ISSN 0033-1155

ПРОМЫШЛЕННАЯ ЭНЕРГЕТИКА

2017 10

INDUSTRIAL POWER ENGINEERING

ЭНЕРГО
СБЕРЕЖЕНИЕ

Условия минимальной необратимости теплообмена и оптимальная организация систем отопления

Цирлин А. М., доктор техн. наук
ИЦСА ИПС им. А. К. Айламазяна РАН, г. Переславль-Залесский

Кузьмин В. А., инж.
ЗАО "Завод ЛИТ", г. Переславль-Залесский

Система отопления рассмотрена как многопоточная система теплообмена. Показано, что критерием ее термодинамического совершенства может служить минимально достижимая необратимость (диссипация). Общие условия минимальной диссипации теплообменных систем использованы для получения рекомендаций по проектированию систем отопления. Получены распределения суммарного коэффициента теплообмена и температуры теплоносителя при его контакте с воздухом в отапливаемых помещениях.

Ключевые слова: необратимость теплообмена, распределение поверхности контакта, поддержание поля температур с минимальными затратами энергии.

Одной из основных задач термодинамики с момента ее возникновения является оценка предельных возможностей термодинамических систем. С развитием термодинамики такие оценки уточняют и расширяют их номенклатуру. Так, Карно оценил верхний предел (максимально возможный) КПД тепловой машины [1]. Новиков [2], а позднее независимо от него Курзон и Альбурн [3] нашли оценку ее предельной мощности в предположении, что цикл состоит из двух изотерм и двух адиабат. Розоноэр и Цирлин [4] доказали, что оценка Новикова — Курзона — Альбурна справедлива и без предположения о форме цикла, а также нашли максимум КПД тепловой машины при заданной мощности и предельные значения необратимых отопительного и холодильного коэффициентов для обратных циклов при заданной интенсивности потоков.

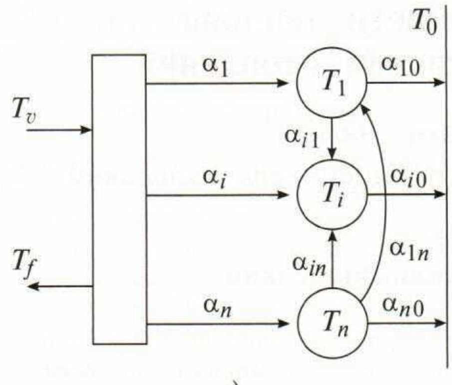
Рост стоимости энергии делает актуальным получение термодинамических оценок для затрат энергии в тех областях, где эти затраты особенно велики. На отопление и кондиционирование зданий, поддержание заданного поля температур в криогенных и высокотемпературных системах человечество тратит больше энергии, чем на химию и металлургию вместе взятые. Постановка задач о термодинамически оптимальной организации таких систем в рамках термодинамики обратимых процессов невозможна, так как целью систем является создание потоков обмена, сопровождающихся производством энтропии.

Задача термостатирования — поддержания неравновесной конфигурации температурного поля в системе сообщающихся друг с другом помещений (камер) с минимальными затратами энергии — весьма актуальна. Практически наиболее важной является разновидность этой задачи, в которой введено дополнительное условие: все заданные температуры воздуха в камерах не ниже внешней температуры. Это задача об оптимальной организации отопления. Практически ту же постановку и аналогичное решение имеет задача кондиционирования здания, когда заданные температуры камер не превышают температуру окружающей среды. Для определенности далее рассмотрена первая из этих постановок.

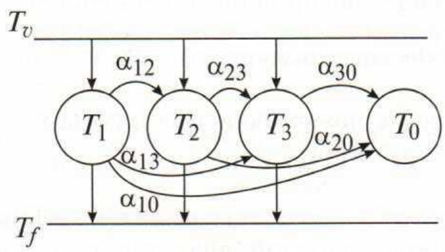
Поток теплоты, подаваемый в каждую камеру, зависит от температуры теплоносителя и площади (коэффициента) теплообмена воздуха в камере с радиатором. Общая площадь теплообмена ограничена, а суммарный поток теплоты зависит только от заданной конфигурации температурного поля и температуры окружающей среды. Подача теплоты в системах отопления осуществляется за счет подачи теплоносителя в радиаторы, расположенные во всех или некоторых камерах. Минимизации диссипации соответствует, как показано ниже, минимум температуры теплоносителя на входе в систему или при его фиксированной температуре — минимум суммарной площади радиаторов.

