$

Здесь фигурируют удельные термические сопротивления, так как площадь контакта одинакова для двух потоков.

Задача (16) представляет собой стандартную задачу распределения ресурсов. Она решается с использованием функции Лагранжа

$$L = e_0(V_0) + e_1(V_1) + \lambda[R_0(V_0) + R_1(V_1)],$$

и для случая, когда оптимальное решение не находится на границе допустимого множества, т.е.  $V_i^* > 0$ , необходимое условие оптимальности следует из условий стационарности функции Лагранжа.



Из этих условий после исключения  $\lambda$  получим с учетом зависимости (2) затрат мощности от водяных эквивалентов условие минимума суммарных затрат энергии на создание потоков

$$\frac{dR_0/dV_0}{dR_1/dV_1} = \frac{de_0/dV_0}{de_1/dV_1}. \quad (17)$$

### 3 Задача синтеза системы охлаждения суперкомпьютеров

Покажем, как приведенные выше соотношения могут быть использованы для расчета системы охлаждения. В качестве такой системы рассмотрим систему охлаждения компьютеров высокой производительности (суперкомпьютеров).

Стремление к росту вычислительной мощности, плотности расположения вычислительных устройств приводит к резкому увеличению выделяемой в ЭВМ теплоты, которую тем или иным способом нужно отводить к окружающему воздуху. Системы теплоотвода стали узким местом в процессе роста вычислительных мощностей. В последние годы все машины, обладающие максимальным быстродействием и входящие в первую десятку списка ТОП-500 самых быстродействующих машин в мире, используют не воздушное, а жидкостное охлаждение. Целью усовершенствования систем охлаждения помимо увеличения плотности вычислительных узлов, предотвращения местных перегревов и пр. является такая их организация, при которой на каждый киловатт мощности, затрачиваемой на вычисления, добавочная энергия, затрачиваемая на охлаждение, минимальна. Этот коэффициент избыточности  $E$  (отношение суммарных затрат мощности к мощности вычислителя) всегда больше единицы и по данным изготовителей он в реальных системах меняется от 2 до 1,3. В первом случае на охлаждение тратится такая же мощность, как на вычисления, во втором – только 0,3 этой мощности. Некоторые изготовители считают, что они могут уменьшить  $E$  до 1,06 и

ниже. Полученные выше соотношения позволяют оценить снизу предельное значение коэффициента избыточных затрат энергии.

Система охлаждения может быть одно и многоступенчатой. В первом случае вычислительные узлы контактируют непосредственно с охлаждающим воздухом, во втором охлаждение вычислительных узлов производится водой, подаваемой через каналы внутри плат компьютера, или специальным неэлектропроводным хладагентом, который может контактировать непосредственно с электронными устройствами. На второй ступени хладагент передает теплоту окружающей среде. Подчеркнем, что в любом случае, за исключением использования воды из термического резервуара (артезианских скважин, большого водоема и пр.), система включает в том или ином исполнении ступень воздушного охлаждения. Причем в одноступенчатой системе перепад температур между воздухом и охлаждаемыми вычислительными узлами максимален по сравнению с двухступенчатыми, где этот перепад нужно распределить между ступенями охлаждения.

Возможности систем охлаждения ограничены следующими соображениями:

1. Температура охлаждаемых узлов не может превышать 58 градусов Цельсия (331 К), а температура окружающего воздуха  $t_V$  может изменяться от -30 до +30 градусов Цельсия (243 - 303 К).
2. Коэффициенты теплоотдачи от металлической стенки заданы [1]  $\left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}} \right]$  (при этом скорость  $V$  измеряют в [м/сек]):
  - (a) к воде или к другому жидкому хладагенту  $350 + 2000 \sqrt{V}$ ,
  - (b) к кипящему хладагенту 4500,
  - (c) к конденсирующемуся пару 10500,
  - (d) к воздуху  $5,6 + 4 V$ .

3. Теплоемкость воздуха составляет  $1,3 \left[ \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3 \text{К}} \right]$ , а теплоемкость воды в 3220 раз больше.

