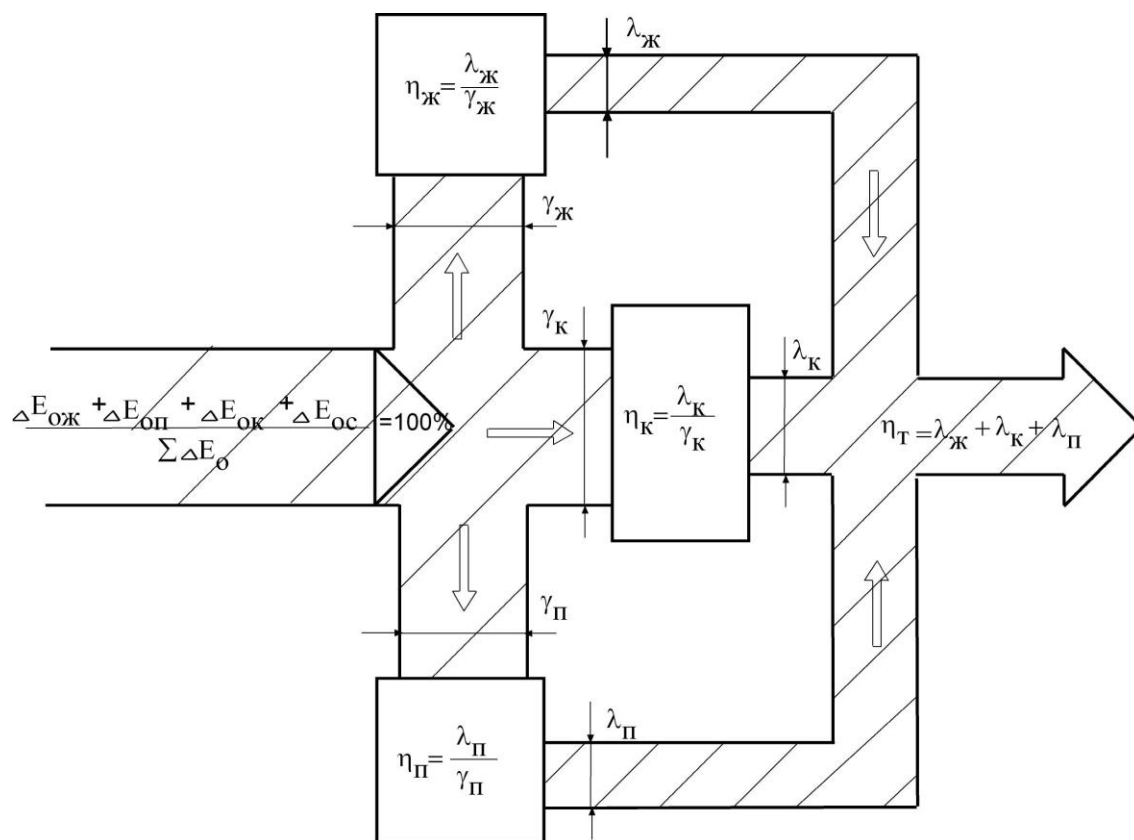


В.Г. Казаков, П.В. Луканин, О.С. Смирнова

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Учебное пособие



Санкт-Петербург
2013

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ»

В.Г. Казаков, П.В. Луканин, О.С. Смирнова

**Эксергетические методы оценки
эффективности
теплотехнологических установок**

Учебное пособие

*Рекомендовано федеральным государственным бюджетным образовательным
учреждением высшего профессионального образования «Национальный
исследовательский университет «МЭИ» в качестве учебного пособия для студентов
высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки 140100
«Теплоэнергетика и теплотехника» профилю подготовки «Промышленная
теплоэнергетика» и аспирантов по специальности 05.14.04 «Промышленная
теплоэнергетика»
Регистрационный номер рецензии 2464 от 17.07.2013 МГУП имени Ивана Федорова*

**Санкт-Петербург
2013**

ББК 31.35я 7

К 438
УДК 662.6(075)

Казаков В.Г., Луканин П.В., Смирнова О.С. Эксергетические методы оценки эффективности теплотехнологических установок: учебное пособие.
(Рекомендовано ФГБОУВПО «Национальный исследовательский университет «МЭИ») /
СПб ГТУРП. - СПб., 2013.- 93 с.: ил.20.
- ISBN 978-5-91646-051-3

В учебном пособии рассматривается эксергетический метод анализа термодинамических систем на основе эксергий тепловых потоков. Установлена связь между эксергетическим КПД термодинамической системы и КПД ее элементов. Учитывая практическую направленность при изложении метода, предлагается вычислять значение среднетермодинамической температуры с использованием привычных для инженеров-теплоэнергетиков истинных температур потоков. Рассмотрены способы определения эксергетических КПД для тепловых процессов, осложненных массообменом. Пособие иллюстрируется большим количеством примеров.

Предназначено для аспирантов специальности 05.14.04 «Промышленная теплоэнергетика» и студентов технологических, энергетических и политехнических вузов, обучающихся по направлению подготовки 140100 «Теплоэнергетика и теплотехника». Учебное пособие может быть полезно научным работникам, работникам проектных организаций и производств, эксплуатирующих энерготехнологическое и энергетическое оборудование.

Рецензенты: доктор технических наук, профессор кафедры реакторо- и парогенераторостроения Санкт-Петербургского государственного политехнического университета В.В.Сергеев;
технический директор ООО «Гарант-проект», кандидат технических наук, доцент О.Н. Мишин.

ISBN 978-5-91646-051-3

© В.Г.Казаков, П.В.Луканин, О.С.Смирнова, 2013
© Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров, 2013

Введение

Процессы в производствах материалов, станков и инструментов, железнодорожном и автомобильном транспорте, жилищно – коммунальном хозяйстве, генерации энергии, производствах химической технологии и других являются энергоемкими и занимают ведущий сектор в потреблении топливно – энергетических ресурсов страны.

Среди крупных потребителей энергии следует выделить процессы химической технологии, в том числе, производства целлюлозы, бумаги, глинозема, пищевой, химической промышленности и др. В этих процессах потребление топлива, водяного пара и электроэнергии составляет до 80 % и выше в себестоимости переработки сырья на конечные продукты. Между тем, степень использования потребляемой энергии незначительна. Высокую энергоемкость этих процессов определяет низкий уровень их термодинамического совершенства.

За последние 100 лет бурными темпами развивались процессы и аппараты энергогенерирующих установок. Достигнуты впечатляющие результаты: величина КПД энергетических котлов близка к теоретически возможной при большой единичной мощности, освоены процессы на основе парогазовых циклов, совершенствовались процессы атомных электростанций. Однако в сфере потребления энергии работы велись с низкой эффективностью. Во многом сложившееся положение является следствием сложности стоящих задач.

Если в сфере генерации энергии КПД современных тепловых процессов можно увеличить на доли или, в лучшем случае, на единицы процентов, то в сфере потребления, как показывают исследования, КПД может быть увеличен на десятки процентов, и достигать величины до 90 % и больше. Именно поэтому в сфере потребления энергии очень высока эффективность капитальных вложений в энергосбережение.

При развитии производства, как правило, принимают решение по развитию энергетических мощностей. Между тем, применение научно обоснованных энергосберегающих технологий в сфере потребления энергии часто обеспечивает наращивание мощностей по выпуску продукции без ввода дополнительных капиталоемких энергетических мощностей (котлов, ТЭЦ и т.д.).