При отоплении здания с использованием теплоносителя заданной температуры оптимальному выбору подлежит только распределение между камерами поверхностей контакта с теплоносителем.

Первый раздел работы посвящен обсуждению и формулировке задачи оптимизации системы отопления. Во втором — рассмотрена задача о распределении заданной суммарной поверхности радиаторов и выборе их



а)



б)

Рис. 1

температур без учета ограничений на гидродинамику потоков теплоносителя. Получены термодинамические характеристики "идеальной" системы отопления. В третьем разделе представлен учет реальных условий реализуемости систем отопления и дано сравнение их характеристик с предельно возможными. В последнем разделе приведен иллюстративный пример использования полученных соотношений.

Математическая модель системы отопления. Основные допущения

Постановка задачи. Будем рассматривать систему, состоящую из n помещений (камер), каждая из которых характеризуется температурой T_i $(i=\overline{1,n})$, термодинамического резервуара (окружающей среды) с температурой T_0 и бойлера, подающего в систему поток теплоносителя с расходом g, теплоемкостью c, а следовательно, с водяным эквивалентом $W=gc$. Температуру потока на входе в систему обозначим как T_v (см. рис. 1, *а*).

Будем предполагать, что потоки теплопереноса линейно зависят от разности температур, поэтому поток теплоты между i-й и j-й камерами

$$q_{ij}=\alpha_{ij}(T_i-T_j),\quad i,j=0,1,\ldots,n, \tag{1}$$

причем коэффициенты теплопереноса α_{ij} для всех i от нуля до n заданы, $\alpha_{ii}=0$, а $\alpha_{ij}=\alpha_{ji}$. Если камеры не контактируют друг с другом или не имеют наружных стен, соответствующий коэффициент теплопереноса равен нулю.

Первоначально будем считать все температуры T_i $(i=\overline{0,n})$ заданными, причем при $i>0$ $T_i>T_0$ (задача отопления). Искомыми в задаче являются температуры радиаторов отопления u_i, а также коэффициенты теплопередачи от теплоносителя к воздуху в каждой камере, пропорциональные площади поверхности радиаторов $\alpha_i\ge 0$ $(i=\overline{0,n})$ и связанные условием

$$\sum_{i=0}^{n}\alpha_i=\alpha, \tag{2}$$

где α определяется суммарной поверхностью контакта теплоносителя со всеми отапливаемыми помещениями.

Оптимизацию будем проводить по минимуму производства энтропии σ в процессе теплообмена с теплоносителем, определив предварительно связь между этим показателем и характеристиками системы. Производство энтропии может быть рассчитано как сумма производства энтропии при теплообмене с радиаторами в каждой камере, теплообмене между камерами и производства энтропии при смешении потоков теплоносителя, если их температуры на входе в смеситель различны.

Другой путь определения σ состоит в использовании условий энтропийного баланса системы. При этом сумма потока энтропии σ_w, поступающего с теплоносителем, производства энтропии в системе за счет теплообмена с теплоносителем и производства энтропии за счет теплообмена между камерами равна потоку энтропии, покидающему систему при обмене с внешней средой:

$$\sigma_0=\sum_{i=1}^{n}\alpha_{i0}\frac{(T_i-T_0)}{T_i}.$$

Если температуру теплоносителя на выходе системы обозначить через T_f, то для несжимаемой жидкости, поступающий в систему, поток энтропии

$$\sigma_w=\int_{T_f}^{T_v}W\frac{dT}{T}=W\ln\frac{T_v}{T_f}.$$

Теплообмен между камерами сопровождается производством энтропии

$$\sigma_k=\frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n}\alpha_{ij}\frac{(T_j-T_i)^2}{T_iT_j},$$

где множитель 1/2 обусловлен тем, что производство энтропии при теплообмене между любыми двумя камерами входит в выражение для σ_k дважды.

Энтропийный баланс примет форму

$$\sigma_w + \sigma + \sigma_k = \sigma_0. \tag{3}$$

При фиксированных температурах камер и коэффициентах теплообмена значения σ_0 и σ_k фиксированы.