Термическое сопротивление теплопередачи для теплообменника, изготовленного из латуни толщиной 1мм, составляет  $r = 0,026 \text{М}^2 \text{К}/\text{Вт}$ , а для алюминия той же толщины  $r = 0,05 \text{М}^2 \text{К}/\text{Вт}$ .

Так как задача состоит в получении оценок эффективности системы, то мы не будем рассматривать заведомо нерациональные с точки зрения энергозатрат структуры. К заведомо нерациональным мы относим, например, системы, в которых перед подачей в компьютеры воздух предварительно охлаждают в кондиционерах до температур ниже температуры окружающего воздуха, тратя на это дополнительную значительную энергию, которую нужно отводить с помощью того же окружающего воздуха.

Покажем, что с использованием приведенных выше соотношений можно оценить минимальную мощность на охлаждение.

Конкретизируем условия (17) для теплообменника, у которого горячим потоком является жидкость, холодным окружающий воздух. Используя приведенные выше данные из справочника [1], находим для удельных термических сопротивлений теплоотдачи от жидкости к металлической стенке и от воздуха к металлической стенке зависимости термических сопротивлений от водяных эквивалентов потоков

$$R_0 = \frac{1}{100(3,5 + 20\sqrt{V_0})}, \quad R_1 = \frac{1}{5,6 + 4V_1}. \quad (18)$$

В этих выражениях коэффициенты размерные, так что равенства (18) справедливы только в том случае, когда скорость  $i$ -го потока  $V_i = W_i/C_i s_i$  имеет размерность м/сек.

Подставим производные выражений (18) в условие (17) оптимального распределения затрат энергии. Получим после несложных арифметиче-

ских преобразований:

$$\frac{40\sqrt{V_0} (3,5 + 20\sqrt{V_0})^2}{(5,6 + 4V_1)^2} = \frac{de_1/dV_1}{de_0/dV_0}, \quad (19)$$

$$\frac{e_1}{e_0} = \frac{W_1 c_0 \Delta p_1^0}{W_0 c_1 \Delta p_0^0} = \frac{3220 \Delta p_1^0}{m \Delta p_0^0}. \quad (20)$$

Равенство (17)(для воздуха и воды (19)) при заданных геометрических и гидравлических характеристиках теплообменника определяет соотношение между водяными эквивалентами, площадями сечения потоков  $s_i$  и их теплоемкостями, для которого минимальны затраты энергии при фиксированном суммарном термическом сопротивлении теплоотдачи. При выполнении этого условия отношение затрат энергии на создание каждого из потоков теплообмена зависит от водяных эквивалентов и произведений теплоемкостей на площади сечения потоков.

Рассмотрим двухступенчатую систему охлаждения, показанную на рис.2. Первая ступень – охлаждение электронных устройств (ЭУ) жидким хладагентом. Вторая – охлаждение хладагента воздухом. Непосредственное охлаждение ЭУ воздухом для значительного потока теплосъема (мощности ЭУ) неприемлемо, так как большое удельное термическое сопротивление теплоотдачи требует развитой поверхности, ЭУ приходится разносить далеко друг от друга, что снижает скорость вычислений. Главное же, тепловыделение крайне неравномерно и процессор, выделяющий большой поток теплоты, не удастся охладить, несмотря на большую поверхность радиаторов.

Первоначально остановимся на первой ступени. Здесь фиксированы температура ЭУ  $T_e = 331K$  и плотность теплового потока  $q/S_e$ , равная отношению мощности ЭУ к их поверхности, она составляет примерно  $10^4 \text{Вт/М}^2$ . Температура в ванне, охлаждающей ЭУ, приблизительно постоянна по объему вследствие смешения и равна температуре  $T_{0\text{ВХ}}$ .