В течение длительного времени промышленная теплоэнергетика в сфере теплоснабжения развивалась по экстенсивному пути. Задачи по наращиванию производственных мощностей, как правило, связывались с эквивалентным наращиванием энергетических мощностей. Установкой новых современных промышленных котельных или ТЭЦ кардинально не решалась задача рационального энергосбережения.

Между тем, в научно обоснованной тепловой схеме технологического процесса при существенно меньших капитальных затратах часто удается повысить термодинамический КПД технологического процесса на десятки процентов. Именно поэтому в последнее время руководство страны обращает значительное внимание на решение проблем энергосбережения как в промышленности, так и в жилищно-коммунальной сфере. Поставленная цель возможна лишь при интенсивном развитии промышленной теплоэнергетики в сфере потребления теплоты.

Практическое достижение этой цели возможно при разработке научных основ энергосбережения. Такой подход к энергосбережению включает, прежде всего, термодинамический анализ существующих или проектируемых систем, разработку тепловых схем на его основе, оптимизацию параметров, интенсификацию процессов теплопередачи и освоение или разработку новых типов теплообменной аппаратуры. Для процессов химической технологии особенно важным является учет особенностей технологического процесса.

В настоящее время направление промышленной теплоэнергетики, связанное с термодинамическим анализом и разработкой рациональных тепловых схем, определено таким термином, как **«энергетика теплотехнологий»**.

С нашей точки зрения, такое определение малоинформативно. Действительно, из такого определения следует, что это направление связано с изучением энергетических процессов. «Теплотехнология» состоит из двух слов: «тепло» и «технология». Как известно, теплота и работа представляют собой две, с точки зрения термодинамики, единственно возможные формы передачи энергии от одного тела к другому. В случае передачи энергии между взаимодействующими потоками и окружающей средой происходит передача энергии в форме теплоты. Таким образом, «энергетика теплотехнологий» определяет изучение процессов передачи энергии в форме теплоты. Что касается термина «технология», то он вообще никак не определен.

В настоящей работе рассматриваемое направление определено как **«технология теплоты»**. Под «технологией теплоты» понимается технология (последовательность операций, способ) взаимодействия тепловых и материальных потоков в термодинамической системе и пути ее реализации. Под термодинамической системой понимаются процессы, где осуществляется передача энергии в форме теплоты. Это могут быть процессы химической технологии, процессы генерации теплоты и др.

Однако понятие «технология теплоты» не ограничивается лишь оценкой степени термодинамической эффективности процесса и определением путей ее совершенствования. Оно включает также и другие сопряженные с этим процессом аспекты для реализации тепловой схемы с низкими энергозатратами: разработка высокоинтенсивных технологий и аппаратуры, статическая и динамическая оптимизация их параметров, экологическая безопасность технологических процессов.

Первым этапом создания высокоэффективных теплотехнических решений является анализ существующей или проектируемой системы с точки зрения степени ее термодинамического совершенства. Для этого используют методы материального, теплового и эксергетического балансов. Результатом такого анализа являются абсолютная и относительная оценка степени термодинамического совершенства теплоиспользующей технологической системы и формулирование термодинамических требований к ней.

Теоретической базой процесса энергосбережения является **эксергетический метод** анализа действующих или проектируемых технологических систем. Составленный на основе первого и второго законов термодинамики, он позволяет выполнить как относительную (эксергетический КПД), так и абсолютную оценку степени термодинамического совершенства системы. При анализе учитывают затраченную эксергию и получаемый при этом эксергетический КПД. Задача состоит в том, чтобы подведенная эксергия в анализируемую систему была минимальной и реализовывалась с максимально возможным эксергетическим КПД.

Сформулированные на этой основе термодинамические требования могут быть положены в основу модернизации существующей или синтеза принципиально новой технологической схемы производства с низкими затратами энергии.

Вторым этапом исследований является разработка теплотехнических и технологических решений, удовлетворяющих этим требованиям. Этот этап включает разработку высокоэффективных схем регенерации теплоты и удовлетворяющих им теплообменных процессов и установок. Рассматривается возможность исключения технологических установок, процессы в которых определяют низкий эксергетический КПД технологической системы. В некоторых случаях эффективным оказывается совмещение процессов, реализуемых в нескольких установках, в одной

установке. Одним из важнейших технических приемов рационального теплоиспользования является изыскание возможности сокращения материальных взаимодействующих потоков. Например, сокращение расхода воды в технологическом процессе производства целлюлозы напрямую связано с уменьшением ее количества при выпаривании в энергоемкой технологической установке.

Третьим этапом по созданию технологической схемы с рациональным теплоиспользованием является оптимизация параметров технологической теплоиспользующей схемы. В качестве критерия оптимальности, как правило, принимают минимум себестоимости получения целевого продукта. В качестве целевой функции может выступать минимум тепловой переработки исходных потоков (для рассматриваемой части технологического процесса) или производство конечного продукта в целом.

В настоящее время эксергетический КПД взаимодействующих тепловых потоков в химико-технологических процессах может колебаться в широких интервалах (от 20 до 80 %). Технологическую схему можно считать удовлетворяющей современным требованиям при эксергетическом КПД 80 % и выше.

Глава 1. Основные методы анализа термодинамических систем

Отсутствие строгого научного термодинамического обоснования технологических процессов производства целлюлозы и бумаги, как термодинамических систем, привело к высоким затратам энергии в форме тепла. Например, процесс выпаривания в производстве целлюлозы характеризуется подводом энергии в форме пара с ТЭЦ от 3 до 6 ГДж/т целлюлозы. Общие затраты энергии в технологическом процессе составляют около 70 – 80 % в себестоимости переработки древесной технологической щепы.

1.1. Метод тепловых балансов

В прикладной термодинамике применяются различные методы анализа энергетических превращений в технических системах.

Первый, самый распространенный метод анализа - **метод тепловых балансов** основан на применении первого закона термодинамики. Однако, являясь частным случаем закона сохранения массы и энергии, первый закон термодинамики не может дать ответа о степени термодинамического совершенства как отдельного элемента, так и энерготехнологической системы в целом.

При расчете по этому методу составляются энергетические (тепловые) балансы, на основании которых определяются показатели работы установок, например, термический КПД для тепловых двигателей, холодильный коэффициент для холодильных установок, коэффициент преобразования (трансформации) для теплонасосных установок, различного рода «тепловые» КПД для других технических систем и т.д. К этой группе относятся термодинамические КПД, представляющие отношение полученного полезного эффекта к затратам, необходимым для получения этого эффекта.

В качестве абсолютной меры степени термодинамического совершенства технологической системы принята величина подвода энергии от внешнего источника. При таком подходе по умолчанию принимается, что все выходящие из системы тепловые потоки отводятся в окружающую среду, т.е. не участвуют в процессе теплопередачи и не могут совершать полезную работу. В качестве относительной меры термодинамического совершенства здесь выступают тепловые и термические КПД.

Рассмотрим некоторые из них.

Так, например, термический КПД теплосиловой установки (η_t) представляет собой отношение полученной работы L к затраченной (подведенной) теплоте Q_1 и имеет вид:

$$\eta_t = L / Q_1 . \quad (1.1)$$

В качестве потери рассматривается теплота Q_2 , отдаваемая окружающей среде.

