

Глава 9. Общие методы анализа эффективности циклов тепловых установок

9.1. О методах анализа эффективности циклов

9.2. Методы сравнения термических КПД обратимых циклов

9.3. Метод коэффициентов полезного действия в анализе необратимых циклов

9.4. Эксергетический метод анализа эффективности тепловых установок

ОБЩИЕ МЕТОДЫ АНАЛИЗА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦИКЛОВ ТЕПЛОВЫХ УСТАНОВОК

к оглавлению Главы 9

9.1. О методах анализа эффективности циклов

Общие принципы построения циклов тепловых двигателей и некоторые общие закономерности для этих циклов были сформулированы в гл. 3.

Располагая закономерностями различных термодинамических процессов, мы можем приступить к подробному рассмотрению циклов и принципиальных схем реальных тепловых установок. Условимся в дальнейшем тепловые установки, в которых осуществляется прямой цикл (т.е. цикл, в котором производится работа, отдаваемая внешнему потребителю), называть теплосиловыми установками, а установки, работающие по обратному циклу (т.е. циклу, для осуществления которого затрачивается работа, подводимая извне), — холодильными установками.

Циклы теплосиловых установок обычно подразделяют на три основные группы: газовые; паровые; прямого преобразования теплоты в электроэнергию.

Эти группы циклов подробно рассмотрены в гл. 10—12.

Такая классификация циклов определяется следующими причинами. Общим для всех теплосиловых газовых циклов является то, что в течение всего цикла рабочее тело находится в одном и том же агрегатном состоянии — в виде газа. При этом рабочее тело находится в состоянии, далеком от линии насыщения, и благодаря сравнительно невысоким давлениям в сочетании с весьма высокими (по сравнению с критической) температурами его можно с точностью, вполне достаточной для качественного анализа, рассматривать как идеальный газ.

Отличительной чертой второй большой группы циклов теплосиловых установок (паровых циклов) является использование таких рабочих тел, агрегатное состояние которых в цикле меняется: в одной части цикла рабочее тело находится в жидком состоянии, в другой части — в виде двухфазной смеси (влажного пара), в третьей — в виде перегретого пара. Обычно перегретый пар находится в состояниях, настолько близких к области насыщения, что к нему не применимы законы идеального газа.

Третья группа объединяет стоящие несколько особняком от первых двух групп циклы теплосиловых установок, в которых осуществляется так называемое *прямое преобразование теплоты в электроэнергию*.

Методы оценки эффективности циклов холодильных установок в принципе те же, что и теплосиловых установок. В этой главе рассматриваются методы анализа циклов теплосиловых установок; особенности оценки эффективности циклов холодильных установок анализируются в гл. 12.

Для оценки эффективности теплосиловой установки следует ответить на две основные группы вопросов:

- 1) Насколько велик КПД обратимого цикла теплосиловой установки, от каких факторов он зависит и что следует предпринять для его увеличения?
- 2) Насколько велики необратимые потери в реальном цикле установки, как распределяются эти потери по отдельным элементам цикла и, следовательно, на усовершенствование какой части цикла теплосиловой установки надо обратить внимание с целью уменьшения степени необратимости цикла (и, следовательно, увеличения КПД цикла)?

В соответствии с этим в дальнейшем анализ циклов теплосиловых и холодильных установок будет проводиться, как правило, в два этапа — вначале анализ обратимого цикла, а затем — реального цикла с учетом основных источников необратимости.

Условимся в дальнейшем термин «термический КПД» (η_T) употреблять только для обозначения КПД обратимого цикла, а КПД реального необратимого цикла будем называть внутренним КПД цикла $\eta_i^{\text{н}}$.

Термин «внутренний» показывает, что речь идет о КПД собственно цикла: этот КПД характеризует степень совершенства процессов, совершаемых рабочим телом, но не отражает степени совершенства тех или иных узлов установки (они характеризуются так называемыми эффективными КПД, понятие о которых вводится в дальнейшем).

В соответствии с этим

$$\eta_T = \frac{l_{\text{ц}}^{\text{обр}}}{q_1} = \frac{q_1 - q_2^{\text{обр}}}{q_1} = 1 - \frac{q_2^{\text{обр}}}{q_1}; \quad (9.1)$$

$$\eta_i^{\text{н}} = \frac{l_{\text{ц}}^{\text{действ}}}{q_1} = \frac{q_1 - q_2^{\text{действ}}}{q_1} = 1 - \frac{q_2^{\text{действ}}}{q_1}, \quad (9.2)$$

где индексы «обр» и «действ» относятся соответственно к обратимому и реальному необратимому (действительному) циклам.