Запишем соотношения, вытекающие из кинетики теплообмена и усло-

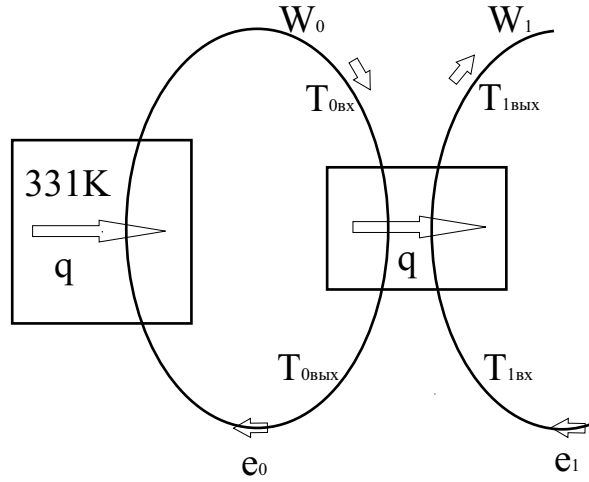


Рис. 2: Схема двухступенчатой системы охлаждения.

вий теплового баланса:

$$(331 - T_{0ВХ})100(3,5 + 20\sqrt{V_e}) = \frac{q}{S_e}. \quad (21)$$

При увеличении скорости хладагента при постоянном гидравлическом коэффициенте теплосъем растет не быстрее, чем скорость в степени  $1/2$ , а затраты мощности на прокачивание потока растут пропорционально кубу скорости. Поэтому скорость  $V_e = W_0/C_0s_0$  редко выбирают большей, чем  $0,05\text{ м/сек}$ . Для такой скорости обтекания ЭУ из равенства (21) для  $q/S_e = 10^4\text{ Вт/М}^2$ , следует, что  $T_{0ВХ} = 318,42\text{ К}$ . Отношение абсолютных температур контактирующих потоков в системе  $m = 318,42/331 = 0,962$ .

Вторая ступень охлаждения может быть организована как противоток с соблюдением условий термодинамической согласованности. Температура окружающего воздуха  $T_{1ВХ}$  фиксирована, для определенности примем ее равной  $293\text{ К}$ . С ростом этой температуры затраты на охлаждение растут. По условиям термодинамической согласованности системы и энергетического баланса для второй ступени имеем:

$$\frac{T_{0ВЫХ}}{331} = \frac{W_0}{W_1} = \frac{293}{T_{0ВЫХ}} = \frac{T_{1ВЫХ}}{T_{0ВХ}} = m = 0,962. \quad (22)$$

Откуда  $T_{0\text{ВЫХ}} = 304,57$ ,  $T_{1\text{ВЫХ}} = mT_{0\text{ВХ}} = 306,32$ .

$$q = W_0(T_{0\text{ВХ}} - T_{0\text{ВЫХ}}) = W_1(T_{1\text{ВЫХ}} - 293). \quad (23)$$

Водяные эквиваленты потоков

$$W_0 = \frac{q}{T_{0\text{ВХ}} - T_{0\text{ВЫХ}}} = \frac{q}{13,85}, \quad W_1 = \frac{q}{T_{1\text{ВЫХ}} - T_{0\text{ВХ}}} = \frac{q}{13,32}.$$

Найдем отношение мощностей, потребных на создание потоков,

$$\frac{e_1}{e_0} = \frac{W_1 c_0 \Delta p_1^0}{W_0 c_1 \Delta p_0^0} = \frac{3220 \Delta p_1^0}{m \Delta p_0^0}. \quad (24)$$

Отношение гидравлических коэффициентов зависит от отношения эффективных диаметров потоков воды и воздуха. Найдем связь коэффициента  $k$  с коэффициентом гидравлического сопротивления  $\lambda$ . Перепад давления [5]

$$\Delta p = \frac{V^2 \pi d^2}{4k^2} = \lambda \frac{lV^2}{2gd}.$$

Здесь  $d$  – эффективный диаметр площади сечения потока, квадрат которого пропорционален площади сечения ( $d^2 == 4s/\pi$ ), расход потока выражен через его скорость, а  $g$  – ускорение свободного падения. В свою очередь  $\lambda = 75/Re$ , где  $Re$  – безразмерный критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{Vd}{\nu},$$

$\nu$  – кинематическая вязкость потока. Для воздуха при атмосферном давлении и  $20^\circ\text{C}$  она равна  $\nu_1 = 1,51 \times 10^{-5} \text{M}^2/\text{c}$ , а для воды при  $30^\circ\text{C}$   $\nu_0 = 0,801 \times 10^{-6} \text{M}^2/\text{c}$ . Отношение  $\nu_0/\nu_1 = 0,053$ .

