

## W7. Тепловой поверочный расчет теплообменника системы отопления

Для расчетов использовано новое уравнение. Результаты становятся более достоверными.

Автор – Савенко В.В., к.т.н., доцент.

Последнее обновление – 28.03.2020.

Для теплового расчета поверхностных теплообменных аппаратов (ТА) обычно используют известные уравнения на основе коэффициента теплопередачи  $\kappa_T$

$$Q_T = \kappa_T F \Delta t_{\text{ср}} \quad (1)$$

или на основе коэффициента эффективности  $\varepsilon_T$

$$Q_T = \varepsilon_T W_M \Delta t_m \quad (2)$$

Уравнение (1) предпочитают применять для конструкторских (проектных) расчетов. При поверочных расчетах, когда для известной конструкции ТА требуется определять показатели работы в различных эксплуатационных условиях, предпочитают использовать уравнение (2). Имеются также и другие уравнения для величины  $Q_T$ , рассмотренные в [1], где проведен анализ известных уравнений и предложено новое уравнение на основе постоянной теплообменника  $c_T$

$$Q_T = c_T \Delta t_{\text{ср}} \sqrt{W_G W_X} \quad (3)$$

где  $\Delta t_{\text{ср}}$  – среднелогарифмический температурный напор в теплообменнике;  $W_G$ ,  $W_X$  – эквиваленты расходов соответственно греющего и нагреваемого теплоносителей.

Постоянная  $c_T$  определяется экспериментально, для данного ТА остается неизменной на различных режимах, но зависит также от температур теплоносителей. Экспериментальные данные по величинам  $c_T$  для ТА различных типов и конструкций, а также предложения по уточнению этих величин в зависимости от температур теплоносителей в литературе имеются. В [1] показано, что **уравнение (3) имеет преимущества** по сравнению с уравнениями (1), (2) и другими известными уравнениями. В данной статье рассмотрено применение этого уравнения для поверочных расчетов конкретных ТА, а именно: водо-водяных теплообменников системы отопления, которые используются в тепловых сетях на тепловых пунктах при независимых схемах. Расчетная схема ТА при противотоке приведена на рисунке 1, где обозначены:  $t_1$ ,  $t_2$  – температуры воды соответственно в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети (греющий теплоноситель);  $t_{o1}$ ,  $t_{o2}$  – температуры воды на входе в систему отопления и выходе из нее (нагреваемый теплоноситель).

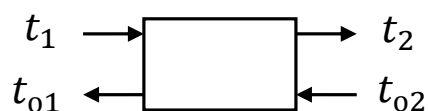


Рисунок 1 – Расчетная схема теплообменника при противотоке

**Задача расчетов** состоит в определении параметров одного теплоносителя по

известным параметрам другого теплоносителя с учетом работы конкретного теплообменника. В данном случае заданными должны быть параметры нагреваемой воды (на входе в систему отопления), которые определяются по известным зависимостям для конкретной системы отопления при заданных параметрах внешней среды. Результаты таких расчетов необходимы для решения вопросов по регулированию отпуска теплоты из тепловой сети потребителям.

Для решения задачи в дополнение к уравнению (3) используем уравнение теплового баланса по теплоносителям в виде

$$\eta_T Q_1 = \eta_T W_1 (t_1 - t_2) = Q_{01} = W_{01} (t_{01} - t_{02}) , \quad (4)$$

где  $Q_1$  – тепловой поток, поступающий в ТА из тепловой сети;  $Q_{01}$  – тепловой поток, подаваемый из ТА в систему отопления;  $\eta_T$  – КПД теплообменника;  $W_1$ ,  $W_{01}$  – эквиваленты расходов соответственно греющей и нагреваемой воды.