Степень совершенства обратимых циклов полностью характеризуется термическим КПД в сравнении с термическим КПД цикла Карно, осуществляемого в том же интервале температур. Некоторые наиболее употребительные методы анализа таких циклов описаны в следующем параграфе. Эффективность реальных циклов можно оценивать по значению внутреннего КПД, определяемого соотношением (9.2). Однако сама по себе величина $\eta_i^{\text{н}}$ еще не говорит о том, какова степень необратимости цикла. Поэтому при анализе реальных необратимых циклов часто используется понятие об относительном КПД цикла, определяемом следующим образом. Уравнение (9.2) для внутреннего КПД $\eta_i^{\text{н}} = \frac{l_{\text{ц}}^{\text{действ}}}{q_1}$

может быть записано в виде:

может быть записано в виде:

$$\eta_i^{\text{н}} = \frac{l_{\text{ц}}^{\text{действ}}}{l_{\text{ц}}^{\text{обр}}} \frac{l_{\text{ц}}^{\text{обр}}}{q_1};$$

обозначая

$$\eta_{oi}^{\text{н}} = \frac{l_{\text{ц}}^{\text{действ}}}{l_{\text{ц}}^{\text{обр}}} \quad (9.3)$$

и учитывая (9.1), получаем:

$$\eta_i^{\text{н}} = \eta_{oi}^{\text{н}} \eta_T. \quad (9.4)$$

Величина $\eta_{oi}^{\text{н}}$ носит название внутреннего относительного КПД цикла. Она показывает, насколько действительный цикл менее совершенен, чем обратимый цикл (т.е. какую долю η_T составляет внутренний КПД действительного цикла)¹⁾.

¹⁾ Для того чтобы подчеркнуть отличие η_i от η_{oi} , величину η_i иногда называют также внутренним абсолютным КПД цикла.

Помимо необратимых потерь, имеющих место в процессах, осуществляемых собственно рабочим телом в цикле (эти потери учитываются внутренним относительным КПД цикла η_{oi}^n), работа реальной теплосилового установки сопряжена с потерями, обусловленными необратимостью тепловых, механических и электрических процессов в отдельных элементах всей теплосилового установки. К ним относятся потери на трение в подшипниках турбины или при движении поршня в цилиндре, потери теплоты в паропроводах, электрические потери в электрогенераторе и т.д. С учетом этого эффективность теплосилового установки в целом характеризуется так называемым эффективным КПД $\eta_e^{уст}$, представляющим собой отношение работы, отданной теплосилового установкой внешнему потребителю, к количеству теплоты, подведенной к установке (вследствие неизбежных потерь теплоты обычно только часть ее воспринимается рабочим телом).

Другой путь оценки эффективности теплосилового установки использует введенное в гл. 3 понятие эксергии (работоспособности) системы. Подсчитывая потерю эксергии системы в каждом из основных элементов установки, можно оценить каждую из составных частей потери эксергии в целом для всей системы «горячий источник — теплосилового установка — холодный источник» и на этой основе найти КПД. Эксергетический метод анализа тепловых установок подробно рассмотрен ниже.

Количественно (с позиций первого закона термодинамики) результаты анализа эффективности реальных необратимых циклов не зависят от того, каким из названных способов они выполняются. Однако, как будет видно из дальнейшего, метод, основанный на подсчете потерь эксергии, позволяет провести важный качественный анализ, во многих случаях выяснить основные источники необратимости в цикле.

к оглавлению Главы 9

9.2. Методы сравнения термических КПД обратимых циклов

Как уже отмечалось выше, степень совершенства произвольного обратимого цикла определяется тем, насколько термический КПД этого цикла близок к термическому КПД обратимого цикла Карно, осуществляемого между крайними температурами рассматриваемого цикла. Сравнение величин $\eta_T^{o.ц.К.}$ (КПД обратимого цикла Карно) и $\eta_T^{o.ц.п.}$ (КПД произвольного обратимого цикла) можно провести, вычислив значения этих КПД. Однако такой способ не всегда удобен для сравнения, ибо в ряде случаев расчет q_1 и q_2 сопряжен с громоздкими вычислениями. Поэтому для сравнительного анализа обычно применяется один из двух следующих способов.

Первый способ заключается в использовании коэффициента заполнения цикла, который представляет собой отношение площади данного цикла в T, s -диаграмме (заштрихована в клетку на рис. 9.1, а) к площади соответствующего (т.е. осуществляемого в том же интервале температур и энтропий) цикла Карно (площадь 1-2-3-4-1 на рис. 9.1, а). Из двух циклов, осуществляемых в одном и том же интервале температур, большее значение η_T имеет тот, у которого выше коэффициент заполнения.

Второй способ основан на понятиях средних температур подвода и отвода теплоты в цикле.

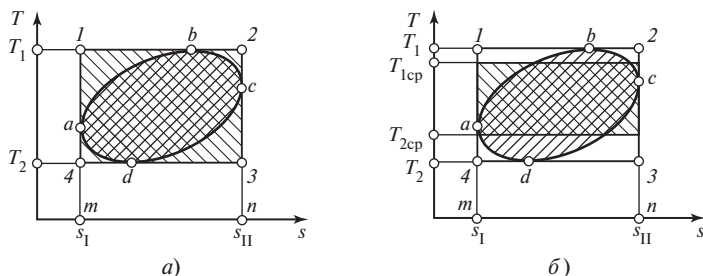


Рис. 9.1

Рассмотрим произвольный обратимый цикл, изображенный на рис. 9.1, б. Теплота, подводимая к рабочему телу в этом цикле (q_1), изображается площадью $abcnm$; величина q_1 определяется соотношением

$$q_1 = \int_{(abc)} T ds . \tag{9.5}$$

Отводимая теплота q_2 изображается площадью $madcnm$; величина q_2 определяется соотношением

$$q_2 = \int_{(adc)} T ds . \tag{9.6}$$

Введем понятие о *средних температурах* подвода и отвода теплоты в цикле. Будем определять среднюю температуру подвода теплоты соотношением