Подстановка выписанных выше соотношений в выражения для затрат энергии приводит к равенству

$$e_i = 4 \frac{W_i^2 l_i \nu_i}{C_i^2 d_i^2}.$$

Так как водяной эквивалент и площадь сечения каждого из потоков пропорциональны мощности  $q$ , то их отношение постоянно и равно

$$A_i = \frac{\pi V_i C_i}{4},$$

так что

$$e_i = 4 \frac{W_i l_i \nu_i A_i}{C_i^2}. \quad (25)$$

Предполагая, что длины  $l_0$  и  $l_1$  близки, и учитывая, что  $W_1/W_0 = 1/m$ ,  $C_0/C_1 = 3220$ ,  $\nu_1/\nu_0 = 1/0,053$ , получим

$$\frac{e_1}{e_0} = 63154 \frac{V_1}{V_0}.$$

Скорости потоков связаны друг с другом условием оптимального распределения затрат энергии (19), которое примет форму

$$\frac{40\sqrt{V_0}(3,5 + 20\sqrt{V_0})^2}{(5,6 + 4V_1)^2} = 60755 \frac{V_1}{V_0}. \quad (26)$$

Или, после преобразования

$$1,2719V_0^{3/4} + 7,268V_0^{5/4} = V_1^{3/2} + 1,4V_1^{1/2}. \quad (27)$$

Примем скорость жидкости  $V_0$ , как и при контакте с ОП равной 0,05 м/с и найдем из уравнения (27) соответствующую ей скорость потока воздуха  $V_1$ . Она равна 0,045 м/с. Отношение затрат энергии на создание потока воздуха к затратам на создание потока жидкости равно 56840. Близкие к этому значения получаются и для других скоростей жидкости.

Расчеты показывают, что основную долю затрат энергии на создание потоков теплообмена составляют затраты на создание потока воздуха.

### 3.1 Эффективность перехода на "влажное" охлаждение

На рис. 3 показана зависимость скорости воздуха от скорости воды. Ясно, что с ростом мощности  $q$  затраты энергии на охлаждение при использовании теплообменника радиаторного типа быстро растут даже при оптимальном выборе параметров теплообмена. Так как львиная доля этих затрат падает на создание потока воздуха, то реальное повышение энергетического совершенства системы возможно лишь за счет использования

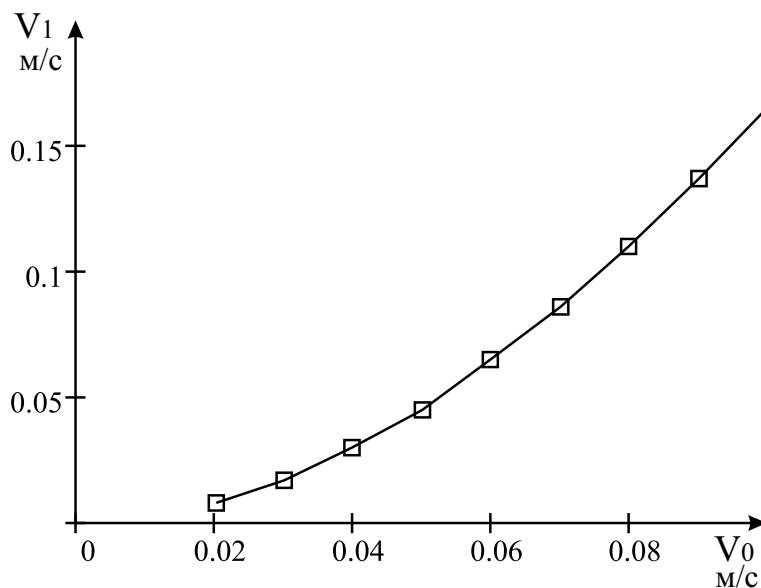


Рис. 3: Зависимость оптимальной скорости воздуха от скорости жидкости.

теплообмена с прямым контактом воды с охлаждающим воздухом (градирни, охладительные бассейны с распылением и пр.). При этом часть воды (примерно 0,001 доля) испаряется, отбирая теплоту парообразования.