Для схемы конденсационной электростанции абсолютный электрический КПД ($\eta_{\text{э}}$) определяется как произведение термического КПД на КПД отдельных элементов:

$$\eta_{\text{э}} = \eta_t \eta_{\text{ку}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}, \quad (1.2)$$

где $\eta_{\text{ку}}$ – КПД котельной установки; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трубопровода; η_{oi} – относительный внутренний КПД турбины; $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД турбины; $\eta_{\text{г}}$ – КПД генератора.

Уравнение (1.2), полученное по методу энергетических балансов, с одной стороны, дает для простых конденсационных установок хорошую увязку всех входящих КПД, однако количественный анализ этих КПД показывает ложную картину распределения перерасхода топлива, вызванного тепловыми процессами в элементах оборудования. Так, например, потери теплоты в котельной установке составляют всего 10 – 15 %, а в конденсаторе достигают 60 %. В действительности относительный перерасход топлива,

вызванный процессами в котельной установке и конденсаторе, составляет величины 60-80 % и 5-7 %, соответственно.

В теплотехнических расчетах часто применяется КПД, относящийся к процессам теплообмена. Для теплоиспользующего аппарата тепловой КПД:

$$\eta = Q_2 / Q_1, \quad (1.3)$$

где Q_1 и Q_2 - подведенная и отведенная энергия в технологическом процессе.

Величина η в формуле (1.3), на первый взгляд, при температуре $T > T_{o.c}$ ($T_{o.c}$ – температура окружающей среды) и соответственно наличии потерь в окружающую среду удовлетворяет предъявляемому требованию к КПД и меньше единицы. Однако при условии, что $T < T_{o.c}$ величина $Q_2 > Q_1$ и $\eta > 1$, поскольку тепловой поток направлен от окружающей среды к рабочему телу.

Для суждения о степени использования вторичных энергоресурсов рекомендуется «коэффициент использования теплоты» с учетом вторичных энергоресурсов:

$$\eta_{и} = (Q_2 + Q_{и}) / Q_1, \quad (1.4)$$

где $Q_{и}$ – энергия, использованная для каких-либо производственных или бытовых нужд, не связанных с технологическим процессом данной установки.

Широкое применение для анализа энерготехнологических систем имеет температурный КПД теплообменника:

$$\eta_{т} = Q_2 / Q_{max} = [W_{г} (t_{г1} - t_{г2})] / [W_{min} (t_{г1} - t_{х1})] = [W_{х} (t_{х2} - t_{х1})] / [W_{min} (t_{г1} - t_{х1})], \quad (1.5)$$

где Q_{max} – максимально возможный тепловой поток, который может быть передан только в идеальном противоточном теплообменнике с бесконечно большой поверхностью теплопередачи, а именно: $Q_{max} = W_{х} (t_{г1} - t_{х1})$, если $W_{х} < W_{г}$ или $Q_{max} = W_{г} (t_{г1} - t_{х1})$, если $W_{г} < W_{х}$; $W_{г} = (M \cdot c)_{г}$ - водяной эквивалент горячей жидкости; $W_{х} = (M \cdot c)_{х}$ - водяной эквивалент

холодной жидкости; M_g , c_g , M_x , c_x – массовый расход и теплоемкость горячей и холодной жидкостей, соответственно; W_{\min} – наименьший водяной эквивалент взаимодействующих потоков; t_{r1} , t_{r2} , t_{x1} , t_{x2} – температуры горячей и холодной жидкости на входе и выходе из теплообменника, соответственно.

Общим недостатком рассмотренных КПД является невозможность оценки степени термодинамического совершенства рассматриваемой энерготехнологической системы. Составленные на основе закона сохранения энергии, они лишь определяют степень совершенства теплоизоляции и в некоторых случаях отвод энергии и вещества в окружающую среду. При использовании составляющих энергетического баланса качественное различие входящих в него величин не учитывается, поскольку с позиций первого закона термодинамики все формы энергии равноценны.

Как отмечалось выше, в качестве абсолютной меры степени термодинамического совершенства технологической системы чаще всего принимается удельная (отнесенная к единице конечной или промежуточной продукции) величина подвода энергии от внешнего источника. Так, оценка экономической эффективности турбины осуществляется с помощью удельного расхода пара и удельного расхода теплоты на выработку 1 кВт·ч электрической энергии. Энергетическая эффективность сушильных установок определяется удельным расходом пара на единицу высушенной продукции.

В качестве меры термодинамического совершенства процесса в выпарных батареях используется величина удельного расхода пара, которая определяет подвод энергии от внешнего источника на выпаривание, отнесенный к количеству выпаренной воды или к единице выпускаемой продукции. Например, килограмм (или килоджоуль) пара от внешнего источника, отнесенный к килограмму выпаренной воды в батарее, или килограмм (или килоджоуль) пара от внешнего источника, отнесенный к килограмму полученной целлюлозы. Понятно, что такой критерий никакого

отношения к оценке термодинамического совершенства процесса в выпарной батарее не имеет. Это легко иллюстрируется примером. Пусть процесс выпаривания происходит в семиступенчатой выпарной батарее с удельным расходом греющего пара 0,24 кг / кг выпаренной воды. Если сравнить его с процессом в одноступенчатой выпарной батарее при удельном расходе греющего пара 1,0 кг / кг выпаренной воды при одинаковых полезных температурных напорах в единичном выпарном аппарате, то по этому критерию следует сделать однозначный вывод о более высокой термодинамической эффективности процесса в семиступенчатой выпарной батарее. Однако, это не так. Здесь следует рассмотреть дополнительные условия. Пусть в сравниваемых вариантах полезные температурные напоры для единичных выпарных аппаратов одинаковы, и вторичный пар одноступенчатой выпарной батареи используется в других технологических процессах с высокой термодинамической эффективностью. Для этого случая расход топлива в котле ТЭЦ для непрерывного функционирования технологического процесса одноступенчатого выпаривания может оказаться таким же или даже меньшим, т.е. характеризуется такой же или более низкой термодинамической эффективностью процесса.

Можно привести целый ряд других примеров применения различных удельных показателей для оценки энергетической эффективности тех или иных процессов или установок. Общим недостатком такого способа оценки термодинамического совершенства технологической системы является большое количество показателей и их неуниверсальность.

1.2. Эксергетический метод анализа

При анализе термодинамических систем необходимо учитывать, наряду с первым, второй закон термодинамики. **Метод термодинамического анализа, учитывающий при анализе технологических систем как первый, так и второй закон термодинамики, называется**

эксергетическим. Этот метод термодинамического анализа основан на введении понятия термодинамических потенциалов. Обоснованно выбранные термодинамические потенциалы позволяют определить работоспособность потоков вещества и энергии в любой точке рассматриваемой системы.

Большое значение при этом методе анализа приобретает окружающая технические системы среда. Следует отметить, что все реальные технические процессы происходят в условиях взаимодействия с окружающей средой. Окружающая среда характеризуется тем, что ее параметры не зависят от параметров рассматриваемой системы и в большинстве задач могут считаться постоянными. Примерами такой среды могут быть атмосфера, морская вода, космическое пространство.

Понятие энергии как общей меры движения материи в рассматриваемой системе недостаточно при решении технических задач. Техническая ценность энергии зависит не только от ее собственных параметров и формы, но и от параметров окружающей среды. Таким образом, не всякая энергия и не при всех условиях может быть целиком пригодна для практического использования.