$$T_{1cp} = \int_{(abc)} \frac{T ds}{s_{II} - s_I} , \tag{9.7}$$

среднюю температуру отвода теплоты — соотношением

$$T_{2cp} = \int_{(adc)} \frac{T ds}{s_{II} - s_I} . \tag{9.8}$$

Из этих определений очевидно, что средняя температура подвода (отвода) теплоты — это температура такого изотермического процесса, для которого подвод (отвод) теплоты q_1 (q_2) приводит к такому же изменению энтропии, что и в действительном процессе. В самом деле, из (9.5) и (9.7) следует, что

$$q_1 = T_{1cp}(s_{II} - s_I), \tag{9.9}$$

а из (9.6) и (9.8) — что

$$q_2 = T_{2cp}(s_{II} - s_I). \tag{9.10}$$

Подставляя эти выражения в (3.13), получаем следующее соотношение для термического КПД рассматриваемого произвольного обратимого цикла:

$$\eta_T = \frac{T_{1cp} - T_{2cp}}{T_{1cp}} . \tag{9.11}$$

Таким образом, термический КПД произвольного обратимого цикла, осуществляемого в интервале температур от T_1 до T_2 , равен термическому КПД обратимого цикла Карно, осуществляемого в более узком интервале температур — от T_{1cp} до T_{2cp} (см. рис. 9.1, б).

Чем выше средняя температура подвода теплоты T_{1cp} и чем ниже средняя температура отвода теплоты T_{2cp} , тем выше термический КПД цикла.

Вычисление интегралов в уравнениях (9.7) и (9.8) производится методами численного или графического интегрирования. В этой связи температуры T_{1cp} и T_{2cp} иногда называют среднепланиметрическими.

Повышение средней температуры подвода теплоты и понижение средней температуры отвода теплоты эквивалентны увеличению коэффициента заполнения цикла.

В дальнейшем при анализе обратимых циклов будут использованы оба эти метода.

к оглавлению Главы 9

9.3. Метод коэффициентов полезного действия в анализе необратимых циклов

Как показано в § 9.1, внутренний КПД реального необратимого цикла может быть выражен в виде $\eta_i^u = \eta_{oi}^u \eta_T$, где η_T — термический КПД обратимого цикла, а η_{oi} — внутренний относительный КПД реального цикла.

Обязательным элементом каждой теплосиловой установки являются: устройство, в котором производится работа при расширении рабочего тела (в турбоустановках — турбина, в двигателях внутреннего сгорания — цилиндр с поршнем в такте расширения, в реактивных двигателях — сопло и т.д.) и устройство, в котором за счет подвода работы извне осуществляется сжатие рабочего тела (компрессор, диффузор, насос, цилиндр двигателя внутреннего сгорания в такте сжатия и т.д.).

Как отмечалось ранее, реальные процессы сжатия и расширения газа или жидкости всегда сопровождаются необратимыми потерями. Так, в гл. 8 показано, что при адиабатном течении с трением в кинетическую энергию потока (а следовательно, затем и в работу) преобразуется только часть располагаемой разности энтальпий: если располагаемая разность энтальпий равна $h_1 - h_2$, то в работу превращается $h_1 - h_{2д}$, причем $h_{2д} > h_2$. Разность же $h_{2д} - h_2$ необратимо превращается в теплоту трения. Поэтому внутренний относительный КПД двигателя равен:

$$\eta_{oi}^{расш} = l_{расш}^{действ} / l_{расш}^{теор}, \quad (9.12)$$

где $l_{расш}^{действ}$ и $l_{расш}^{теор}$ — действительная и теоретическая работа расширения.

Аналогичным образом в устройствах, с помощью которых осуществляется сжатие рабочего тела, работа, подводимая к этому устройству (компрессор, диффузор, насос) от внешнего источника (обозначим ее $l_{сж}^{действ}$), вследствие наличия необратимых потерь всегда будет больше работы, которая была бы затрачена на сжатие при отсутствии этих потерь (эту теоретическую работу сжатия обозначим $l_{сж}^{теор}$)¹⁾.

¹⁾ Разность $l_{сж}^{действ} - l_{сж}^{теор}$ превращается в теплоту трения.

Отношение этих величин, характеризующее степень необратимости процесса в аппарате, сжимающем рабочее тело, будем называть внутренним относительным КПД этого аппарата:

$$\eta_{oi}^{сж} = \frac{l_{сж}^{теор}}{l_{сж}^{действ}}. \quad (9.13)$$

Внутренние относительные КПД машин и аппаратов определяются экспериментально.

Поскольку работа цикла $l_{ц}$ равна разности работы, производимой в процессе расширения, $l_{расш}$ и работы, подводимой к аппарату, в котором осуществляется сжатие рабочего тела, $l_{сж}$, работа, производимая в обратимом цикле, может быть выражена уравнением

$$l_{ц}^{обр} = l_{расш}^{теор} - l_{сж}^{теор}, \quad (9.14)$$

а работа, производимая в реальном необратимом цикле, — уравнением

$$l_{ц}^{действ} = l_{расш}^{действ} - l_{сж}^{действ}, \quad (9.15)$$

или с учетом (9.12) и (9.13)

$$l_{ц}^{действ} = l_{расш}^{теор} \eta_{oi}^{расш} - \frac{l_{сж}^{теор}}{\eta_{oi}^{сж}}. \quad (9.16)$$