Из условия  $Q_T = Q_{01}$  получим

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{01} - t_{02}}{c_T} \sqrt{W_{01}/W_1} . \quad (5)$$

Из уравнения (4) будем иметь

$$t_1 - t_2 = \frac{t_{01} - t_{02}}{\eta_T} W_{01}/W_1 . \quad (6)$$

**Система двух уравнений** (5), (6) определяет связи между показателями работы ТА на различных режимах. Если температурный напор  $\Delta t_{cp}$  определять как среднелогарифмическую величину, как положено по теории, то систему придется решать **методом последовательных приближений**. В некоторых случаях величину  $\Delta t_{cp}$  определяют приблизительно как среднеарифметическую

$$\Delta t_{cp} \approx 0,5(t_1 + t_2) - 0,5(t_{01} + t_{02}) . \quad (7)$$

По данным [2–5] применение линейной зависимости (7) при  $(t_2 - t_{01})/(t_1 - t_{02}) > 0,6$  или  $\delta t_6/\delta t_m < 2$  ( $\delta t_m$ ,  $\delta t_6$  – меньшая и большая разности температур одного и того же теплоносителя) приводит к погрешностям определения напора  $\Delta t_{cp}$  не более 3 %. Если использовать зависимость (7), то из уравнения (5) получим

$$t_1 + t_2 = t_{01} + t_{02} + 2/c_T (t_{01} - t_{02}) \sqrt{W_{01}/W_1} . \quad (8)$$

Система уравнений (6), (8) легко **решается аналитически** относительно каких-либо двух температур. Относительно температур  $t_1$ ,  $t_2$  решение имеет вид

$$t_1 = \frac{t_{01} + t_{02}}{2} + (t_{01} - t_{02}) \left[ \frac{1}{c_T} \sqrt{\frac{W_{01}}{W_1}} + \frac{1}{2\eta_T} \frac{W_{01}}{W_1} \right] , \quad (9)$$

$$t_2 = \frac{t_{01} + t_{02}}{2} + (t_{01} - t_{02}) \left[ \frac{1}{c_T} \sqrt{\frac{W_{01}}{W_1}} - \frac{1}{2\eta_T} \frac{W_{01}}{W_1} \right] , \quad (10)$$

В системах двух уравнений (3), (4) или (5), (6), или (9), (10) содержится три параметра греющей воды ( $t_1$ ,  $t_2$ ,  $W_1$ ), три аналогичных параметра нагреваемой

воды ( $t_{01}, t_{02}, W_{01}$ ), а также величины  $c_T, \eta_T$ . Если последние две величины считать заданными и учесть, что вместо абсолютных значений эквивалентов расхода в уравнения входит их отношение, то остается пять параметров: четыре температуры и отношение  $W_{01}/W_1$ . **Количественные связи между этими пятью параметрами описываются всего двумя уравнениями.** С точки зрения математики это означает, что три параметра могут быть заданы произвольно, но остальные два обязаны быть решениями двух имеющихся уравнений. Могут быть различные варианты исходных данных и соответствующие им варианты решения задачи. Если заданы температуры  $t_{01}, t_{02}$  и отношение  $W_{01}/W_1$ , как в рассматриваемой задаче, то неизвестные температуры  $t_1, t_2$  могут быть определены из уравнений (5), (6) итерационным методом или прямым счетом по приближительным уравнениям (9), (10). Во всех вариантах решения выполняется условие теплового баланса

$$Q_T = Q_{01} = \eta_T Q_1, \quad (11)$$

но для определения теплопроизводительности аппарата должен быть известен эквивалент расхода одного из теплоносителей.