Уменьшению производства энтропии за счет теплообмена при фиксированном потоке теплоносителя соответствует уменьшение температуры теплоносителя на входе либо увеличение его температуры на выходе системы, а если эти температуры фиксированы, то уменьшение поверхности радиаторов.

Формализация задачи. Формализуем поставленную задачу, введя обозначение

$$q_i = \sum_{j=0}^{n} \alpha_{ij} (T_i - T_j), \ i = \overline{1, n} \tag{4}$$

для суммарного потока теплоты от i-й камеры к ее окружению.

Потоки q_i в системах отопления заведомо неотрицательны, поэтому, чтобы выбранная конфигурация температур была реализуема, необходимо выполнение следующего условия (теплота может только подаваться):

$$q_i = \sum_{j=0}^{n} \alpha_{ij} (T_i - T_j) = 0, i = \overline{1, n}. \tag{5}$$

Если для некоторой камеры поток $q_i = 0$, камеру называют *пассивной*, температура такой пассивной камеры по условию (4)

$$T_i^{min} = \frac{\sum_{j=0}^{n} \alpha_{ij} T_j}{\sum_{j=0}^{n} \alpha_{ij}}. \tag{6}$$

В пассивные камеры теплота не подается, так как температура в них поддерживается за счет теплообмена с другими камерами.

По условию теплового баланса поток теплоты, подаваемый в i-ю камеру,

$$q_i = \alpha_i (u_i - T_i) = W_i (T_v - T_{fi}) \geq 0, \quad i = 1, ..., n, \tag{7}$$

где W_i, T_v и T_{fi} — водяной эквивалент и температуры теплоносителя на входе и выходе нагревателя для i-й камеры.

Допущения. Будем предполагать следующее:

температурное поле в каждой камере однородно, т. е. перемешивание воздуха в ней достаточно интенсивное;

температура стенок радиатора u_i мало изменяется по его поверхности и может быть рассчитана по формуле

$$u_i = T_i + \frac{q_i}{\alpha_i}, \quad i = 1, ..., n; \tag{8}$$

обмен воздухом с окружающей средой пренебрежимо мал;

удельный коэффициент теплоотдачи от радиаторов к воздуху, отнесенный к единице площади контакта, одинаков для всех камер.

Распределение поверхностей контакта и нижняя граница производства энтропии. Идеальный случай

Условия минимальной диссипации многопоточных систем теплообмена получены в [5] и сводятся к следующим требованиям:

в каждой точке контакта греющих и нагреваемых потоков должны быть выполнены условия минимальной диссипации [6, 7]:

$$q^2(u_i, T_i) = \lambda \frac{\partial q}{\partial u_i} u_i^2, \quad i = 1, ..., n, \tag{9}$$

где λ — константа;

в системе не должно быть смесителей потоков с различающимися температурами; температуры всех потоков теплоносителя на выходе должны быть одинаковы ($T_{fi} = T_f$).

Для закона теплопереноса, линейного относительно разности температур (1), из условия (9) следует, что отношение абсолютных температур воздуха к температуре поверхности радиатора должно быть одинаково для всех камер:

$$\frac{T_i}{u_i} = m, \quad T_{fi} = T_f, \quad i = 1, ..., n, \tag{10}$$

где m — положительная константа, меньшая единицы.

Общий расход теплоты фиксирован и равен

$$q = \sum_i \alpha_{i0} (T_i - T_0) = \sum_{i=1}^{n} \alpha_i (u_i - T_i), \tag{11}$$

поэтому температуры теплоносителя на входе и выходе связаны друг с другом:

$$T_v - T_f = \frac{q}{W}. \tag{12}$$

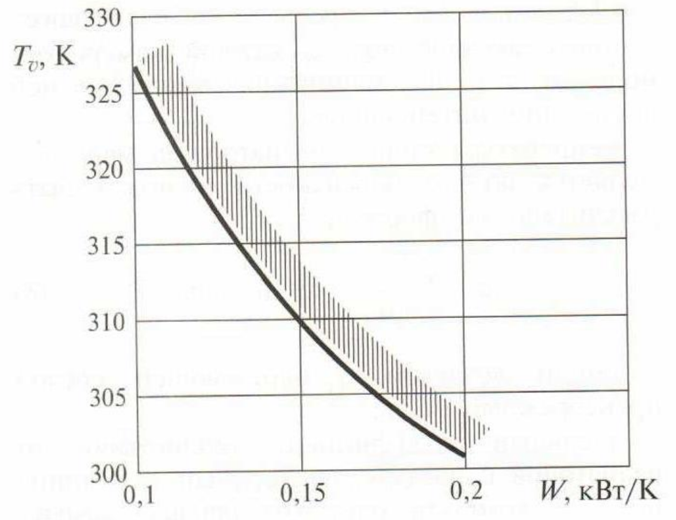


Рис. 2

Для каждой камеры

$$q_i = \alpha_i (u_i - T_i) = \alpha_i T_i \frac{1-m}{m}, \quad i = 1, ..., n. \quad (13)$$

При одинаковом удельном коэффициенте теплообмена значения α_i определяются площадью радиаторов, которая в сумме ограничена. Выразив из условия (13) значения α_i и просуммировав их, получим с учетом заданного общего значения α оптимальное распределение поверхностей радиаторов:

$$m = \frac{\alpha}{\alpha + \sum_{j=1}^{n} \frac{q_j}{T_j}}; \quad \alpha_i = \alpha \frac{q_i / T_i}{\sum_{j=1}^{n} (q_j / T_j)}. \quad (14)$$

Минимальное производство энтропии σ^* с учетом $T_i / m = u_i \forall_i$

$$\sigma^* = \sum_i \alpha_i (u_i - T_i) \left(\frac{1}{T_i} - \frac{1}{u_i} \right) = \alpha \frac{(1-m)^2}{m},$$

$$T_v > T_i \forall_i. \quad (15)$$

Так как ни в одной системе производство энтропии не может быть меньше σ^*, по условию (3) получим неравенство, выделяющее множество возможных значений суммарного водяного эквивалента и температуры теплоносителя на входе в систему:

$$W \ln \frac{T_v}{T_v - q/W} \leq \sum_{i=1}^{n} \alpha_{i0} \frac{(T_i - T_0)}{T_i} - \sigma^* -$$

$$- \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{n} \alpha_{ij} \frac{(T_j - T_i)^2}{T_i T_j}, \quad T_v > T_i \forall_i. \quad (16)$$

Обозначим через Z правую часть неравенства (16) и решим его относительно T_v. Получим:

$$T_v \geq \frac{q e^{\frac{Z}{W}}}{W \left(e^{\frac{Z}{W}} - 1 \right)}, \quad T_v \geq u_i \forall_i. \quad (17)$$

Правая часть неравенства (17) соответствует минимально возможной температуре T_v, для которой можно реализовать систему отопления, удовлетворяющую ограничениям на суммарный коэффициент теплообмена и заданным температурам помещений. Граница реализуемости системы отопления на плоскости с координатами T_v и W показана на рис. 2. Реализуемы только те системы, значения T_v и W для которых соответствуют точкам, лежащим выше границы.

Чтобы удовлетворить приведенным выше условиям (14), (15), нужно оптимально распределять поверхность радиаторов, изменять температуру теплоносителя на входе в каждую камеру и выбирать водяные эквиваленты так, чтобы поступающий в нее поток теплоты был заданным.

Температуры части камер свободны. В реальных системах отопления фиксированы температуры только у части помещений. В этом случае температуры остальных помещений (свободные температуры) нужно поддерживать на таком уровне, чтобы производство энтропии было минимальным. При этом следует учесть, что температура не может быть меньше своего минимального значения, определяемого условием (6).

Поскольку поток теплоты в каждую камеру неотрицателен, производство энтропии, связанное с этим потоком, достигает минимума, равного нулю, когда теплота в камеру со свободной температурой не подается. Поэтому минимальному производству энтропии соответствует минимальное значение T_v, совместимое с условием неотрицательности q_{vi}. Температура в камере должна выбираться по условию (6) — камеры со свободными температурами пассивны, а площади поверхности радиатора для помещений со свободными температурами равны нулю.

