

УДК 62-716

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВОДЯНОГО И ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, НАХОДЯЩИХСЯ В УСЛОВИЯХ ВЫСОКИХ ТЕМПЕРАТУР

Медведев А.А.

Самарский государственный технический университет, г. Самара, Россия

E-mail: aantoshamedvedev@yandex.ru

В работе представлен сравнительный анализ эффективности водяного и испарительного охлаждения. В ходе работы была осуществлена постановка задачи. Был проведен расчет двух методов охлаждения и определены необходимые параметры для сравнения. Результаты расчета показали, что процесс испарительного охлаждения является наиболее эффективным, чем водяной.

Ключевые слова: испарительное охлаждение; водяное охлаждение; сравнительный анализ; промышленное оборудование; скрытая теплота парообразования; энергоэффективность; энергосбережение

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE EFFECTIVENESS OF THE WATER AND EVAPORATIVE COOLING OF STRUCTURAL ELEMENTS UNDER HIGH TEMPERATURES

Medvedev A.A.

The paper presents a comparative analysis of the efficiency of water and evaporative cooling. In the course of the work, the task was set. Two cooling methods were calculated and the necessary parameters for comparison were determined. The calculation results showed that the evaporative cooling process is more efficient than the water one.

Keywords: evaporative cooling; water cooling; comparative analysis; industrial equipment; latent heat of vaporization; energy efficiency; energy saving

Введение

В промышленности огромное количество оборудования работает в тяжелейших условиях. Различные детали этих агрегатов, находящиеся в областях высоких температур, подвержены термическим воздействиям. Чтобы исключить возникновение аварийных ситуаций и внеплановый ремонт, необходимо проводить соответствующие мероприятия. К таким мероприятиям относится охлаждение уязвимых элементов конструкции агрегата. Качественное охлаждение будет обеспечивать надежную работу производственного объекта. Для продления срока службы и снижения влияния высокой температуры на деталь, применяют водяное или испарительное охлаждение [1].

Задачей работы является исследование эффективности процессов водяного и испарительного охлаждения промышленного оборудования, работающего в тяжелых условиях. Испарительное охлаждение характеризуется очень низким энергопотреблением и высокой эффективностью в своей области применения.

Для сравнения эффективности водяного и испарительного охлаждения высокотемпературных зон, необходимо задаться начальными параметрами и произвести расчет каждого метода охлаждения в отдельности. Основными определяющими параметрами будут: коэффициент теплоотдачи и расход охлаждающей воды.

Постановка задачи

Для сравнения коэффициента теплоотдачи и расхода воды при водяном и испарительном охлаждении будет рассматриваться плоская пластина шириной h и длиной l , которая нагрета до температуры $t_{ст}$ и охлаждается технической водой, движущейся со скоростью w при температуре $t_{в}$. Процесс охлаждения плоской пластины схематически представлен на рисунке 1, а начальные данные для расчета представлены в таблице 1.

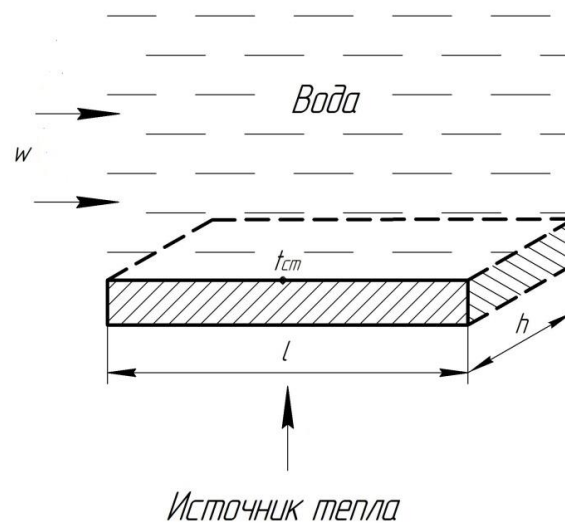


Рисунок 1. Процесс охлаждения плоской пластины

Таблица 1 - Исходные данные

Величина	Единица измерения	Значение
Ширина, h	м	0,2
Длина, l	м	0,5
Температура пластины, $t_{ст}$	°С	200
Температура воды на входе, $t_{вх}$	°С	30
Температура воды на выходе, $t_{вых}$	°С	40
Скорость воды, w	м/с	1
Давление, p	бар	12

Расчет водяного охлаждения плоской пластины

Коэффициент теплоотдачи зависит от режима течения среды, от теплофизических свойств теплоносителя и геометрических параметров пластины [5].

Коэффициент теплоотдачи α находится по формуле (1):

$$\alpha^{\text{вод.охл}} = \frac{Nu \cdot \lambda}{l}, \quad (1)$$

где Nu - число Нуссельта (безразмерный коэффициент теплоотдачи);

$\lambda = 0,618 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°С)}$ - коэффициент теплопроводности воды при $t_b = 30 \text{ °С}$;

l - длина пластины, м.