Для рассматриваемых условий работы ТА **обычно известны параметры воды на входе в систему отопления** в зависимости от изменения условий окружающей среды. Например, при качественном регулировании отпуска теплоты (за счет изменения температуры воды в подающем трубопроводе при неизменном расходе воды) при наличии в схеме смесительного устройства указанные параметры изменяются в соответствии с зависимостями [6]

$$t_{01} = t_{вр} + \Delta t_{оп} q_{ос}^{0,75} + \frac{q_{ос}}{W_{01}} [t_{01п} - 0,5(t_{02п} + t_{03п})]; \quad (12)$$

$$t_{02} = t_{вр} + \Delta t_{оп} q_{ос}^{0,75} - 0,5 \frac{q_{ос}}{W_{01}} (t_{03п} - t_{02п}); \quad (13)$$

$$t_{03} = t_{вр} + \Delta t_{оп} q_{ос}^{0,75} + 0,5 \frac{q_{ос}}{W_{01}} (t_{03п} - t_{02п}); \quad (14)$$

$$q_{ос} = \frac{q_o - \kappa_{нз}}{1 - \kappa_{нз}}; \quad (15)$$

$$q_o = \frac{t_{вр} - t_n}{t_{вр} - t_{нр}}, \quad (16)$$

где  $\kappa_{нз} = Q_{нз}/Q_{тпр}$ ;  $Q_{нз}$  – теплоступления в типовое для данного здания помещение, не зависящие от температуры  $t_n$  наружного воздуха;  $Q_{тпр}$  – тепловые потери указанного помещения на расчетном режиме.

Уравнения (12) – (14) **отличаются от обычно применяемых в литературе** показателем степени и применением величины  $q_{ос}$  вместо  $q_o$ . Обоснование таких изменений приведено в [6].

По полученным уравнениям (5), (6) или (9), (10) могут быть рассчитаны температуры воды в тепловой сети (в подающем и обратном теплопроводе), при которых данный ТА обеспечит заданные температуры в системе отопления.

Аналогичная задача решена в [7] с применением уравнения (2). При независимой схеме присоединения систем отопления формулы для температур  $t_1, t_2$  получены в виде (обозначения некоторых величин изменены)

$$t_1 = t_{вр} + q_0 \left[ (t_{1p} - t_{2p}) \left( \frac{W_{o1p}}{W_M} \frac{1}{\varepsilon_T} - \frac{0,5}{1+u} \frac{W_{o1p}}{W_{o1}} \right) + \frac{\Delta t_{op}}{q_0^{0,2}} \right], \quad (17)$$

$$t_2 = t_1 - q_0 \frac{W_{1p}}{W_1} (t_{1p} - t_{2p}), \quad (18)$$

где величины с индексом “p” относятся к расчетному режиму работы;  $q_0$  – относительный расход теплоты на отопление;  $\Delta t_{op} = 0,5(t_{o2p} + t_{o3p}) - t_{вр}$  – температурный напор в отопительных приборах на расчетном режиме.

**Сравнение уравнений (17), (18) с полученными выше** показывает следующее.

Уравнения (17), (18) являются приблизительными, так как получены с многочисленными упрощениями. Упрощения касаются, в первую очередь, известных зависимостей вида (12) – (14) для расчета температур  $t_{o1}, t_{o2}$ , эти упрощения подробно рассмотрены в [6].

Коротко о названных упрощениях можно сказать следующее. При описании работы отопительных установок в [7] принят усредненный для используемых приборов показатель степени. Кроме того, этот показатель, как показано в других источниках, относится к устаревшим приборам, для более современных приборов он должен быть больше. Для отопительных приборов использована приблизительная среднеарифметическая величина температурного напора, а отношение  $W_M/W_6$  для упрощения конечной зависимости принято равным нулю. Входящая в формулы (17), (18) величина  $q_0$  определяется без учета дополнительных поступлений теплоты в отапливаемые помещения.

Величина  $q_0$  входит в зависимости вида (12) – (14) для определения температур  $t_{o1}, t_{o2}$ , а также в формулы (17), (18). То есть, неточности в величине  $q_0$  скажутся один раз при определении температур воды в системе отопления, а второй раз – при определении температур в тепловой сети.