Учет реальных факторов

Выше предполагалось, что условие $u_i = T_i / m$ реализовано для каждой камеры, но не рассматривалось, как это может быть сделано. Поэтому полученные значение σ^* и неравенство (16) соответствуют идеальному случаю, к которому нужно приблизиться при синтезе реальной системы с учетом связи между эффективной температурой теплоносителя u_i и его температурами T_{vi} и T_{fi} на входе и выходе радиатора и водяным эквивалентом W_i. Чтобы найти такую связь, нужно учесть гидродинамику движения теплоносителя в радиаторе. Обычно стремятся приблизить гидродинамический режим теплоносителя к идеальному вытеснению. В этом случае эффективная температура теплоносителя, т. е. температура, которой соответствует тот же поток теплоты, что и средний поток от теплоносителя, изменяющего свою температуру по ходу движения от T_{vi} до T_{fi}, равна:

$$u_i = \frac{T_{vi} - T_{fi}}{\ln T_{vi} - \ln T_{fi}}, \quad i = 1, 2, ..., n. \tag{18}$$

Для температур на входе 350 – 370 K и выходных температур 300 – 320 K значение u_i с точностью до четвертого знака совпадает со средней геометрической из температур на входе и выходе, т. е.

$$u_i = \sqrt{T_{vi} T_{fi}} = \frac{T_i}{m}; \quad T_{vi} - T_{fi} = \frac{q_i}{W_i}, \quad i = 1, 2, ..., n. \tag{19}$$

Эти равенства накладывают на температуры теплоносителя в каждой камере дополнительные ограничения. В условиях (19) подлежат выбору три переменные: T_{vi}, T_{fi} и W_i. Задание любой из них определяет две оставшиеся. Например, если температуры теплоносителя на входе и выходе всех камер одинаковы (система с параллельной структурой — см. рис. 1, *б*), то одинаковы и эффективные температуры $u_i = \sqrt{T_v T_f} = u$. Производство энтропии

$$\sigma = \sum_i \frac{q_i(\alpha_i)}{T_i} - \frac{q}{u} \Rightarrow \min, \quad u = \left(T_i + \frac{q_i}{\alpha_i}\right). \tag{20}$$

Выбор коэффициентов теплообмена с учетом ограничения на их сумму при любом значении u приводит к выражениям (14), а оптимальное значение u минимально с учетом ограничения (20), т. е.

$$u^* = \max_i \left(T_i + \frac{q_i}{\alpha_i}\right).$$

Подстановка в выражение (20) значений q_i и u^* определяет диссипацию, связанную с теплообменом в системе с параллельной структурой:

$$\sigma = \sum_i \frac{q_i(\alpha_i)}{T_i} - \frac{q}{\max_i \left(T_i + \frac{q_i}{\alpha_i}\right)}. \tag{21}$$

Водяные эквиваленты $W_i = \dfrac{q_i}{T_v - T_f}$. Условия (19) при заданном значении u^*, записанные по отношению к системе в целом

$$\sqrt{T_v T_f} = u^*; \quad T_v - T_f = \frac{q}{W}, \tag{22}$$

совместно с равенством (16) определяют выбор переменных T_v, T_f и W.

Сравнение производства энтропии с ее минимально возможным значением σ^* позволяет судить о необходимости модернизации системы. Она может быть проведена за счет введения последовательных соединений потоков теплоносителя для некоторых камер.

Введение промежуточной температуры. Упорядочим камеры по значению требуемой для каждой из них эффективной температуры теплоносителя $u_i = T_i + q_i/\alpha_i$ так, что для $i = 1$ значение u_i максимальное, и разобьем их на две категории. В первую включим камеры для $i < k$, а во вторую — для $i \geq k$. Значение k наряду со значениями промежуточной температуры T_s, температур теплоносителя на входе и выходе из системы и водяного эквивалента W подлежат выбору из условий:

$$\sqrt{T_v T_s} = u_k; \quad \sqrt{T_f T_s} = u_1;$$

$$\frac{q}{T_v - T_f} = \frac{\sum_{i=1}^{k-1} q_i}{T_v - T_s} = \frac{\sum_{i=k}^{n} q_i}{T_s - T_f} = W \tag{23}$$

и требования минимума по k производств энтропии

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = \sum_{i=1}^{k-1} q_i \left(\frac{1}{T_i} - \frac{1}{u_1}\right) + \sum_{i=k}^{n} q_i \left(\frac{1}{T_i} - \frac{1}{u_k}\right). \tag{24}$$

С ростом k первое слагаемое в этом выражении растет, а второе уменьшается. Минимуму суммы соответствует изменение знака разности

$$q_{k-1}\left(\frac{1}{T_{k-1}} - \frac{1}{u_1}\right) - q_k \left(\frac{1}{T_k} - \frac{1}{u_k}\right)$$

с отрицательного на положительный, что позволяет найти k и по формулам (23), (24) рас-

i	j			
	1	2	3	0
1	0	150	200	250
2	150	0	100	150
3	200	100	0	0
0	250	150	0	0

считать температуры T_v, T_s, T_f и водяной эквивалент теплоносителя W.