В соответствии с (9.3) соотношение для внутреннего относительного КПД цикла запишется в виде

$$\eta_{oi}^{ц} = \frac{l_{расш}^{теор} \eta_{oi}^{расш} - \frac{l_{сж}^{теор}}{\eta_{oi}^{сж}}}{l_{расш}^{теор} - l_{сж}^{теор}}. \quad (9.17)$$

Если работой $l_{сж}$, затрачиваемой на привод аппарата, осуществляющего сжатие рабочего тела, можно пренебречь по сравнению с работой $l_{расш}$, производимой при расширении рабочего тела в машине (как будет показано в § 11.2, это иногда допустимо для теплосиловых паровых циклов), то из (9.17) следует:

$$\eta_{oi}^{ц} = \eta_{oi}^{расш}. \quad (9.18)$$

Внутренний КПД цикла $\eta_i^{ц}$ определяется уравнением (9.4), которое в сочетании с (9.17) дает следующее соотношение для $\eta_i^{ц}$:

$$\eta_i^{ц} = \frac{l_{расш}^{теор} \eta_{oi}^{расш} - \frac{l_{сж}^{теор}}{\eta_{oi}^{сж}}}{q_1}. \quad (9.19)$$

Однако, как уже отмечалось, внутренний абсолютный КПД реального цикла еще не полностью характеризует эффективность теплосилового установившегося цикла. Работа, произведенная в цикле, не равна работе, переданной внешнему потребителю; часть произведенной работы необратимо расходуется в виде механических, тепловых и электрических потерь агрегатов. Потери в каждом из этих элементов установки (механические потери в машине, электрические и механические потери в электрогенераторе, тепловые потери в камере сгорания и трубопроводах и т.д.) характеризуются так называемым эффективным КПД этого элемента η_e . Перемножив между собой все эти эффективные коэффициенты полезного дей-

ствия отдельных элементов установки и внутренний абсолютный КПД цикла, получим эффективный абсолютный КПД теплосиловой установки в целом:

$$\eta_e^{уст} = \eta_T \eta_{oi} \prod_{j=1}^n \eta_{e(j)} ; \quad (9.20)$$

здесь $\prod_{j=1}^n \eta_{e(j)}$ — произведение эффективных КПД, характеризующих необратимые потери во всех n элементах установки.

Пример расчета эффективного КПД теплосиловой установки на основе η_i^n и КПД отдельных элементов установки для паротурбинной энергетической установки приведен ниже, в § 11.3.

Эффективный КПД теплосиловой установки $\eta_e^{уст}$ показывает, какая доля теплоты q_1 , введенной в установку (например, выделяющейся при сгорании топлива или подведенной от какого-либо другого источника), превращена в работу, отданную внешнему потребителю:

$$l_{полезн} = \eta_e^{уст} q_1 . \quad (9.21)$$

Понятие работы, отданной внешнему потребителю, в каждом конкретном случае может иметь различный смысл; так, для теплосиловой энергетической установки — это электроэнергия, отданная в энергосистему, для поршневого автомобильного двигателя — работа, переданная на вал автомашины, и т.д. Очевидно, что величина

$$\Delta q = (1 - \eta_e^{уст}) q_1 \quad (9.22)$$

представляет собой долю теплоты q_1 , не превращенную в работу. Величина Δq включает в себя как теплоту q_2 , передаваемую холодному источнику, так и потери теплоты $\Delta q_{пот}$, обусловленные необратимостью процессов в отдельных элементах установки, потерями теплоты в окружающую среду и т.д. Нетрудно найти значение $\Delta q_{пот}$; очевидно, что

$$\Delta q_{пот} = l_{ц}^{обр} - l_{полезн} , \quad (9.23)$$

где $l_{ц}^{обр}$ — работа, производимая в обратимом цикле, а $l_{полезн}$ — работа, в действительности производимая реальной установкой. С учетом (9.1) и (9.21) получаем:

$$\Delta q_{пот} = (\eta_T - \eta_e^{уст}) q_1 . \quad (9.24)$$

С точки зрения термодинамического совершенства следует всячески стремиться к повышению абсолютного эффективного КПД установки. Нужно, однако, подчеркнуть, что это положение не всегда следует понимать слишком буквально. Дело в том, что с точки зрения экономики повышение КПД обусловлено стремлением к экономии топлива (как источника теплоты q_1 , подводимой в цикле). Однако иногда (это будет показано, например, в гл. 10) осуществление мероприятий, направленных на увеличение термического КПД цикла (а следовательно, и абсолютного эффективного КПД установки), сопряжено со значительным усложнением и, значит, удорожанием установки. Таким образом, экономия средств, обусловленная экономией топлива, будет сопряжена с увеличением расходов на сооружение установки. Очевидно, что ответ на вопрос о целесообразности сооружения установки, имеющей более высокий КПД, но требующей вместе с тем больших капитальных затрат, может быть получен только в результате технико-экономического анализа, выходящего за рамки термодинамики.

9.4. Эксергетический метод анализа эффективности тепловых установок

В § 3.10 было введено понятие о максимальной полезной работе (эксергии) изолированной системы, состоящей из источника работы и окружающей среды [уравнение (3.194)]:

$$E_V = (U - U_0) - T_0(S - S_0) - p_0(V_0 - V);$$

здесь U , S и V — соответственно внутренняя энергия, энтропия и объем источника работы, причем величины без индекса относятся к начальному (неравновесному) состоянию этой системы, а величины с индексом 0 — к конечному (равновесному) состоянию системы; p_0 и T_0 — давление и температура среды (они равны давлению и температуре источника работы в состоянии 0, когда источник работы приходит в термодинамическое равновесие со средой). Давление источника работы в начальном, неравновесном со средой состоянии обозначено p .