В некоторых случаях "влажное" охлаждение организуют за счет прямого распыления воды в воздухе, поступающем в радиатор. Испарение воды снижает температуру воздуха до температуры "влажного термометра", увеличивая тем самым температурный перепад между воздухом и охлаждаемой водой. Использовать впрыск в одноступенчатой системе воздушного охлаждения нельзя, так как вода может повредить электронные устройства, поэтому увлажненный воздух используют для охлаждения хладагента, который на первой ступени контактирует с электронными устройствами. Недостатком систем с впрыском является низкий коэффициент теплопередачи, который лимитируется коэффициентом теплоотдачи от стенки радиатора к воздуху.



Гораздо эффективнее использование градирни, в которой охлаждаемая вода непосредственно контактирует с воздухом, увлажняя его и охлаждаясь не только за счет передачи теплоты воздуху, но и за счет частичного испарения. Воздух в градирню подают с помощью вентиляторов. Унос воды составляет примерно 0,001 от ее расхода. Температура охлаждаемой воды на выходе из градирни оказывается в зависимости от влажности воздуха на 4-5 градусов ниже температуры воздуха, входящего в систему. Это увеличивает температурный перепад на предыдущей ступени, где вода является охлаждающим агентом.

Мощность вентиляторов при использовании градирен по данным изготовителей составляет примерно 0,01 от тепловой нагрузки и с ростом  $q$  возрастает линейно. Для контакта с воздухом в градирне нельзя использовать воду, прошедшую химводоочистку или дистиллированную воду в силу их дороговизны, так как эту воду приходится постоянно пополнять из за уноса.

## 4 Выводы

При расчете теплообменных систем нужно учитывать условия их термодинамической реализуемости и выбирать водяные эквиваленты и гидравлические сопротивления для каждого из потоков с учетом затрат энергии на их реализацию. Системы охлаждения суперкомпьютеров требуют значительных затрат мощности на последней ступени передачи теплоты окружающему воздуху. Экономия может быть достигнута только за счет перехода к „влажному“ охлаждению.

Другим способом, позволяющим резко сократить затраты энергии на охлаждение, является переход на второй ступени от воздушного охлаждения к водяному, используя холодную воду из артезианской скважины или водоема больших размеров.

## Обозначения

$C_i$  — теплоемкость дж/( $M^3$  К);

$e, e_i$  — суммарные затраты энергии и затраты на создание  $i$  - го потока;

$g$  — расход,  $M^3/с$ ;

$p$  — давление, Па;

$q$  — тепловая нагрузка теплообменника, Вт;

$R, r$  — термическое сопротивление теплоотдачи и теплопередачи,  $M^2/(Вт К)$ ;

$s$  — площадь сечения  $M^2$ ;

$T_i$  — температура  $i$ -го потока К;

$V$  — скорость  $i$  - го потока М/с;

$W_i$  — водяной эквивалент  $i$  - го потока Вт/К;

$\alpha$  — эффективный коэффициент теплообмена Вт/К;

$\sigma$  — производство энтропии, Вт/К.

## Индексы

\* — минимальное значение;

$i$  — индекс потока.

## Список литературы

- [1] *Кухлинг Х.* Справочник по физике.: Пер. С нем. 2-е изд. – М.: Мир, 1985. - 520с., ил., с. 466-468.
- [2] *Цирлин А.М.* Необратимые оценки предельных возможностей термодинамических и микроэкономических систем., М.; Наука, 2003. 349с.
- [3] *Цирлин А.М., Ахременков А.А., Григорьевский И.Н.* Минимальная необратимость, оптимальное распределение поверхности и тепловой

нагрузки теплообменных систем // Теоретические основы химической технологии, т.42, №1, 2008, с.1–8.

- [4] *Кухлинг Х.* Справочник по физике.: Пер. С нем. 2-е изд. – М.: Мир, 1985. - 520с., ил., с. 466-468.
- [5] *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям./ под ред.М.О. Штейнберга – М.: машиностроение, 1992.
- [6] *Пригожин И., Конденуди Д.* Современная термодинамика. М.: Мир, 2002.