

СТЕПЕНЬ СОВЕРШЕНСТВА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Г. И. ФУКС

1

Для оценки степени совершенства теплообменника применяются два показателя: коэффициент удержания тепла

$$\varepsilon = \frac{Q_x}{Q_z} \quad (1)$$

и коэффициент полезного действия (к.п.д.) теплообменника

$$\eta = \frac{Q_x}{Q_p}, \quad (2)$$

где Q_x и Q_z — тепло, подведенное к холодной (нагреваемой) жидкости, и тепло, отведенное от горячей (нагревающей) жидкости соответственно;

Q_p — располагаемое тепло, которое может быть отведено от горячей жидкости при максимально возможном ее охлаждении в заданных условиях.

В соответствии с этими понятиями можно записать два выражения для теплового баланса теплообменника:

$$Q_z = Q_x + Q_n \quad (3)$$

и

$$Q_p = Q_x + Q_v + Q_n, \quad (4)$$

где Q_n и Q_v — тепло, потерянное в окружающую среду и с уходящей из теплообменника горячей жидкостью соответственно.

Оценка степени совершенства по коэффициенту удержания тепла ε имеет смысл в том случае, когда количество тепла, которое должно быть передано холодной жидкости, равно как и теплосодержание горячей жидкости на входе в теплообменник, заданы по условиям работы теплообменника. Такой случай мы имеем, например, при расчете водяного экономайзера парового котла.

Обычно при конструировании теплообменника ставится задача добиться в нем, при прочих равных условиях, максимально возможной передачи тепла от горячей к холодной жидкости. В этом случае оценка степени его совершенства должна вестись по к.п.д. теплообменника η . Но при этом надо рассчитать величину располагаемого тепла горячей жидкости Q_p .

Для этой цели можно применить следующий прием. Наибольшая передача тепла может быть достигнута, как известно, при прочих равных условиях, в противоточном теплообменнике. Для противоточного теплообменника в соответствии с обозначениями рис. 1 температуры на входной и

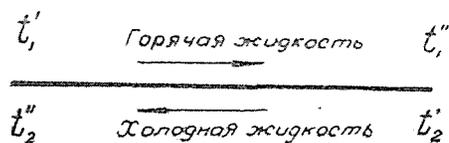


Рис. 1

выходной сторонах теплообменника (считая по направлению движения горячей жидкости) связаны соотношением

$$t_1'' - t_2' = (t_1' - t_2'') e^{-k \left(\frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2} \right) F}, \quad (5)$$

а уравнение теплового баланса имеет вид

$$W_1 (t_1' - t_1'') = W_2 (t_2'' - t_2'), \quad (6)$$

где W_1 и W_2 — водяные эквиваленты горячей и холодной жидкости соответственно.

В предельном случае бесконечно большого противоточного теплообменника возможны два случая:

1. Если водяной эквивалент горячей жидкости W_1 меньше водяного эквивалента холодной жидкости W_2 , то горячая жидкость будет в пределе охлаждена до входной температуры холодной жидкости

$$t_1^{np} = t_2'. \quad (7)$$

Это непосредственно следует из соотношения (5), так как показатель степени в правой части при увеличении поверхности нагрева все время возрастает, оставаясь отрицательным, а t_1' всегда больше t_2'' .

2. При $W_1 > W_2$ холодная жидкость будет в пределе нагрета до входной температуры горячей жидкости, но температура горячей жидкости на выходе будет выше, чем температура входа холодной жидкости. Из уравнения теплового баланса, учитывая, что в данном случае $t_2'' = t_1'$, получается

$$t_1^{np} = t_1' - \frac{W_2}{W_1} (t_1' - t_2'). \quad (8)$$

В случае равенства водяных эквивалентов W_1 и W_2 соотношение (8) дает для предельной температуры горячей жидкости ту же величину, что и соотношение (7).