Это определение применимо для любых изолированных термодинамических систем.

Поскольку в большинстве теплосиловых и холодильных установок приходится иметь дело с непрерывным потоком рабочего тела (вода и ее пар в паротурбинных установках, воздух и продукты сгорания в газотурбинных установках и реактивных двигателях, хладагенты в холодильных установках), для удобства анализа этих установок представляется целесообразным оперировать понятием эксергии системы для случая, когда процессы в этой системе совершаются в потоке.

Итак, рассмотрим неизолированную систему, состоящую из источника работы, представляющего собой поток рабочего тела с давлением p_1 и температурой T_1 , и окружающей среды (ее параметры p_0 и T_0). Подсчитаем максимальную полезную работу (т.е. работоспособность) источника работы в такой системе в расчете на единицу массы рабочего тела. При выводе мы используем путь, отличный от того, который был избран в § 3.10 при выводе уравнения (3.193)¹⁾.

В § 3.10 было показано, что максимальная полезная работа производится системой, в которой отсутствует равновесие, в том случае, если процессы, ведущие к установлению равновесия, осуществляются обратимо. Если источник работы имеет температуру T_1 и давление p_1 , а среда — T_0 и p_0 (T, s -диаграмма на рис. 9.2), то этот источник работы может быть

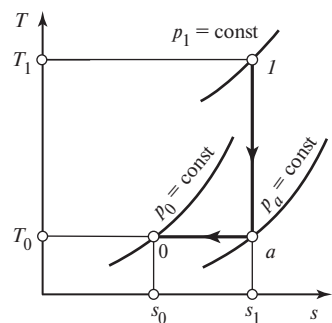


Рис. 9.2

обратимо переведен в состояние равновесия с окружающей средой, например, следующим путем. Вначале осуществляется обратимый адиабатный процесс, в результате которого температура источника работы снижается от T_1 до T_0 , а давление — от p_1 до p_a ; затем осуществляется изотермический процесс, в котором за счет теплообмена со средой источник работы достигает давления p_0 (этот изотермический процесс обратим, поскольку температуры источника работы и среды в этом процессе одинаковы и равны T_0 и, следовательно, процесс теплообмена происходит при бесконечно малой разности температур, т.е. обратим). Любой другой

¹⁾ Этот метод вывода мог быть применен и для получения уравнения (3.193).

процесс (или комбинация процессов) между состояниями 1 и 0 был бы необратим. В самом деле, любой другой процесс связан с отводом теплоты от источника работы, но, поскольку исходная температура источника работы T_1 отлична от температуры окружающей среды T_0 , такой отвод теплоты будет необратимым.

Работа, совершаемая потоком в обратимом адиабатном процессе $1-a$, равна:

$$l_{1-a}^{\text{обр}} = h_1 - h_a. \quad (9.25)$$

Напомним, что эта разность энтальпий превращается в кинетическую энергию потока, которая затем легко может быть превращена в различные виды работы; в соответствии с уравнением первого закона термодинамики (2.77) для потока

$$q_{1-a} = (h_a - h_1) + \frac{w_a^2 - w_1^2}{2}$$

в адиабатном процессе ($q = 0$)

$$l_{1-a}^{\text{обр}} = \frac{w_a^2 - w_1^2}{2} = h_1 - h_a. \quad (9.26)$$

Работа, совершаемая потоком в обратимом изотермическом процессе $a-0$, определяется следующим соотношением, которое вытекает из уравнения (2.77):

$$l_{a-0}^{\text{обр}} = (h_a - h_0) + q_{a-0}, \quad (9.27)$$

где q_{a-0} — теплота, отводимая от источника работы (потока) в этом изотермическом процессе. В соответствии с уравнением (7.23)

$$q_{a-0} = T_0(s_0 - s_a)$$

и, следовательно,

$$l_{a-0}^{\text{обр}} = (h_a - h_0) + T_0(s_0 - s_a). \quad (9.28)$$

Работа, совершаемая потоком в результате обратимого перехода из состояния 1 в состояние 0 , равна сумме работ в обратимых процессах $1-a$ и $a-0$:

$$l_{1-0}^{\text{обр}} = l_{1-a}^{\text{обр}} + l_{a-0}^{\text{обр}}, \quad (9.29)$$

отсюда с учетом (9.25) и (9.27), имея в виду, что $s_1 = s_a$, получаем:

$$l_{1-0}^{\text{обр}} = (h_1 - h_a) + (h_a - h_0) + T_0(s_0 - s_1). \quad (9.30)$$

Поскольку работа процесса обратимого изменения состояния источника работы представляет собой максимальную полезную работу (работоспособность) потока, можно записать¹⁾:

$$l_{\text{полезн}}^{\text{макс}} = (h_1 - h_0) + T_0(s_0 - s_1). \quad (9.30a)$$

¹⁾ Если в уравнение (9.29) значения $l_{1-2}^{\text{обр}}$ и $l_{a-0}^{\text{обр}}$ подставить не из уравнений (9.25) и (9.28), справедливых только для потока, а из уравнений для полезной работы системы в общем случае (т.е. работы, совершаемой системой, за вычетом работы, расходуемой на вытеснение окружающей среды), то, поскольку для обратимого адиабатного процесса $1-a$ из первого закона термодинамики следует, что

$$l_{\text{полезн } 1-a}^{\text{обр}} = (u_1 - u_a) - p_0(V_a - V_1)$$

и соответственно для обратимого изотермического процесса $a-0$

$$l_{\text{полезн } a-0}^{\text{обр}} = (u_a - u_0) + T(s_a - s_0) - p_0(V_0 - V_a),$$

мы получим уравнение (3.193) для единицы массы.