Сравнение полученного значения σ с σ^* позволяет оценить термодинамическое совершенство системы.

Аналогично можно использовать разветвленные последовательные структуры. При этом степень совершенства полученной системы оценивается по отношению фактического производства энтропии теплообмена к σ^*.

Таким образом, условия минимума диссипации определяют распределение поверхностей радиаторов в системе отопления. Использование термодинамических балансов, включающих баланс по энтропии, определяет выбор температуры теплоносителя на входе в систему и его водяной эквивалент. Полученные соотношения позволяют проследить, как влияет конфигурация температурного поля (заданные значения T_i) на общую площадь нагревателей, ставить задачи об оптимальном выборе промежуточных температур и др.

Пример решения задачи оптимизации системы отопления и оценки ее термодинамического совершенства

Исходные данные. Температуры камер и окружающей среды фиксированы и равны соответственно $T_{i=1,2,3} = 290,\ 300,\ 295$ K и $T_0 = 280$ K.

Коэффициенты теплообмена, Вт/K, между камерами α_{ij} и окружающей средой α_{i0} приведены в таблице.

Суммарный коэффициент теплообмена с радиаторами $\alpha = 600$ Вт/K.

Найдем минимально возможное производство энтропии при теплообмене с радиаторами.

Тепловые потоки q_j, Вт, в каждую из трёх камер находим по формуле (1):

$$q_1 = \sum_{3}^{i=1} \alpha_{1i}(T_1 - T_i) = 150(290 - 300) + \\ + 200(290 - 295) + 250(290 - 280) = 0;$$

$$q_2 = 150(300 - 290) + 100(300 - 295) + \\ + 150(300 - 280) = 5000;$$

$$q_3 = 200(295 - 290) + 100(295 - 300) = 500.$$

По формуле (13) определяем отношение температур в идеальной системе необратимого теплообмена:

$$m = \frac{600}{600 + \frac{5000}{300} + \frac{500}{295}} = \frac{600}{600 + 18{,}3} = 0{,}97.$$

Распределение коэффициента теплообмена с радиаторами (площади радиаторов) находим по формуле (13):

$$\alpha_1 = 0; \quad \alpha_2 = 600\frac{5000}{300 \cdot 18{,}3} = 544{,}3;$$

$$\alpha_3 = 600\frac{500}{295 \cdot 18{,}3} = 55{,}7.$$

Минимально возможное производство энтропии в системе отопления рассчитываем по формуле (15):

$$\sigma^* = 600\frac{0{,}03^2}{0{,}97} = 0{,}556 \text{ Вт/K}.$$

Подстановка этих значений в неравенство (17) выделяет в плоскости с координатами W и T_v область реализуемости рассмотренной системы (см. рис. 2).

Оценим влияние свободной температуры. Пусть температура в камере 2 свободна, а температуры в камерах 1 и 3 заданы (290 и 295 K, см. выше). В этом случае $q_2 = 0$ и температура в камере 2 в соответствии с формулой

$$T_2^{min} = \frac{150 \cdot 290 + 100 \cdot 295 + 150 \cdot 280}{150 + 100 + 150} = 287{,}5 \text{ K}.$$

Требуемые потоки отопления в камеры 1 и 3:

$$q_1 = 150(290 - 287{,}5) + 200(290 - 295) + \\ + 250(290 - 280) = 1875 \text{ Вт};$$

$$q_3 = 200(295 - 290) + 100(295 - 287{,}5) = 1250 \text{ Вт}.$$

Оптимальное отношение температур

$$m = \frac{600}{600 + \frac{1875}{290} + \frac{1250}{295}} = 0{,}98.$$

Минимальное производство энтропии

$$\sigma^* = 600\frac{(0{,}02)^2}{0{,}98} = 0{,}245 \text{ Вт/K}$$

уменьшилось более чем в 2 раза за счет того, что температура в камере 2 не фиксирована.