Определим число Нуссельта при вынужденной конвекции по формуле (2):

$$Nu = B \cdot Re_b^n \cdot Pr_b^k \cdot \left(\frac{Pr_b}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}, \quad (2)$$

где B, n, k - эмпирические постоянные;

$Pr_b, Pr_{ст}$ - число Прандтля воды и стенки пластины соответственно;

Re - число Рейнольдса, определяющийся по формуле (3):

$$Re = \frac{w \cdot l}{\vartheta_b}, \quad (3)$$

где w - скорость движения охлаждающей воды, м/с;

l - длина пластины, м;

ϑ_b - кинематическая вязкость воды, м²/с.

Найдем число Рейнольдса и определим режим течения жидкости вдоль горизонтальной пластины:

$$Re = \frac{1 \cdot 0,5}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 621\,118 > 5 \cdot 10^5,$$

так как число Рейнольдса $Re > 5 \cdot 10^5$, то режим течения воды - турбулентный.

Следовательно, коэффициенты при турбулентном движении теплоносителя вдоль горизонтальной пластины равны: $B=0,037, n=0,8, k=0,43$ [4]. При турбулентном течении среды перенос теплоты внутри жидкости осуществляется за счет ее перемешивания.

Число Прандтля воды при $t_b = 30 \text{ °С}$ и стенки пластины при $t_{ст} = 200 \text{ °С}$ равны: $Pr_b = 5,42, Pr_{ст} = 0,93$.

Определяем число Нуссельта:

$$Nu = 0,037 \cdot 621\,118^{0,8} \cdot 5,42^{0,43} \cdot \left(\frac{5,42}{0,93}\right)^{0,25} = 5117,3.$$

Находим коэффициент теплоотдачи α :

$$\alpha_{\text{вод,охл}} = \frac{5117,3 \cdot 0,618}{0,5} = 6325 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}).$$

Количество теплоты Q , отбираемой охлаждаемой водой от нагретой пластины определяется по формуле (4) (закон Ньютона-Рихмана):

$$Q_{\text{вод,охл}} = \alpha \cdot (t_{\text{ст}} - t_{\text{в}}) \cdot F, \quad (4)$$

где F - площадь омываемой поверхности пластины (м^2), определяющаяся по формуле:

$$F = h \cdot m,$$

$$F = 0,2 \cdot 0,5 = 0,1 \text{ м}.$$

Найдем количество теплоты, отбираемой охлаждаемой водой от нагретой поверхности:

$$Q_{\text{вод,охл}} = 6325 \cdot (200 - 30) \cdot 0,1 = 107\,525 \text{ Вт} = 25,7 \text{ ккал}/\text{с}.$$

При водяном охлаждении вода, поступающая на нагретую поверхность, отбирает от нее тепло и удаляется [2]. Расход охлаждающей воды определяется по формуле (5):

$$G_{\text{вод,охл}} = \frac{Q_{\text{вод,охл}}}{C_p \cdot (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})}, \quad (5)$$

где $C_p = 4174 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{°С})$ - изобарная теплоемкость воды при $t_{\text{в}} = 30 \text{ °С}$;

$t_{\text{вых}}$ - температура охлаждающей воды на выходе, °С ;

$t_{\text{вх}} = t_{\text{в}}$ - температура воды на входе, °С .

$$G_{\text{вод,охл}} = \frac{107\,525}{4174 \cdot (40 - 30)} = 2,6 \text{ кг}/\text{с}.$$

Расчет испарительного охлаждения плоской пластины

Коэффициент теплоотдачи при кипении практически не зависит от площади поверхности. Коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении с граничными условиями первого рода определяется по формуле (6):

$$\alpha_k = 38,7 \cdot (t_{\text{ст}} - t_{\text{в}})^{2,33} \cdot p^{0,5}, \quad (6)$$

где p - давление насыщения воды, бар.

$$\alpha_k = 38,7 \cdot (200 - 188)^{2,33} \cdot 12^{0,5} = 43\,838 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{°С}.$$

Количество теплоты, отводимое от нагретой стенки при кипении воды, определяется по формуле (7):

$$Q_k = \alpha_k \cdot (t_{\text{ст}} - t_{\text{в}}) \cdot F = q \cdot F, \quad (7)$$

где α_k - коэффициент теплоотдачи при кипении, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$;

$t_{\text{ст}}$ - температура поверхности теплообмена, °С ;

$t_{\text{в}}$ - температура насыщения воды при определенном давлении, °С ;

F - площадь поверхности теплообмена, м^2 ;

q - плотность теплового потока, Вт/м².