С этой точки зрения, во всех энергетических превращениях, обеспечивающих работу технических систем, может использоваться энергия двух видов:

- энергия, полностью превратимая в любой другой вид энергии, независимо от параметров окружающей среды – **«организованная»** форма энергии. Это, например, механическая, электрическая или химическая энергия;
- энергия, которая не может быть полностью превращена в другой вид энергии; ее превратимость определяется как собственными параметрами, так и параметрами окружающей среды – **«неорганизованная»** форма энергии. Например, энергия, передаваемая в виде теплового потока, энергия излучения и т.д.

На основании изложенного возникла необходимость введения общей меры для всех видов энергии, характеризующей способность их преобразования в другие виды организованной энергии. Такая мера превратимости была названа **эксергией системы**.

Эксергия системы в данном состоянии измеряется количеством механической или другой полностью превратимой энергии, которая может быть получена от системы в результате ее обратимого перехода из данного состояния в состояние равновесия с окружающей средой. Та часть энергии системы, которая не может быть превращена в организованную энергию, получила название **анергии**.

Таким образом, при определении эксергии объектом рассмотрения являются, прежде всего, сама система, затем окружающая среда и, наконец, внешние объекты в окружающей среде, которые могут служить источниками или приемниками энергии. Эксергия, как и энергия системы, в каждом данном состоянии имеет фиксированное значение.

Взаимодействие системы с окружающей средой может проходить как обратимо (идеальный процесс), так и необратимо (реальный процесс). В идеальном обратимом процессе будет получена работа, равная убыли эксергии. В реальном процессе работа будет меньше, чем убыль эксергии, так как часть эксергии исчезнет, будет потеряна.

Таким образом, если взаимодействие системы и окружающей среды протекает необратимо с возрастанием энтропии, то эксергия системы уменьшается. Сопоставление свойств энергии и эксергии представлено в табл.1.1.

Таблица 1.1

Энергия системы	Эксергия системы
Зависит только от параметров системы и не зависит от параметров окружающей среды	Зависит как от параметров системы, так и от параметров окружающей среды

Энергия системы	Эксергия системы
Всегда имеет величину, отличную от нуля	Может иметь величину, равную нулю (при полном равновесии параметров системы и окружающей среды)
Подчиняется закону сохранения энергии в любых процессах и уничтожаться не может	Подчиняется закону сохранения только при обратимых процессах; в реальных необратимых процессах уничтожается частично или полностью
Преобразование одних форм в другие ограничено по условиям второго закона термодинамики для всех процессов, в том числе и обратимых	Преобразование одних форм в другие не ограничено по условиям второго закона термодинамики для обратимых процессов

Рассмотрим некоторую техническую систему (рис.1.1).

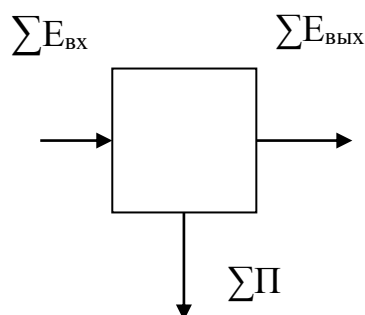


Рис.1.1. Эксергетический баланс системы

Разность значений общей величины эксергии $\Sigma E_{вх}$, вводимой в данную систему (установку), и величины эксергии $\Sigma E_{вых}$, выводимой из нее, определяют суммарную величину $\Sigma \Pi$ потерь от необратимости в системе:

$$\Sigma \dot{A}_{\text{вх}} - \Sigma \dot{A}_{\text{вых}} = \Sigma \dot{I} \geq 0. \quad (1.6)$$

Только в обратимых процессах $\Sigma \dot{A}_{\text{вх}} = \Sigma \dot{A}_{\text{вых}}$ и $\Sigma \dot{I} = 0$, так как отсутствует диссипация энергии.

В этом эксергия аналогична энтропии, возрастание которой в замкнутой системе также отражает потери от необратимости. Однако практическое преимущество эксергии состоит в том, что ее уменьшение дает сразу значение потерь превратимой энергии – как абсолютное, так и относительное.

Отношение эксергии $\sum E_{\text{вых}}$, отводимой из системы, к подведенной эксергии $\sum E_{\text{вх}}$ представляет собой **эксергетический КПД**, который характеризует степень приближения системы к идеальной:

$$\eta_{\dot{a}} = \frac{\sum \dot{A}_{\dot{a}\ddot{o}}}{\sum \dot{A}_{\dot{a}\ddot{o}}} = \frac{\sum \dot{A}_{\dot{a}\ddot{o}} - \sum \ddot{i}}{\sum \dot{A}_{\dot{a}\ddot{o}}} = 1 - \frac{\sum \ddot{i}}{\sum \dot{A}_{\dot{a}\ddot{o}}}. \quad (1.7)$$

В системе с идеальными процессами $\eta_{\dot{a}} = 1$, для системы с реальными процессами $\eta_{\dot{a}} < 1$.

Потери $\sum \Pi$ делятся на две группы по их локализации:

- 1) внутренние потери – Π_i , связанные с необратимостью процессов, протекающих внутри системы (трение в машинах и устройствах, гидравлическое сопротивление, дросселирование, тепломассообмен при конечных температурных напорах и др.);
- 2) внешние потери – Π_e , связанные с условиями взаимодействия системы с окружающей средой и другими источниками и приемниками энергии (потери через тепловую изоляцию, потери с продуктами, выходящими из установки, эксергия которых не используется и др.).

Внутренние и внешние потери можно разделить при помощи формулы (1.6). Если в ней приняты значения эксергии, взятые по параметрам самой установки, полученные значения $\sum \Pi$ будут соответствовать только внутренним потерям. Если в уравнение (1.6) входят значения эксергии, отдаваемой и получаемой внешними источниками, то $\sum \Pi$ включает и внешние, и внутренние потери.

Деление потерь на внутренние и внешние связано с различными путями их уменьшения. Внутренние потери связаны с несовершенством отдельных элементов, составляющих анализируемую установку, или процессов в этих элементах. Внешние потери определяются в основном несоответствием между процессом в целом и внешними условиями его проведения, а также несоответствием между отдельными элементами, составляющими технологическую схему.

Путем последовательного применения уравнения (1.6) к отдельным элементам установки можно установить распределение в них внутренних и внешних потерь. Для стационарного процесса уравнение (1.6) имеет вид:

$$\sum \dot{I}_i + \sum \dot{I}_e = \sum E_{\dot{a}\dot{o}} - \sum E_{\dot{a}\dot{u}\dot{o}} . \quad (1.8)$$

Для составления эксергетического баланса системы необходимо изучить метод определения эксергии для энергии тех видов, которые встречаются в технических системах.

1.2.1. Определение значения эксергии для различных видов энергии

Эксергия для механической и электрической энергии (организованной формы энергии) равна соответствующей работе, и поэтому вопрос определения эксергии здесь отпадает: $E_L = L$ и $E_Y = Y$.

Эксергия теплоты E_q отличается от количества теплоты Q по условиям второго начала термодинамики. Для ее определения рассмотрим процесс обратимого взаимодействия потока теплоты q с окружающей средой с помощью цикла Карно, приведенного в T - S – диаграмме (рис. 1.2).

В том случае, когда $T > T_{o.c}$, необходим прямой цикл, а при $T < T_{o.c}$ – обратный.