Понижение температуры горячей жидкости ни в одном случае не может быть ниже, чем t_1^{np} , так как это связано с передачей тепла от тела с более низкой температурой к телу с более высокой температурой. Поэтому во всех случаях надо принять

$$Q_p = W_1 (t_1' - t_1^{np}). \quad (9)$$

2.

Показатели степени совершенства теплообменника ε и η учитывают лишь количественную сторону процессов в теплообменнике, но не учитывают качественной его стороны. Передача тепла в теплообменнике идет всегда и во всех его частях от тела с более высокой к телу с более низкой температурой. Если теплообменник является частью энергетической установки, то в результате теплопередачи получается уменьшение работоспособности рабочего тела, даже при отсутствии потерь. Совершенно естественным в этом случае является рассмотрение энергетического баланса теплообменника и введение особого энергетического коэффициента полезного действия теплообменника для оценки степени его совершенства [1]. Но потеря, обусловленная снижением потенциала тепловой энергии, имеет место во всех теплообменниках. Для суждения о величине этой потери надо сравнить результат работы теплообменника с результатом работы идеального теплообменника, в котором осуществляются исключительно равновесные процессы. При этом мы поступаем аналогично тому, как в случае оценки степени совершенства процесса расширения пара в паро-

вом двигателе, сопоставляя его результат с результатом идеального изотропического расширения.

Обратимые процессы при передаче тепла от одного тела к другому могут быть принципиально осуществлены при помощи термокомпрессоров, например, механического или химического типа. Если будут осуществляться только равновесные процессы, то результат их должен быть одинаковым, независимо от типа термокомпрессора, иначе это неизбежно приводит к противоречию с законом сохранения и превращения энергии. Поэтому для расчета результата работы идеального теплообменника можно принять любой тип термокомпрессора.

Проще всего расчеты произвести при термокомпрессоре механического типа. Пусть процесс отвода тепла от горячего тела изображается в TS диаграмме кривой 1—2, рис. 2, а процесс нагрева холодного тела—кривой

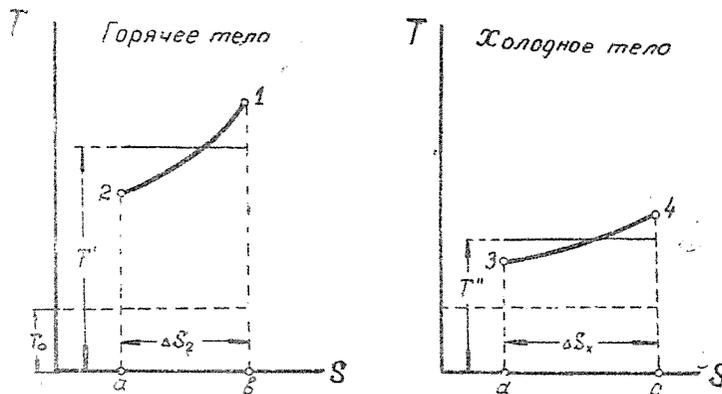


Рис. 2.

3—4. Тогда $Q_2 =$ площади 12 ab, а $Q_x =$ пл. 34 cd¹⁾. Для расчетов удобно ввести среднетермодинамические температуры [2] отвода тепла T' и подвода тепла T'' , определяемые соотношениями

$$T' = \frac{Q_2}{\Delta S_2}, \quad (10)$$

$$T'' = \frac{Q_x}{\Delta S_x}. \quad (11)$$

За счет тепла, отводимого от горячего тела, при наличии только равновесных процессов, можно получить работу

$$AL_2 = (T' - T_0)\Delta S_2, \quad (12)$$

где T_0 —температура окружающей среды (воздуха). Если эту работу затратить на приведение в действие идеального теплового насоса, отводящего тепло из окружающей среды при T_0 и передающего это тепло нагреваемому телу в процессе 34, т. е. при среднетермодинамической температуре T'' , то холодное тело получит при наличии только обратимых процессов тепло в количестве

$$Q_x^m = T''\Delta S_x^m, \quad (13)$$

¹⁾ TS—диаграмма построена условно не на 1 кг, а на полное расходное количество горячего и холодного тела.