Удельную работоспособность потока называют его эксергией. Эксергию потока (для единицы массы) обозначают e :

$$e = (h - h_0) + T_0(s_0 - s). \quad (9.30б)$$

Из этого уравнения следует, что эксергия потока однозначно определена, если заданы параметры этого потока (p и T) и параметры среды (p_0 и T_0).

Понятие эксергии потока оказывается весьма удобным для анализа степени термодинамического совершенства того или иного теплового аппарата или установки в целом. В самом деле, рассмотрим какой-либо тепловой аппарат (например, турбину), в который входит поток рабочего тела с параметрами p_1 и T_1 ; из аппарата этот поток рабочего тела выходит, имея параметры p_2 и T_2 ; внутри аппарата этот поток произвел полезную работу $l_{\text{полезн}}$. Если процесс внутри аппарата необратим, то, следовательно, в аппарате имеет место потеря эксергии D потока. Эта потеря эксергии в расчете на единицу массы (обозначим ее d), очевидно, равна:

$$d = (e_1 - e_2) - l_{\text{полезн}} \quad (9.31)$$

Если эксергия потока на входе в аппарат равна e_1 , а на выходе из аппарата e_2 , то разность величин $e_1 - e_2$ расходуется на совершение полезной работы $l_{\text{полезн}}$ и на потери, обусловленные необратимостью. Если бы процессы в этом аппарате были обратимы, то потеря работоспособности отсутствовала бы ($d = 0$) и в этом случае поток совершил бы максимально полезную работу

$$l_{\text{полезн } 1-2}^{\text{макс}} = e_1 - e_2 \quad (9.32)$$

В самом деле, например, если в адиабатном потоке эксергия между двумя сечениями потока (индексы 1 и 2) снижается на $\Delta e = e_1 - e_2$, то отсюда с учетом (9.30б) получаем:

$$e_1 - e_2 = (h_1 - h_2) + T_0(s_2 - s_1).$$

Если этот адиабатный процесс течения обратим, то $s_1 = s_2$ и в соответствии с уравнением (9.25)

$$e_1 - e_2 = l_{1-2}^{\text{обр}},$$

т.е.

$$e_1 - e_2 = l_{\text{полезн}}^{\text{макс}};$$

если же процесс идет с увеличением энтропии, то обусловленная необратимостью потеря работоспособности потока

$$d = T_0(s_2 - s_1)$$

будет, очевидно, равна:

$$d = (e_1 - e_2) - l_{\text{полезн}}.$$

В этом и состоит основная идея эксергетического метода: рабочее тело входит в аппарат с эксергией e_1 и, совершив полезную работу $l_{\text{полезн}}$, выходит из аппарата с эксергией e_2 ; при этом потеря работоспособности вследствие необратимости процессов внутри аппарата определяется по уравнению (9.31).

Важно подчеркнуть, что этот метод позволяет судить о степени необратимости процессов *внутри* аппарата по *внешней* характеристике — разности эксергий на входе в аппарат и на выходе из него.

Из определения эксергии [уравнение (9.30б)] следует, что эксергия потока однозначно определяется параметрами состояния потока p и T и параметрами

состояния среды p_0 и T_0 . Следовательно, эксергию можно рассматривать как своеобразную функцию состояния неравновесной системы, состоящей из окружающей среды и источника работы в виде потока¹⁾.

Эксергия потока легко определяется с помощью h, s -диаграммы.

В h, s -диаграмме, представленной на рис. 9.3, точка I изображает состояние вещества при давлении p и температуре T , а точка 0 — состояние этого же вещества при параметрах среды (т.е. в равновесии со средой) — давлении p_0 и температуре T_0 . Следовательно, отрезок $I-B$ равен разности энтальпий $h_1 - h_0$.

Из точки 0 под углом α проведена прямая. Поскольку в соответствии с (4.42)

$$\left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_p = T, \quad (9.33)$$

то в h, s -диаграмме $\operatorname{tg} \alpha = T$. Угол α определяется из условия $\alpha = \operatorname{arctg} T_0$. Прямая, проведенная через точку 0 под этим углом, носит название прямой окружающей среды (или просто прямой среды). Из уравнения (9.33) следует, что прямая среды представляет собой касательную к изобаре $p_0 = \text{const}$ в точке, соответствующей состоянию среды. Из рис. 9.3 видно, что длина отрезка $0-B$ равна разности энтропий $(s_1 - s_0)$, а длина отрезка $A-B$ равна $(s_1 - s_0) \operatorname{tg} \alpha$, т.е. $T_0(s_1 - s_0)$. Следовательно, длина отрезка $I-A$, представляющая собой разность длин отрезков $I-B$ и $A-B$, равна $[(h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)]$, т.е. эксергии.

Таким образом, эксергия потока с параметрами p и T относительно среды с параметрами p_0 и T_0 равна в h, s -диаграмме расстоянию по вертикали между точкой, изображающей состояние этого потока, и прямой среды.