Кроме того, в зависимости (17), (18) внесены температуры воды на расчетном режиме, причем все четыре температуры для обоих теплоносителей. В [7] нет пояснений о том, как эти температуры определять. По условиям задачи температуры  $t_{1p}, t_{2p}$  должны рассчитываться по зависимостям (17), (18), а они входят в них как исходные данные. Если имеется в виду, что эти температуры тоже принимаются вместе с температурами воды  $t_{o1p}, t_{o2p}$  в системе отопления, то это некорректная постановка задачи и соответственно уравнения (17), (18) являются некорректным ее решением.

Очевидно, в данном случае наблюдается применение встречающегося в литературе приема, когда для ТА принимаются две температуры одного теплоносителя, две температуры другого и на основе четырех принятых температур определяют остальные параметры ТА, считая их рассчитанными. На самом деле такой прием расчетом не является, а полученные показатели не могут соответствовать действительным, так как действительные показатели работы ТА в этих расчетах не участвуют.

По известным четырем температурам можно рассчитать многие показатели работы ТА. Можно, например, определить коэффициент эффективности ТА по формуле [8]

$$\varepsilon_T = \delta t_6 / \Delta t_m, \quad (19)$$

где  $\delta t_6$  – большее изменение температуры одного из теплоносителей;  $\Delta t_m$  – то же, что в уравнении (2).

По четырем температурам можно определить также постоянную теплообменника  $c_T$ . В обозначениях по рисунку 1 формула из [9] примет вид

$$c_T = \frac{\sqrt{\delta t_1 \delta t_{01}}}{\Delta t_{cp}}, \quad (20)$$

где  $\delta t_1 = t_1 - t_2$ ;  $\delta t_{01} = t_{01} - t_{02}$ .

По тем же четырем температурам можно определить также отношение эквивалентов расхода теплоносителей, после чего останется неизвестной только величина  $Q_T$ . То есть, четыре температуры теплоносителей дают полную информацию о качественных показателях работы ТА. Более того, в условиях рассматриваемой задачи информация о четырех температурах является избыточной. Как было установлено выше, из пяти неизвестных при двух уравнениях можно задать три величины. Задание четвертой температуры может являться нашим пожеланием, но тогда должно быть большее число неизвестных. Так поступают, например, при выборе ТА, когда по четырем температурам оценивают, например, нужную величину коэффициента  $\varepsilon_T$  [8], по которой будет выбрано число пакетов (ходов). Но это совсем другая задача по сравнению с рассматриваемой.

Таким образом, результаты расчетов по уравнениям (17), (18) должны рассматриваться как желательные, но требующие пересчета в соответствии с фактическими свойствами применяемого ТА.

В полученных уравнениях исключена весомая часть упрощений, принятых при получении зависимостей вида (12) – (14). Кроме того, имеются точные уравнения (5), (6) и приближительные уравнения (9), (10). Последние можно использовать, например, для предварительной оценки искомых показателей, а окончательные результаты получать из уравнений (5), (6), исключив тем самым дополнительные погрешности в расчетах.

Из приведенного следует, что **полученные уравнения более совершенны** по сравнению с уравнениями (17), (18) и не содержат противоречий с избыточными исходными данными. В качестве примеров применения этих уравнений рассмотрены конкретные задачи, решение которых имеется в литературе. При решении полученных уравнений **использовался следующий алгоритм расчетов:**

- температуры в системе отопления для нужных режимов работы рассчитывались по уравнениям (12) – (16);
- определялись температуры  $t_1$ ,  $t_2$  по приближительным зависимостям (9), (10);
- ориентируясь на приближительное значение, задавалась температура  $t_1$ ;
- по уравнению (6) определялась температура  $t_2$ ;
- рассчитывался температурный напор  $\Delta t_{cp}$  по известным четырем температурам;



– по уравнению (5) тоже определялся напор  $\Delta t_{\text{ср}}$ , сравнивался с рассчитанным на предыдущем шаге и за счет изменения температуры  $t_1$  изменялся до совпадения с разницей не более  $0,1$  °С.