где ΔS_x^m — приращение энтропии нагреваемого тела при сообщении ему тепла. Эту величину можно подсчитать по соотношению

$$(T' - T_0)\Delta S_2 = (T'' - T_0)\Delta S_x^m. \quad (14)$$

Переданное в действительности холодному телу тепло

$$Q_x = T''\Delta S_x \quad (15)$$

меньше Q_x^m , которое оно может получить в результате обратимых процессов в теплообменнике. Назовем

$$\varepsilon_3 = \frac{Q_x}{Q_x^m} \quad (16)$$

энергетическим коэффициентом удержания тепла. Используя соотношения (1), (10), (11), (12), (13) и (14), можно получить:

$$\varepsilon_3 = \varepsilon \frac{1 - \frac{T_0}{T''}}{1 - \frac{T_0}{T'}} \quad (17)$$

и

$$\varepsilon_3 = \frac{\varepsilon Q_2 - T_0 \Delta S_x}{Q_2 - T_0 \Delta S_2} \quad (18)$$

или

$$\varepsilon_3 = \frac{Q_x - T_0 \Delta S_x}{Q_2 - T_0 \Delta S_2}. \quad (18')$$

Из соотношения (16) следует, что энергетический коэффициент удержания тепла ε_3 представляет собою отношение тепла, переданного холодному телу, к предельному количеству тепла, которое можно передать холодному телу в том же температурном интервале нагрева $T_3 - T_4$ и том же отводе тепла от горячего тела Q_2 в совершенном теплообменнике без потерь. Так как $T' > T''$, то, как это очевидно из соотношения (17), $\varepsilon_3 < \varepsilon$. Даже в предельном случае отсутствия потерь во внешнюю среду ($\varepsilon = 1$) энергетический коэффициент удержания тепла меньше единицы, что характеризует потерю от необратимости реального процесса теплообмена.

С другой стороны, из соотношения (18') следует, что энергетический коэффициент удержания тепла может также рассматриваться, как отношение работоспособностей холодного и горячего тела теплообменника. Следовательно, величина энергетического коэффициента удержания тепла может применяться для оценки степени совершенства теплообменника. Величина ε_3 , как и величине ε , рассчитана по отношению к теплу Q_2 , фактически отводимому от горячей жидкости. Поэтому ее следует применять для оценки степени совершенства теплообменника при условии, что фиксированы температура горячей жидкости на входе и количество тепла, которое может быть воспринято холодной жидкостью.

При оценке степени совершенства теплообменника по отношению к располагаемому теплу Q_p надо ввести понятие энергетического коэффициента полезного действия теплообменника. На рис. 3 нанесены процессы отвода тепла от горячего тела 1—2 до конечной температуры T_1'' и процесс охлаждения его 1—2_{пр} до предельной температуры $T_1''^p$ а также процесс нагрева холодной жидкости 3—4 при среднетермодинамической температуре T' . Среднетермодинамическую температуру отвода тепла от

горячей жидкости при охлаждении до предельной температуры T_1^{np} обозначим через

$$T'_p = \frac{Q_p}{\Delta S_x^{np}}, \quad (19)$$

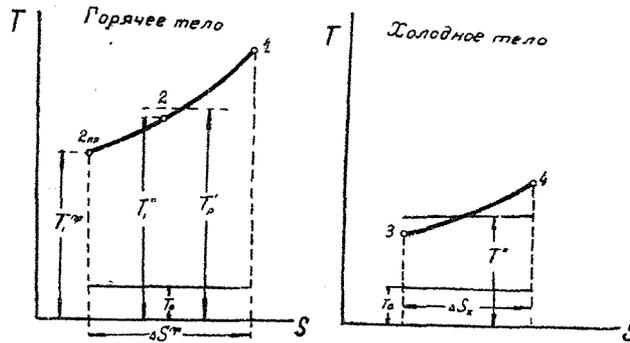


Рис. 3.