Найдем тепловую нагрузку при кипении воды:

$$Q_k = 43\,838 \cdot (200 - 188) \cdot 0,1 = 526\,056 \cdot 0,1 = 52\,605,6 \text{ Вт.}$$

Для того, чтобы удостовериться в режиме кипения, необходимо найти первую критическую плотность теплового потока, которая определяется по формуле (8):

$$q_{кр1} = 0,14 \cdot r \cdot \sqrt{\rho''} \cdot \sqrt[4]{\sigma \cdot g \cdot (\rho' - \rho'')}, \quad (8)$$

где $r = 1\,984\,900$ Дж/кг - скрытая теплота парообразования при давлении насыщения;

$\rho'' = 6,19$ кг/м³ - плотность пара при давлении насыщения;

$\rho' = 877,82$ кг/м³ - плотность воды при давлении насыщения;

$\sigma = 403 \cdot 10^{-4}$ Н/м - поверхностное натяжение при давлении насыщения;

$g = 9,81$ м/с² - ускорение свободного падения.

$$q_{кр1} = 0,14 \cdot 1\,984\,900 \cdot \sqrt{6,19} \cdot \sqrt[4]{403 \cdot 10^{-4} \cdot 9,81 \cdot (877,82 - 6,19)} = 2\,979\,815 \text{ Вт/м}^2.$$

Так как расчетная плотность теплового потока ($q = 526\,056$ Вт/м²) значительно меньше критической тепловой нагрузки ($q_{кр1} = 3 \cdot 10^6$ Вт/м²), то режим кипения воды - пузырьковый.

При испарительном охлаждении вода непрерывно циркулирует. Некоторая ее часть подвергается испарению. Поэтому в данном случае для восполнения потерь воды с паром осуществляется подпитка системы питательной водой [3]. Расход охлаждающей воды при испарительном охлаждении пластины, состоящий из циркуляционного расхода и расхода питательной воды (восполнение потерь с паром) определяется по формуле (9):

$$G_{исп.охл} = G_{цирк} + M'. \quad (9)$$

Расход циркулирующей воды определяется по формуле (10):

$$G_{цирк} = \frac{Q_{вод.охл}}{i_2 - i_1}, \quad (10)$$

где $i_2 = 798\,900$ Дж/кг - энтальпия воды на выходе пластины при $t_n = 188$ °С;

$i_1 = 125\,700$ Дж/кг - энтальпия воды на выходе пластины при $t_{вх} = 30$ °С.

$$G_{цирк} = \frac{107\,525}{798\,900 - 125\,700} = 0,16 \text{ кг/с.}$$

Расход питательной воды, которая необходима для возмещения воды, ушедшей в виде пара с учетом продувки и потерь (промывка, неплотности арматуры и т.п.) при испарительном охлаждении пластины определяется по формуле (11):

$$M' = 1,15 \cdot D, \quad (11)$$

где D - выход пара, кг/с.

Уравнение теплового баланса при кипении имеет следующий вид:

$$Q_k = r \cdot D, \quad (12)$$

откуда находим паросъем D:

$$D = \frac{Q_k}{r}; \quad (13)$$

$$D = \frac{52\,605,6}{1\,978\,800} = 0,027 \text{ кг/с}$$

Найдем расход питательной воды необходимой для переноса теплоты путем парообразования при кипении:

$$M' = 1,15 \cdot 0,027 = 0,03 \text{ кг/с}$$

Найдем расход охлаждающей воды при испарительном охлаждении пластины:

$$G^{\text{исп.охл}} = 0,16 + 0,03 = 0,19 \text{ кг/с}$$

Результаты исследования

Полученные результаты коэффициентов теплоотдачи и расхода воды при водяном и испарительном охлаждении пластины занесем в таблицу 2.

Таблица 2. Результаты расчета

Величина		Единица измерения	Значение
Водяное охлаждение	Коэффициент теплоотдачи, $\alpha^{\text{вод.охл}}$	Вт/(м ² ·°С)	6325
	Расход воды, $G^{\text{вод.охл}}$	кг/с	2,6
Испарительное охлаждение	Коэффициент теплоотдачи, α_k	Вт/(м ² ·°С)	43 838
	Расход воды, $G^{\text{исп.охл}}$	кг/с	0,19

В итоге получаем:

$$\alpha^{\text{вод.охл}} < \alpha_k;$$

$$G^{\text{вод.охл}} > G^{\text{исп.охл}}.$$

Выводы

Сравнивая коэффициенты теплоотдачи, можно сделать вывод, что при испарительном охлаждении интенсивность теплообмена между поверхностью и обтекаемой жидкостью почти в 7 раз больше, чем при водяном. За счет повышения теплоотдачи значительно увеличивается плотность теплового потока от стенки к охлаждающей среде и устанавливается так называемый пузырьковый режим кипения. В результате интенсивной теплоотдачи сокращается необходимый расход воды для эффективного охлаждения теплонапряженной детали почти в 14 раз. Этим подтверждается целесообразность применения испарительного охлаждения по отношению к водяному с точки зрения энергосбережения и энергоэффективности.

Список литературы

1. Андоньев С.М. Испарительное охлаждение металлургических печей. М.: Металлургия, 1970. 420с.
 2. Арсенов В.Г. Водоснабжение промышленных предприятий. Учебник для вузов. Изд. 2-е. М.: Стройиздат, 2005 - 71 с.
 3. Багров О.Н. Испарительное охлаждение печей в цветной металлургии. М.: Металлургия, 1979. 160с.
 4. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергия, 1975, 488с.
 5. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977, 344с.
-