Рассмотрим прямой цикл Карно (рис. 1.2а).

При обратимом взаимодействии располагаемого количества теплоты $q = T \cdot \Delta S$ с окружающей средой может быть произведена работа, определяющая эксергию теплоты - $e_q = l = (T - T_{i.n}) \cdot \Delta S$.

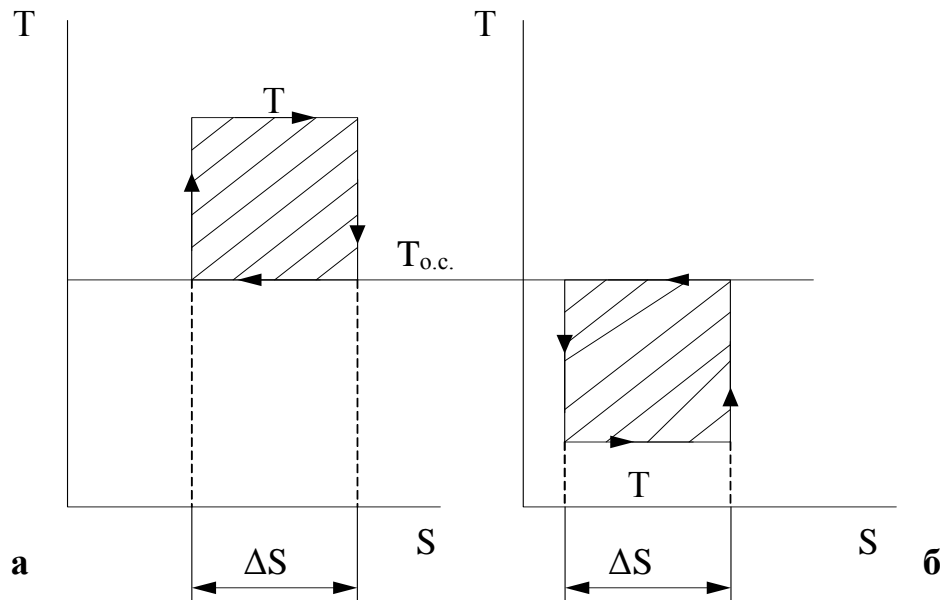


Рис. 1.2. Циклы Карно: а – прямой, б – обратный

Связь между e_q и q определяется соотношением:

$$e_q = q \cdot \frac{T - T_{\hat{i}.n}}{T} = q \cdot \tau_q, \quad (1.9)$$

где τ_q – коэффициент работоспособности теплоты (эксергетическая температурная функция).

Коэффициент работоспособности теплоты будет равен:

$$\tau_q = \frac{e_q}{q} = \frac{(T - T_{\hat{i}.n}) \cdot \Delta S}{T \cdot \Delta S} = 1 - \frac{T_{\hat{i}.n}}{T}. \quad (1.10)$$

По физическому смыслу он определяет количество работы, которую можно получить в идеальном прямом цикле от единицы теплоты, т.е. для прямого цикла Карно $\tau_q = \eta_t$. Поскольку в рассматриваемых условиях $0 < T_{\hat{i}.n}/T \leq 1$, то $0 \leq \tau_q < 1$.

Для обратного цикла Карно (рис. 1.2б) $T_{\hat{i}.n} > T$ или $T_{\hat{i}.n}/T > 1$, при этом коэффициент $\tau_q < 0$. Отрицательное значение коэффициента работоспособности теплоты указывает на то, что работа в данном случае затрачивается.

В случае $T \ll T_{\hat{1},\hat{n}}$, $|\tau_q| \gg 1$, при выработке искусственного холода энергетические затраты на повышение потенциала теплоты, отводимой от охлаждаемых тел, возрастают тем в большей степени, чем ниже температурный уровень искусственного холода.

Чтобы показать характер изменения τ_q в зависимости от температуры T , найдем первую производную от τ_q по T :

$$\frac{d\tau_q}{dT} = \frac{T_{\hat{1},\hat{n}}}{T^2}. \quad (1.11)$$

Тангенс угла наклона касательной в любой точке кривой $\tau_q = f(T)$ к оси абсцисс равен $d\tau_q/dT$.

Из уравнения (1.11) следует, что значение $d\tau_q/dT$ зависит от значения T и возрастает со снижением T . При $T \rightarrow 0$ $d\tau_q/dT \rightarrow \infty$; при $T \rightarrow \infty$ $d\tau_q/dT \rightarrow 0$. Поскольку правая часть уравнения (1.6) - величина положительная, то и левая часть этого уравнения положительна. Это значит, что знаки $d\tau_q$ и dT одинаковы.

При $T < T_{0,c}$ коэффициент $\tau_q < 0$. В этой области положительному значению dT соответствует положительное значение $d\tau_q$, тем самым при увеличении температуры T растет значение коэффициента τ_q , т.е. снижается его абсолютное значение. Аналогично, при снижении T уменьшается τ_q , т.е. увеличивается его абсолютное значение. При $T = T_{\hat{1},\hat{n}}$ из уравнений (1.10) и

(1.11) следует: $\tau_q = 0$ и $\frac{d\tau_q}{dT} = \frac{1}{T_{\hat{1},\hat{n}}}$.

Характер зависимости $\tau_q = f(T)$ приведен на рис.1.3.

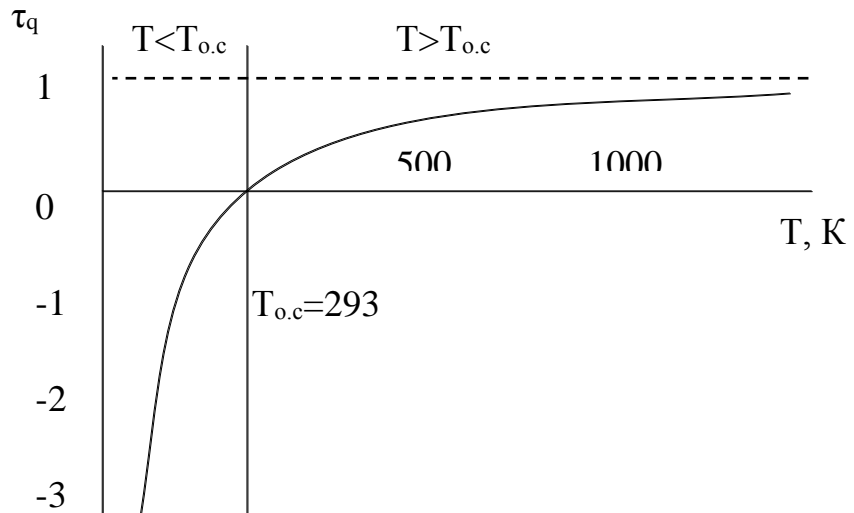


Рис.1.3. Зависимость τ_q от T

Эксергия потока вещества определяется работой, которую может произвести единица массы потока, например, 1 кг газа или пара, с параметрами торможения P , T , h , S при обратимом взаимодействии с окружающей средой, параметры которой $P_{o,c}$, $T_{o,c}$, $h_{o,c}$, $S_{o,c}$.

Рассмотрим взаимодействие потока газа с окружающей средой в T - S - диаграмме (рис.1.4).