где ΔS_x^{np} — изменения энтропии горячего тела в этом процессе. Отвод располагаемого тепла Q_p от горячего тела и подвод его к холодному телу обратимыми процессами может дать сообщение тепла

$$Q_x^{np} = T'' \Delta S_x^{np}, \quad (20)$$

где ΔS_x^{np} — увеличение энтропии холодного тела при подводе к нему тепла, которое определяется из соотношения

$$(T' - T_0) \Delta S_x^{np} = (T'' - T_0) \Delta S_x^{np} \quad (21)$$

аналогичного (14). Величина

$$\eta_{\text{э}} = \frac{Q_x}{Q_x^{np}} \quad (22)$$

является энергетическим коэффициентом полезного действия теплообменника. Вычисления, аналогичные тем, которые были произведены при расчете $\varepsilon_{\text{э}}$, дают:

$$\eta_{\text{э}} = \eta \frac{1 - \frac{T_0}{T''}}{1 - \frac{T_0}{T'}} \quad (23)$$

и

$$\eta_{\text{э}} = \frac{\eta Q_p - T_0 \Delta S_x}{Q_p - T_0 \Delta S_x} \quad (24)$$

или

$$\eta_{\text{э}} = \frac{Q_x - T_0 \Delta S_x}{Q_p - T_0 \Delta S_x}. \quad (24')$$

Согласно (22) энергетический к.п.д. теплообменника представляет собою отношение тепла, переданного холодной жидкости, к предельному количеству тепла, которое может получить холодная жидкость при отводе от горячей жидкости всего располагаемого тепла в совершенном теплообменнике без потерь исключительно равновесными процессами. С другой стороны, по соотношению (24') очевидно, что $\eta_{\text{э}}$ также может рассмат-

риваться, как отношение работоспособностей тепла, сообщаемого холодному телу, и работоспособности располагаемого тепла горячего тела.

3.

Из предложенных методов для оценки степени совершенства теплообменников мы рассмотрим:

1. Метод И. Эльперина [3]. Для оценки степени совершенства теплообменника он предлагает пользоваться энтропийным к.п.д. теплообменника, который вычисляется по соотношению

$$\eta_{\text{энтр}} = \frac{|\Delta S_2|}{\Delta S_x} \quad (25)$$

В качестве обоснования приводится утверждение, сущность которого сводится к следующему. В теплообменном аппарате, представляющем собою замкнутую систему, тепло может переходить от более нагретого к более холодному теплоносителю. Если эти процессы будут происходить обратимо, то абсолютное изменение энтропии горячего теплоносителя будет равно величине изменения энтропии холодного теплоносителя, а степень совершенства по (25) будет равна единице. При необратимых процессах в системе теплоносителя $\Delta S_x > |\Delta S_2|$, следовательно, $\eta_{\text{энтр}} < 1$.

Нетрудно, однако, видеть, что эти соображения являются неправильными. Задачей теплообменника является отвод тепла от горячего тела и передача тепла холодному телу при определенных параметрах теплоносителей. Чем больше тепла будет передано холодному телу при том же отводе тепла от горячего тела, тем, естественно, надо считать теплообменник более совершенным. Но рост количества тепла, передаваемого холодному теплоносителю, при том же отводе тепла от горячего теплоносителя в указанных условиях, повлечет за собою увеличение ΔS_x , т. е. уменьшение $\eta_{\text{энтр}}$, хотя с термодинамических позиций работа теплообменника улучшилась.