Учет связи между температурой теплоносителя на входе и эффективной температурой.

Температуры в камерах заданы (приведены выше).

Расчет эффективной температуры радиаторов:

$$U = \max_i\left(290; 300+\frac{5000}{544{,}3}; 295+\frac{500}{55{,}7}\right) = 309{,}19\ \text{К}.$$

Производство энтропии в системе отопления параллельной структуры определено по формуле (21):

$$\sigma = 0+\frac{5000}{300}+\frac{500}{295}-\frac{5500}{309{,}19} = 0{,}61\ \text{Вт/К}.$$

Коэффициент термодинамического совершенства параллельной системы при оптимальном распределении поверхности радиаторов

$$\eta = \frac{\sigma^*}{\sigma} = \frac{0{,}556}{0{,}61} = 0{,}91.$$

Определение границы реализуемости системы отопления на плоскости с координатами T_v и W.

Вычислим правую часть уравнения (16) и найдем Z, подставив значения заданных выше температур, данных таблицы и полученное значение минимального производства энтропии: имеем $Z = 17{,}8$.

Тепловой поток $q = 250\ (290 - 280) + 150\ (300 - 280) + 0\ (295 - 280) = 5500$ Вт $= 5{,}5$ кДж/с.

После подстановки в уравнение (17) значений Z и q, получим:

$$T_v = \frac{5{,}5e^{\frac{17{,}8}{W}}}{W\left(e^{\frac{17{,}8}{W}}-1\right)}.$$

Выводы

1. Полученное при выполнении условий, которым должно удовлетворять оптимальное распределение поверхностей теплообмена и температуры контактов теплоносителя с отапливаемыми помещениями в задаче отопления, значение производства энтропии может служить оценкой снизу для произвольной системы отопления с той же суммарной поверхностью контакта и общей тепловой нагрузкой.

2. Вытекающие из полученных соотношений и термодинамических балансов уравнения связывают температуры в обогреваемых помещениях, коэффициенты теплообмена между ними, поверхности обогрева, водяной эквивалент и температуру теплоносителя.

Список литературы

1. **Карно С.** Размышление о движущей силе огня и о машинах, способных развивать эту силу. — В кн.: Второе начало термодинамики. — М.-Л.: Гостехиздат, 1934.
2. **Novikov I. I.** The efficiency of atomic power stations. — At. Energ. 3 (11), 409 (1957); English translation in J. Nuclear Energy II 7, 25 – 128 (1958), 2002, № 2.
3. **Curzon F. L., Ahlburn B.** Efficiency of a Carnot engine at maximum power output. — Amer. J. Physics, 1975, vol. 43.
4. **Розоноэр Л. И., Цирлин А. М.** Оптимальное управление термодинамическими системами. — Автоматика и телемеханика, Ч. I – III, 1983, № 1 – 3.
5. **Tsirlin A. M., Akhremenkov A. A., Grigorevsky I. N.** Minimal Irreversibility and Optimal Distributions of Heat Transfer Surface Area and Heat Load in Heat Transfer Systems. — Theoretical Foundations of Chemical Engineering, 2008, Vol. 42, No. 2.
6. **Tsirlin A. M.** Optimal control of the irreversible processes of heat and mass transfer. — Soviet journal of computer and systems sciences, 1991, № 2.
7. **Finite-time** thermodynamics Conditions of minimal dissipation for thermodynamics process with given rate / A. M. Tsirlin, V. A. Mironova, S. A. Amelkin, V. A. Kazakov. — Phys. Rev. E., 1998, vol. 58. No 1.

lte@zavodlit.ru

Conditions of the minimum irreversibility of heat exchange and optimal arrangement of heating systems

Tsirlin A. M., Kuz'min V. A.

Heating system is considered as a multi-stream heat exchange system. It is shown that lowest achievable irreversibility (dissipation) can be a criterion of the thermodynamic perfection of the system. General conditions of the lowest dissipation of the heat exchange systems are used to specify the recommendations for the design of heating systems. The resulting distributions of the total heat exchange coefficient and coolant temperature (when coolant is exposed to air in heated spaces) are presented.

Keywords: heat exchange irreversibility, distribution of the contact surface, maintaining of the temperature field with minimum energy consumption.