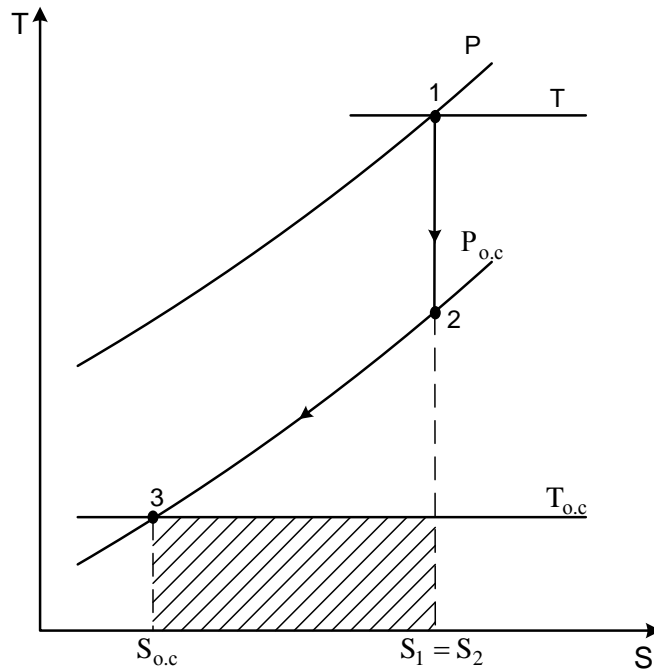


Рис. 1.4. Схема обратимого взаимодействия потока вещества с окружающей средой

Рассматриваемое взаимодействие состоит из двух процессов: изоэнтропного расширения от давления P до давления $P_{o.c}$ (1-2) и изобарного охлаждения (2-3). Удельная эксергия такого взаимодействия потока с окружающей средой может быть представлена как сумма двух слагаемых:

$$e = l = l_{1-2} + l_{2-3}.$$

Работа изоэнтропного расширения газа: $l_{1-2} = h_1 - h_2$. Работа, полученная за счет теплоты, отведенной при изобарном охлаждении газа:

$$l_{2-3} = \int_3^2 \tau_q dq = \int_3^2 dq \left(1 - \frac{T_{\hat{1}.n}}{T}\right) = \int_3^2 dq - \int_3^2 T_{\hat{1}.n} dS = h_2 - h_3 - T_{\hat{1}.n} (s_2 - s_3).$$

С учетом того, что $h_1 = h$; $S_1 = S_2 = S$; $h_3 = h_{\hat{1}.n}$; $S_3 = S_{\hat{1}.n}$, суммарная работа l , равная эксергии:

$$e = l = h - h_{\hat{1}.n} - T_{\hat{1}.n} (S - S_{\hat{1}.n}). \quad (1.12)$$

Уравнение (1.12) показывает, что удельная эксергия потока не равна разности энтальпий потока в данном состоянии и в состоянии равновесия с окружающей средой и может быть как меньше, так и больше ее.

Функцию e можно представить как поверхность в пространстве h - S - e . Уравнение (1.12) в этом случае представляет собой плоскость $(h - h_{\hat{1}.n}) - T_{\hat{1}.n} (S - S_{\hat{1}.n}) - e = 0$, которая пересекает плоскость h - S (при $e=0$) по прямой, проходящей через точку нулевого состояния с координатами $h_{o.c}$, $S_{o.c}$ и угловым коэффициентом $T_{o.c}$. Эта прямая, в каждой точке которой $e=0$, называется «прямой окружающей среды».

Приведем пример графического определения e на плоскости h - S (рис.1.5).

Построение на плоскости показывает, что величина e равна расстоянию по ординате между точкой 1, отображающей данное состояние, и прямой окружающей среды ab . Если точка 1 лежит выше прямой среды (рис.1.5а), то $e > 0$, а если ниже (рис.1.5б), то $e < 0$.

Оба примера, показанные на рис. 1.5, относятся к случаю, когда точка 1 лежит левее нулевого состояния $S_1 < S_{o.c}$, что характерно для низкотемпературных процессов. Построение останется правильным и тогда, когда исследуемое состояние будет соответствовать точкам, где $S_1 > S_{o.c}$.

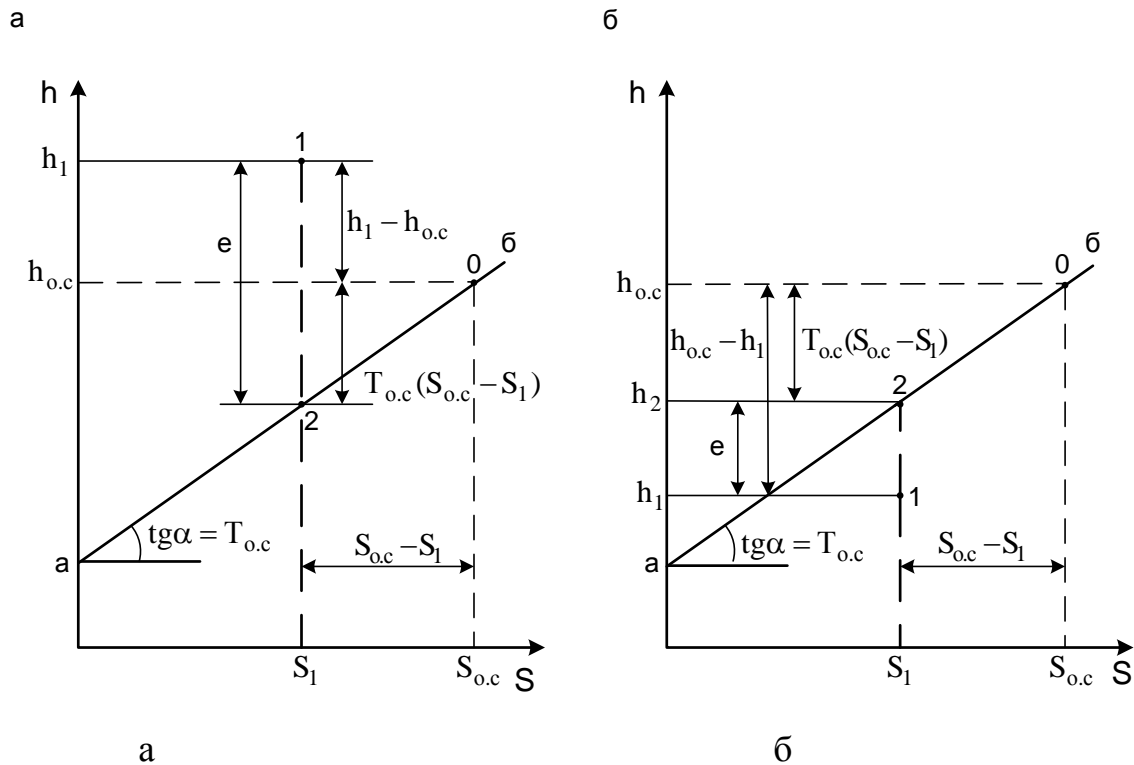


Рис. 1.5. Графическое определение e на плоскости h - S :

а – эксергия положительна; б – эксергия отрицательна

При фиксированном значении параметров окружающей среды функция e является полным дифференциалом, поскольку при интегрировании по любому замкнутому контуру:

$$\oint_{\tilde{n}} de = \oint_{\tilde{n}} dh - T_{\hat{1}, \tilde{n}} \oint_{\tilde{n}} dS = 0. \quad (1.13)$$