Для разных температур окружающей среды будут различными и прямые среды — они будут иметь различный наклон и будут исходить из разных точек, так как координаты нулевой точки в h, s -диаграмме, h_0 и s_0 , определяются значениями p_0 и T_0 .

Наряду с описанным способом определения эксергии используется и специальная e, s -диаграмма, принцип построения которой ясен из описанного способа определения эксергии с помощью h, s -диаграммы; e, s -диаграмма изображена на рис. 9.4. Эта диаграмма представляет собой просто косоугольную h, s -диаграмму, в которой ось энтальпии расположена под углом $90^\circ + \alpha$ к оси энтропии

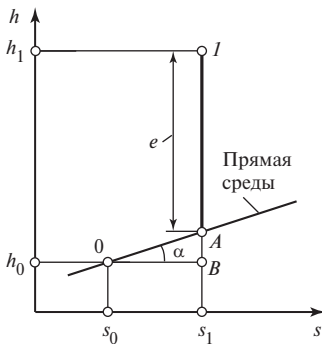


Рис. 9.3

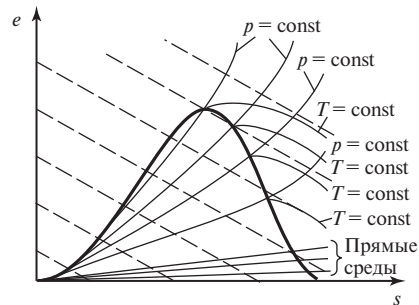


Рис. 9.4

¹⁾ Напомним, что понятие эксергии применимо не только к потоку. Ранее, § 3.10, было введено понятие эксергии замкнутого объема E_v .

(здесь $\alpha = \arctg T_0$). Следовательно, изоэнтальпы в e, s -диаграмме идут под углом $90^\circ + \alpha$ к оси абсцисс (штриховые линии на рис. 9.4). Ясно, что e, s -диаграмма строится для одного конкретного значения температуры среды T_0 . Для того чтобы иметь возможность определить с помощью e, s -диаграммы значение эксергии при других температурах среды, в диаграмме наносят прямые среды для этих температур; с этой точки зрения использование e, s -диаграммы вряд ли дает какие-либо существенные преимущества по сравнению с использованием h, s -диаграммы.

Обычно при анализе паросилового цикла давление окружающей среды выбирается равным $p_0 = 98$ кПа, а температура окружающей среды $T_0 = 0 \div 30$ °С. Поскольку для разных значений T_0 значения h_0 и s_0 воды будут различными, следовательно, прямые среды для разных температур будут исходить из разных точек 0. Практически эти точки располагаются в области воды так близко от пограничной кривой, что их можно считать лежащими на левой пограничной кривой. В e, s -диаграмме воды низшее значение T_0 (при котором прямая среды совпадает с осью абсцисс) принимается равным 0 °С.

Так определяется эксергия потока рабочего тела.

По аналогии с эксергией потока рабочего тела вводится, как уже указывалось в § 3.10, понятие об эксергии теплоты. Эксергия потока теплоты q , отдаваемой телом с температурой T , определяется в соответствии с (3.196) следующим образом:

$$e_q = q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right), \quad (9.34)$$

где T_0 — температура окружающей среды.

Если в тепловой аппарат, производящий полезную работу $l_{\text{полезн}}$, входит поток рабочего тела с параметрами p_1, T_1 и подводится поток теплоты q_1 от теплового источника, имеющего температуру T_+ , а из аппарата выходит тот же поток рабочего тела с параметрами p_2, T_2 , то в соответствии со сказанным выше потеря эксергии потоков рабочего тела и теплоты составляет:

$$d = [(e_{\text{вх}} + e_{q_{\text{вх}}}) - e_{\text{вых}}] - l_{\text{полезн}}. \quad (9.35)$$

В том случае, если в тепловом аппарате полезная работа не производится, потеря эксергии, очевидно, составит:

$$d = (e_{\text{вх}} + e_{q_{\text{вх}}}) - e_{\text{вых}}. \quad (9.36)$$

В величину d входят потери эксергии, обусловленные как трением, так и теплообменом при конечной разности температур; в величине d учтены и потери теплоты аппаратом, обусловленные теплообменом с окружающей средой.

Для количественной оценки степени термодинамического совершенства того или иного аппарата используется понятие так называемого эксергетического КПД, определяемого как

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{l_{\text{полезн}}}{e_{\text{вх}} - e_{\text{вых}}}. \quad (9.37)$$

Если процессы в аппарате обратимы, то $l_{\text{полезн}} = l_{\text{полезн}}^{\text{макс}}$ и с учетом (9.32) $\eta_{\text{экс}} = 1$.

На основе сказанного выше нетрудно установить, что для тепловой машины (например, турбины) эксергетический КПД равен внутреннему относительному КПД машины, а для установки в целом — эффективному КПД установки.

Для тепловых аппаратов, не производящих полезной работы, определение эксергетического КПД по уравнению (9.37) лишено смысла. Для таких аппаратов логично определять эксергетический КПД следующим образом:

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{e_{\text{ВЫХ}}}{e_{\text{ВХ}}}. \quad (9.38)$$

Эта величина служит мерой необратимости процессов, протекающих внутри аппарата; если бы эти процессы были обратимыми, то $e_{\text{ВХ}} = e_{\text{ВЫХ}}$ и $\eta_{\text{экс}} = 1$.