Ниже приведены **примеры конкретных расчетов** по полученным уравнениям в сравнении с результатами расчетов, которые имеются в литературе.

**Для примера 1** взяты расчеты из [8] для двухпакетного теплообменника с пластинами типа РС 0,5. Для заданных величин  $t_1 = 70$  °С,  $t_{o2} = 36$  °С,  $V_{o1}/V_1 = 1,429$  определен по номограмме коэффициент  $\varepsilon_T$ , а затем с использованием уравнения (2) рассчитаны температуры  $t_2 = 47,6$  °С,  $t_{o1} = 51,7$  °С. Определим те же температуры по полученным уравнениям. Для этого по опытным данным из [1] определим постоянную теплообменника:  $c_T = 2 \cdot 0,68 = 1,36$ . По уравнениям (5), (6) методом последовательных приближений при  $\eta_T = 0,98$  получим  $t_2 = 46,6$  °С,  $t_{o1} = 52,0$  °С. Разница в расчетных температурах по сравнению с приведенными выше составляет  $2,1$  % и  $0,6$  %.

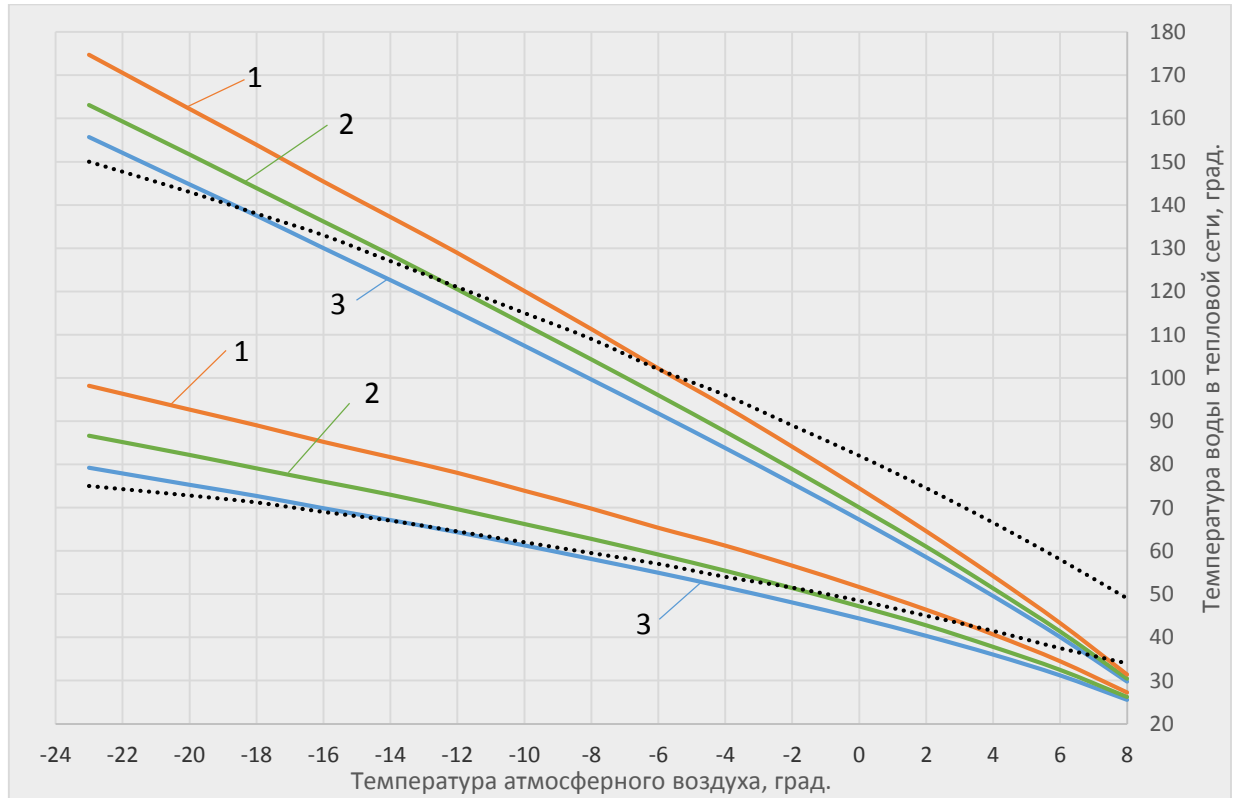
**Для примера 2** взяты результаты расчетов из [8] для того же ТА. По расчетам на ЭВМ при заданных значениях  $t_1 = 70$  °С,  $t_2 = 55$  °С и  $G_{o1}/G_1 = 0,6$  получено  $t_{o1} = 55$  °С,  $t_{o2} = 30$  °С. По уравнениям (5), (6) при  $\eta_T = 0,98$  получим  $t_{o1} = 60,5$  °С,  $t_{o2} = 36,1$  °С с разницей от данных из [8] соответственно на  $10$  % и  $20,3$  %, что значительно больше, чем в предыдущем случае.