Взяв в качестве независимых переменных S и P , получим:

$$de = \left(\frac{\partial e}{\partial S} \right)_P dS + \left(\frac{\partial e}{\partial P} \right)_S dP. \quad (1.14)$$

Подставим в формулу $de = dh - T_{\hat{1}, \tilde{n}} dS$ значение $dh = TdS + VdP$, тогда:

$$de = (T - T_{\hat{1}.n})dS + VdP. \quad (1.15)$$

Следовательно, коэффициенты в уравнении (1.14) будут иметь вид:

$$\left(\frac{\partial e}{\partial S}\right)_P = T - T_{\hat{1}.n}; \quad \left(\frac{\partial e}{\partial P}\right)_S = V.$$

Сопоставим свойства энтальпии h и эксергии e потока, рассматривая их как функции независимых переменных P и S (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Энтальпия потока	Эксергия потока
$dh = T dS + V dP$	$de = (T - T_{o.c})dS + V dP$
$\left(\frac{\partial h}{\partial S}\right)_P = T$	$\left(\frac{\partial e}{\partial S}\right)_P = T - T_{\hat{1}.n}$
$\left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_S = V$	$\left(\frac{\partial e}{\partial P}\right)_S = V$

Сравнение соответствующих выражений в правом и левом столбцах указывает, что обе функции e и h дают энергетическую характеристику потока вещества.

Изменение dh энтальпии при $P = \text{const}$ дает количество теплоты $\partial q = TdS$, которое переходит через контрольную поверхность системы. Изменение эксергии de в аналогичных условиях также характеризует теплоту, но только равную работе, которая в идеальном случае может быть получена при использовании этой теплоты: $\partial l = \partial q - T_{\hat{1}.n}dS$. Изменение как энтальпии h , так и эксергии e при $S = \text{const}$ дает в обоих случаях одну и ту же величину VdP , равную работе изменения давления рабочего тела в потоке.

Полный дифференциал энтальпии dh дает изменение энергии потока в результате как термических, так и механических воздействий через границы системы. Полный дифференциал эксергии de также связан с этими видами воздействия, но дает величину полезной энергии, которая может быть превращена в работу.

Таким образом, изменение энтальпии h отражает энергетические превращения в потоке вещества без учета ограничений, накладываемых вторым законом термодинамики в условиях взаимодействия с окружающей средой, а изменение эксергии e – с учетом этих ограничений. Следовательно, эксергия e является термодинамическим потенциалом особого вида, связанным с параметрами окружающей среды.

Получив значения эксергий для различных видов энергии, можно перейти к составлению эксергетических балансов для системы и отдельных ее элементов, расчету эксергетических КПД, определению относительных и абсолютных потерь эксергии в них, что позволяет наметить основные пути совершенствования как отдельных элементов, так и в целом системы.

В табл. 1.3 приведены эксергетические КПД различных технических систем.

Таблица 1.3

Наименование	Эксергетический КПД, %
Конденсационная электростанция (КЭС)	39 - 42
Теплоэлектроцентраль (ТЭЦ)	40 - 44
Парогенератор	38 - 50
Парокомпрессионная холодильная установка	30 - 35
Абсорбционная водоаммиачная холодильная установка	12 - 15
Пароэжекторная холодильная установка	3 - 6
Пароструйный эжектор	8 - 12
Парокомпрессионный тепловой насос	35 - 40

Как видно по табл. 1.3, эксергетические КПД для ТЭЦ и КЭС примерно равны. Разница между ними определяется в основном начальными параметрами пара. При этом следует отметить, что термический КПД КЭС, производящей только электроэнергию, близок к ее эксергетическому КПД и намного меньше чем у ТЭЦ (80- 85 %).

Основные потери эксергии как для ТЭЦ, так и для КЭС происходят в парогенераторе ($\eta_e^{ПГ}=38-50$ %). Такой низкий эксергетический КПД парогенератора связан в основном с потерями при сгорании топлива и теплопередачей от высокотемпературных продуктов сгорания к воде и водяному пару, хотя с позиций только энергетического баланса термический КПД весьма высок ($\eta_t = 85-90$ %). Это кажущееся благополучие по энергетическому балансу показывает, что он не вскрывает существо энергетических превращений в рассматриваемой системе и не позволяет правильно обосновать основные направления совершенствования как системы в целом, так и отдельных ее элементов.

Несмотря на то, что эксергетический метод давно уже нашел признание для анализа термодинамических систем, главным образом, благодаря работам польских и российских ученых, он медленно внедряется в практику термодинамического анализа тепловых технологических схем. По мнению проф. Д.П. Гохштейна, это положение объясняется тем, что эксергетическим методом невозможно найти связь между эксергетическим КПД сложной схемы и эксергетическими КПД ее элементов. Только для достаточно простых систем без промежуточных отводов и подводов эксергии в отдельных элементах эксергетический КПД системы равен произведению эксергетических КПД всех входящих в нее элементов:

$$\eta_e = \prod_{i=1}^{i=n} \eta_{ei} \cdot \quad (1.16)$$

Анализ сложной термодинамической системы, например, схем с регенерацией теплоты, холодильных установок, тепловых насосов с регенерацией затруднен.

1.3. Энтропийный метод анализа

Согласно второму закону термодинамики, любой реальный тепловой процесс характеризуется ростом энтропии системы. Следовательно, приращение энтропии системы может явиться абсолютным критерием термодинамического совершенства анализируемого теплового процесса. Сумма приращений энтропии по всем теплоиспользующим элементам будет определять подвод энергии от внешнего источника.

Приращение энтропии в локальном теплоиспользующем элементе пропорционально перерасходу химической энергии топлива, например, в котле ТЭЦ, или другой организованной формы подведенной энергии. Задачей термодинамического анализа является определение перерасхода топлива в каждом локальном тепловом процессе сложной термотехнологической системы, определение КПД этого локального теплового процесса и его связи с КПД системы.

Энтропийный метод термодинамического анализа является усовершенствованным и развитым методом, предложенным Р. Клаузиусом. Его основой служит метод вычитания эксергетических потерь, заключающийся в том, что от первичной организованной энергии или эксергии теплоты, введенной в техническую систему, вычитаются эксергетические потери. Для их расчета используется выражение:

$$\Pi = T_{o.c} \left(\sum_1^n (G_i^{\hat{\omega}} \cdot S_i^{\hat{\omega}}) - \sum_1^m (G_i^{\hat{\omega}} \cdot S_i^{\hat{\omega}}) \right) + Q_0, \quad (1.17)$$

где $G_i^{\hat{\omega}}$, $S_i^{\hat{\omega}}$ - расход и энтропия i -го потока на входе в систему (элемент);
 $G_i^{\hat{\omega}}$, $S_i^{\hat{\omega}}$ - расход и энтропия i -го потока на выходе из системы

(элемента); Q_o – количество теплоты, переданное окружающей среде имеющей температуру $T_{o.c}$.

В результате остается реальная работа или эксергия теплоты, отданной потребителю. Вследствие аддитивности энтропии, аддитивны и эксергетические потери. Можно вычислить каждую из потерь отдельно или сумму нескольких сразу.

При учете эксергетических потерь по методу вычитания необходимо иметь в виду потерю эксергии, вызванную переходом организованной энергии в теплоту. Это, например, происходит в процессе преобразования химической энергии топлива в теплоту при горении или механической энергии в теплоту при сжатии в компрессоре и др. Значение этой эксергетической потери определяется равенством $\Pi = T_{o.c} \cdot \Delta S$ (см. рис.1.2).