Сущность ошибки И. Эльперина заключается в том, что в теплообменнике, в котором находится два тела с различными температурами, вообщем невозможно осуществить обратимую передачу тепла между этими телами, т. е. нельзя получить $\eta_{\text{энтр}} = 1$. Далее, теплообменник не может рассматриваться в действительности как изолированная система. При значительных потерях тепла в окружающую среду нагреваемому телу может быть передано мало тепла, ΔS_x окажется малой величиной, а $\eta_{\text{энтр}}$ окажется больше единицы. Действительно, из (25) с учетом (1), (10) и (11) можно получить

$$\eta_{\text{энтр}} = \frac{1}{\varepsilon} \frac{T''}{T^1} \quad (26)$$

Из этого соотношения следует, что чем больше потери теплообменника в окружающую среду, тем выше его энтропийный к.п.д. Ясно, что это заключение неправильно по существу. Следовательно, понятие энтропийного к.п.д. не следует применять для оценки степени совершенства теплообменника.

2. Профессор Л. Мелентьев [4], рассматривая вопрос об оценке степени совершенства теплообменника, включенного в цикл паросиловой установки, дает для его вычисления формулу, которую принципиально можно записать так:

$$\eta_{\text{А(общее)}} = \frac{Q_x}{Q_2 + \Delta Q_2} \quad (27)$$

1) Формула (25) написана в наших обозначениях.

2) Приняты наши обозначения.

где ΔQ_2 представляет собою дополнительный расход тепла в цикле, связанный с потерей превратимой энергии (недоиспользование перепада давления в турбине), определяемый по разнице расходов тепла конденсационного и теплофикационного циклов; при этом предполагается, что потери превратимой энергии теплофикационного цикла восполняются дополнительным производством энергии в конденсационном цикле.

Прежде всего необходимо отметить, что приведенное нами соотношение для энергетического коэффициента удержания тепла (16) может быть приведено к виду, аналогичному (27). Действительно, из (10), (13) и (14) имеем:

$$Q_x^m = Q_x \frac{1 - \frac{T_0}{T'}}{1 - \frac{T_0}{T''}} \quad (28)$$

Подставляя эту величину в (16), получим после преобразований

$$\varepsilon_3 = \frac{Q_x}{Q_2 + Q_2 \frac{\frac{1}{T''} - \frac{1}{T'}}{\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T''}}} \quad (29)$$

Добавочный член в знаменателе этого соотношения представляет собою добавочный расход тепла в горячем теплоносителе, который необходимо затратить в теплообменнике, чтобы передать холодной жидкости тепло Q_x^m вместо Q_x , которое передается в действительности. Это добавочная затрата тепла обусловлена потерей превратимой энергии, т. е. является следствием необратимости процессов в теплообменнике.

Но в то же время надо считать соотношение (29), а следовательно, и соотношение (16) принципиально более правильным, чем соотношение (27) проф. Л. Мелентьева. Величина второго слагаемого в соотношении (27) зависит, например, от значения начальных параметров пара, поступающего в двигатель. Один и тот же теплообменник, в который поступает определенное количество греющего пара и нагреваемой воды с одними и теми же параметрами, будет иметь различную степень совершенства по (27), если он работает в установках с различными начальными параметрами пара. Но степень совершенства теплообменника не может зависеть от таких величин, которые не имеют отношения к его работе. Поэтому оценка степени совершенства теплообменника по энергетическому коэффициенту удержания тепла или по энергетическому к.п.д. является наиболее приемлемой.

ЦИТИРОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА.

1. Кирпичев М. Энергетический баланс тепловых установок. Изв. АН СССР, ОТН, № 12, 1949.
2. Фукс Г. Среднетермодинамическая температура. Изв. Томск. политехн. института, т. 63, 1945.
3. Эльперин З. Энтропийный коэффициент полезного действия теплообменного аппарата. Сборник научных работ Белорусского государственного политехнического института, вып. 2, 1952.
4. Мелентьев Л. Теплофикация, ч. 2, АН СССР, 1948.