В первом примере в [8] при расчетах использованы опытные данные по коэффициенту  $\varepsilon_T$ . При расчетах по уравнениям (5), (6) также использованы опытные данные, но по величине  $c_T$ . В этом случае приведенные результаты расчетов практически совпадают. Во втором примере, судя по имеющейся в [8] распечатке, для расчетов использовалось уравнение (1) с расчетом коэффициентов теплоотдачи по эмпирическим зависимостям, коэффициента теплопередачи и проведением соответствующих итераций, что снижает достоверность расчетных данных [1]. В этом случае данные расчетов по уравнениям (5), (6) должны вызывать большее доверие. Поэтому разницу в температурах  $10$ - $20$  % в примере 2 больше оснований считать погрешностями расчетов из [8], а не наоборот.

**Для примера 3** взяты данные из [7], где приведены варианты расчетов по уравнениям (17), (18) для различных условий работы ТА в системе отопления. В частности, для температур воды после ТА 130/70 проведены расчеты температур воды в тепловой сети (перед ТА) в зависимости от величины  $q_0$  при разных температурах в сети на расчетном режиме (150/75, 160/75 и др.). Как показано выше, такая постановка задачи (задание четырех температур воды) является некорректной. Кроме того, показатели работы ТА, которые принимались в расчетах, не указаны. Если эти показатели оценить по имеющимся данным, то они окажутся труднодостижимыми для реальных аппаратов. Например, по формуле (20) величина  $c_T$  будет равна  $6,2$ , что можно получить приблизительно в  $12$ - $13$  секциях кожухотрубчатого ТА или в пластинчатом ТА с  $5$ - $6$  пакетами (ходами). Такие параметры ТА являются нереальными. Поэтому поставленная в [7] задача решалась для нескольких вариантов реальных ТА с тем же отношением  $W_{o1}/W_1 = 1,25$ , что и в задаче из [7], при расчетных температурах в системе отопления  $130/95/70$ , как и в задаче из [7]. Для расчетов выбраны пластинчатые ТА с разными свойствами, а именно:

- вариант 1 – однопакетный ТА с пластинами типа Р 0,6р ( $c_T = 1,42$ );
- вариант 2 – двухпакетный ТА с пластинами типа Р 0,05 ( $c_T = 2,14$ );
- вариант 3 – трехпакетный ТА с пластинами типа Р 0,05 ( $c_T = 3,21$ ).

Для этих вариантов результаты расчетов по указанному выше алгоритму приведены на рисунке в сравнении с данными расчетов по уравнениям (17), (18) из [7] (точечные графики на рисунке).