В уравнениях (9.37) и (9.38) под $e_{\text{ВХ}}$ подразумевается сумма эксергий потока рабочего тела и потока теплоты.

Уравнения (9.35)—(9.38) позволяют определить потери эксергии d и эксергетический КПД $\eta_{\text{экс}}$ как тепловой установки в целом, так и отдельных ее частей. Для этого нужно располагать значениями эксергии всех входящих и выходящих потоков рабочего тела и потоков теплоты в рассматриваемом элементе установки.

В некоторых случаях оказывается удобным потери эксергии подсчитывать по энтропии входящих и выходящих потоков с помощью формулы Гюи—Стодола (3.205). Естественно, получающееся в результате этого расчета значение d будет тем же, что и при подсчете по уравнениям (9.35) и (9.36).

Вычислив потери эксергии в каждом из j элементов установки, мы получим важный для анализа эффективности работы установки материал. Найденные значения d_j покажут, в каких элементах установки необратимые процессы вносят основной вклад в величину $d_{\text{уст}}$; следовательно, процессы в этих элементах установки требуют усовершенствования в первую очередь.

В дальнейшем (в гл. 11) будет рассмотрен пример применения эксергетического метода к анализу конкретной теплосиловой установки.

В реальных циклах¹⁾ теплосиловых установок имеет место необратимость двух типов — вызванная наличием трения при течении рабочего тела в элементах установки и обусловленная наличием конечной разности температур в процессах передачи теплоты между рабочим телом и источниками теплоты. Будем называть цикл внутренне обратимым, если в нем отсутствуют потери на трение при течении рабочего тела, и полностью обратимым, если наряду с этим отсутствуют необратимые потери, связанные с внешним теплообменом (обменом теплоты с горячим и холодным источниками). С учетом сказанного цикл, в котором отсутствуют потери на трение при течении рабочего тела, но который осуществляется в интервале температур более узком, чем интервал температур между горячим и холодным источниками, будет обратимым внутренне, но необратимым внешне. Между тем максимальная работа была бы произведена рассматриваемой системой (горячий источник — рабочее тело — холодный источник) в том случае, если бы температура рабочего тела в процессах подвода и отвода теплоты была равна температурам источников теплоты. Наличие конечной разности температур приводит к потерям работоспособности (эксергии) системы, поэтому при анализе энергетических потерь установки мы должны будем учесть и эти потери.

Из предыдущего параграфа следует, что метод коэффициентов полезного действия учитывает потери, обусловленные лишь внутренней необратимостью цикла, но никак не учитывает потерь, обусловленных конечной разностью температур источника тепла и рабочего тела. Тем не менее метод коэффициентов полезного действия широко распространен в практике теплотехнических расче-

¹⁾ В данном случае речь идет только о собственно цикле теплосиловой установки и не рассматриваются механические и электрические потери в отдельных элементах установки.

тов. Объясняется это тем, что внешняя необратимость не влияет на количественные результаты анализа — если внутренняя необратимость цикла приводит к тому, что часть теплоты, сообщенной рабочему телу, уходит из цикла в виде потерь, то внешняя необратимость не приводит к потерям теплоты; одно и то же количество теплоты будет передано от горячего источника к рабочему телу вне зависимости от того, какова разность температур между ними. Внешняя необратимость приводит к потере работоспособности (т.е. недоиспользованию температурного потенциала теплоты, который в случае термодинамически более совершенной организации процесса подвода теплоты позволил бы получить большую работу).

В этой связи рассмотрим, например, теплообмен в топке парового котла. В современных крупных котлах топки работают весьма эффективно, их теплотопери минимальны и КПД превышает 95 %. С позиций первого закона термодинамики это весьма совершенное устройство. Рассмотрим его с позиций второго закона термодинамики.

В топке имеет место ярко выраженная необратимость процесса передачи теплоты от горячего источника (горячие продукты сгорания), например имеющего температуру около 2200 К, к тепловоспринимающим экранам трубам, по которым циркулирует пароводяная эмульсия, имеющая, например, при давлении 9800 кПа температуру насыщения 583 К. Потерю эксергии d указанной системы, в которой имеет место необратимый переход теплоты q , подсчитываем по уравнению Гюи—Стодола (3.205). В данном случае $T_0 = 10^\circ\text{C} = 283\text{ K}$ — температура холодного источника (окружающей среды), а

$$\Delta S = 29\,300 \left(\frac{1}{583} - \frac{1}{2200} \right) = 36,8 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}),$$

если $q = 29\,300 \text{ кДж}/\text{кг}$ — теплота сгорания 1 кг условного топлива. В соответствии с уравнением (3.205)

$$q = 283 \cdot 36,8 = 10\,410 \text{ кДж}/\text{кг}$$

топлива, или $2,9 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{кг}$ топлива, т.е. потеря эксергии системы, отнесенная к 1 кг условного топлива (т.е. топлива, имеющего указанную выше теплоту сгорания), составляет $2,9 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$.

Таким образом, тепловое устройство, весьма эффективное с позиций первого закона термодинамики, оказывается весьма несовершенным с позиций второго закона, и это несовершенство вскрывается эксергетическим анализом теплосилоустановки.

Следовательно, как уже отмечалось, в отличие от метода коэффициентов полезного действия эксергетический метод дает возможность найти источники необратимости в элементах теплосилоустановки.

предыдущая глава

к оглавлению

следующая глава