1, 2, 3 – варианты ТА

Рисунок – Температуры воды в тепловой сети в зависимости от температуры атмосферного воздуха при разных ТА

Из рисунка видно, что сравниваемые графики существенно отличаются, причем наибольшая разница имеет место при граничных значениях температур  $t_H$ . Отличия связаны с двумя основными причинами:

- в предлагаемых уравнениях (5), (6) температуры  $t_{01}$ ,  $t_{02}$  в системе отопления задаются формулами (12)-(16), которые отличаются от обычно применяемых. Наибольшие отличия это дает в зоне положительных температур  $t_H$  [6];

- при температурах  $t_H$ , близких к  $t_{Hр}$  ( $-23$  °С на рисунке), изменения в формулах (12)-(16) не влияют на температуры  $t_{01}$ ,  $t_{02}$ . В этой зоне разница в температурах воды в сети по точечным и остальным графикам связана с отмеченной выше некорректностью уравнений (17), (18). В дополнение к отмеченному по этим уравнениям выше, можно добавить, что в уравнения (17), (18) входят показатель  $\varepsilon_T$  работы ТА вместе с четырьмя температурами теплоносителей. Такое сочетание задаваемых показателей несовместимо.

По названным причинам точечные графики на рисунке неосуществимы. Даже если использовать обычные формулы вместо формул (12)-(16), эти графики

останутся неосуществимыми, так как нет ТА с требуемыми свойствами. В данном случае при  $t_{o1p}/t_{o2p} = 130/70$  не удастся получить изменения температур в тепловой сети по графику 150/75, как по точечным графикам на рисунке. В лучшем случае (наиболее близко к точечным графикам) расчетные температуры в сети должны составлять 156/80 (графики 3), но их изменение от температуры  $t_n$  происходит по другой закономерности, чем на точечных графиках. Более близкие к точечным графикам расчетные температуры в сети теоретически получить можно, но для этого ТА нужно компоновать из четырех и более пакетов, что нереально из-за высокого гидравлического сопротивления.

**Основные выводы** из изложенного выше заключаются в следующем:

– на примере теплообменника системы отопления показано применение нового уравнения для теплового расчета ТА. Для такого расчета получены приближенная и точная системы уравнений;

– сравнение полученных уравнений с аналогичными известными показывает, что данные расчетов по известным уравнениям являются в большей мере желательными, чем действительными. В отличие от этого, расчеты по полученным уравнениям отражают результаты работы конкретного ТА в данной системе;

– на конкретном примере показано также, что графики изменения температур воды в тепловой сети, построенные по известным уравнениям, практически неосуществимы и существенно отличаются от более достоверных графиков, построенных по полученным уравнениям;

– использование на практике более достоверных температурных графиков может существенно улучшить качество регулирования отпуска теплоты потребителям без излишнего перерасхода теплоты.

## Библиография

1. Савенко В.В. Уравнение для теплового расчета теплообменника. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://v-v-s-info.ru/statja-w6/> (доступ свободный) - Загл. с экрана.

2. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.

3. Гавра Т.Г., Михайлов П.М., Рис В.В. Тепловой и гидравлический расчет теплообменных аппаратов компрессорных установок: Учебное пособие. – Л.: ЛПИ, 1982. – 72 с.

4. Сапожников С.З., Китанин Э.Л. Техническая термодинамика и теплопередача: Учебник для вузов. – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1999. – 319 с.

5. Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата / В.В. Бухмиров, Д.В. Ракутина, Ю.С. Солнышкова, М.В. Пророкова. – Иваново: ФГБОУ ВПО “Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина”, 2013. – 124 с.

6. Савенко В.В. Расчеты температурных графиков отпуска теплоты на отопление. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://v-v-s-info.ru/statja-w4/> (доступ свободный) - Загл. с экрана.



7. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. – 7-е изд., стереот. – М.: Изд. МЭИ, 2001. – 472 с.

8. Пластинчатые теплообменные аппараты / А.М. Тарадай, О.И. Гуров, Л.М. Коваленко. – Харьков: Прапор, 1995. – 60 с.

9. Зингер Н.М. Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных систем. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 320 с.

[На главную](#)

[Комментарии](#)