При расчете механических потерь в турбине или потерь в генераторе электрического тока, непосредственно переходящих в окружающую среду в виде теплоты Q_o , в выражении (1.17) будут отсутствовать члены, входящие в скобку. Тогда $\Pi = Q_o$ и вычисляется как разность между внутренней и эффективной работой в турбине или как разность между эффективной мощностью и электрической энергией, снимаемой с клемм генератора.

В случае отвода теплового потока от системы (установки) для целей теплофикации или других целей подсчитывается эксергия этой теплоты.

Обозначим полностью превратимую энергию, вводимую в систему, E_{Σ} . Для теплосиловой установки она представляет собой химическую энергию топлива, для холодильной установки – электрическую или механическую энергию, для теплонасосной парокомпрессионной установки – сумму электрической энергии и эксергии утилизируемой теплоты низкопотенциального источника, для парозежекторной холодильной машины – эксергия теплоты рабочего пара, для теплообменного аппарата – эксергия подведенной теплоты пара.

В общем случае E_{Σ} переходит в теплоту, имеющую эксергию $E_{\text{вх}}$. Этот переход сопровождается эксергетической потерей Π_0 . В том случае, когда $\Pi_0 = 0$, $E_{\Sigma} = E_{\text{вх}}$.

Для КЭС конечным продуктом является выработанная электроэнергия, поэтому $E_{\text{вых}} = N_{\text{Э}}$. Для ТЭЦ организованная энергия на выходе равна сумме выработанной электроэнергии и эксергии теплового потока, отпущенного потребителю: $E_{\text{вых}} = N_{\text{Э}} + E_{\text{отп}}$.

Для любой технической системы выполняется равенство:

$$E_{\text{вых}} = E_{\Sigma} - \sum_0^n \Pi_i . \quad (1.18)$$

Уравнение (1.18) значительно упрощает анализ преобразования превратимой (организованной) энергии в системе, делает его четким и универсальным, так как исключает потоки, замыкающиеся сами на себя. При анализе учитывается влияние каждой необратимости на перерасход энергии, вводимой в установку. Это влияние количественно учитывается путем введения понятия коэффициентов эксергетических потерь. Абсолютный коэффициент эксергетических потерь (Ω_i) характеризует отношение данной эксергетической потери $\dot{\Pi}_i$ к E_{Σ} :

$$\Omega_i = \frac{\Pi_i}{E_{\Sigma}} . \quad (1.19)$$

С учетом того, что суммарная эксергетическая потеря установки равна арифметической сумме эксергетических потерь отдельных элементов, можно представить полный коэффициент эксергетических потерь как арифметическую сумму абсолютных коэффициентов эксергетических потерь всех ее узлов:

$$\Omega = \Omega_0 + \Omega_1 + \dots + \Omega_n = \sum_0^n \Omega_i . \quad (1.20)$$

Эксергетический КПД (коэффициент термодинамического совершенства) установки с учетом выражения (1.20) принимает вид:

$$\eta_{\dot{a}} = \frac{E_{\text{ВЫХ}}}{E_{\Sigma}} = \frac{\dot{A}_{\Sigma} - \sum_0^n \Pi_i}{E_{\Sigma}} = 1 - \Omega. \quad (1.21)$$

Для любой теплосиловой установки $\dot{A}_{\Sigma} = \hat{A} \cdot Q_{\text{H}}^{\delta}$,

где B – расход топлива, а Q_{H}^{p} – низшая теплота сгорания топлива. Тогда связь между Ω и B можно установить из соотношения:

$$\frac{E_{\text{ВЫХ}}}{B \cdot Q_{\text{H}}^{\text{p}}} = 1 - \Omega. \quad (1.22)$$

Для КЭС, вырабатывающей только электроэнергию $N_{\text{э}}$, удельный расход топлива на ее выработку:

$$b = \frac{B}{N_{\text{э}}} = \frac{1}{Q_{\text{H}}^{\text{p}} (1 - \Omega)}. \quad (1.23)$$

В общем случае удельный расход топлива равен сумме идеального удельного расхода топлива $b_{\text{и}}$ ($\Omega = 0$) и удельного перерасхода топлива Δb :

$$b = b_{\text{и}} + \Delta b. \quad (1.24)$$

С учетом (1.23) и (1.24) удельный перерасход топлива, вызванный эксергетическими потерями:

$$\Delta b = b - b_{\text{и}} = \frac{1}{Q_{\text{H}}^{\delta}} \cdot \frac{\Omega}{1 - \Omega} = \frac{1}{Q_{\text{H}}^{\delta}} \cdot \frac{\Omega}{\eta_{\text{e}}}. \quad (1.25)$$

Эксергетическая потеря каждого элемента установки отвечает соответствующему перерасходу топлива, и можно условно принять, что перерасходы топлива, вызванные необратимостью процессов в отдельных узлах, относятся друг к другу как соответствующие эксергетические потери. Тогда для i -го элемента установки справедливо выражение:

$$\Delta b_i = \frac{1}{Q_H^p} \cdot \frac{\Omega}{1 - \Omega_i}, \quad (1.26)$$

а для установки в целом:

$$\Delta b_{\Pi} = \sum_0^n \Delta b_i. \quad (1.27)$$

При анализе теплонасосных установок вводится понятие удельного расхода электроэнергии на единицу эксергии теплоты, отпущенной объекту потребления. С учетом эксергии теплоты низкопотенциального источника $E_{ут}$:

$$\dot{Y}_{\dot{Q}_{\dot{Q}_i}} = \frac{N_{\dot{Q}_i} + \dot{A}_{\dot{Q}_i}}{\dot{A}_{\dot{Q}_i}}. \quad (1.28)$$

С учетом того, что $\dot{Y}_{ТНУ} = 1/\eta_a$, а $\Omega = \sum \Pi_i / (N_{\dot{Q}_i} + \dot{A}_{\dot{Q}_i})$, можно

перейти к выражению:

$$\dot{Y}_{ТНУ} = \frac{1}{1 - \Omega}. \quad (1.29)$$

Принимая во внимание, что $\dot{Y}_{ТНУ} = \dot{Y}_{\dot{e}} + \Delta \dot{Y} = 1 + \Delta \dot{Y}$ (так как для идеальной ТНУ $\Omega = 0$, а $\dot{Y}_{\dot{e}} = 1$), получим следующую связь между удельным перерасходом электроэнергии и эксергетическими потерями:

$$\Delta \dot{Y} = \dot{Y}_{\dot{Q}_i} - 1 = \frac{\Omega}{1 - \Omega}. \quad (1.30)$$

Остается справедливым уравнение для определения перерасхода электроэнергии, вызванного необратимостью в i -м элементе:

$$\Delta \dot{Y}_i = \frac{\Omega_i}{1 - \Omega}. \quad (1.31)$$

Таким образом, энтропийный метод анализа основывается на рассмотрении только эксергии теплового потока. Первостепенное значение при анализе отводится системе коэффициентов эксергетических потерь,

которая является достаточно универсальной для любого рассматриваемого объекта.

К недостаткам данного метода, по мнению проф. В.М.Бродянского, относится невозможность определения значений КПД отдельных элементов, при этом важно знать не только «что потеряно», но и «что имеется в распоряжении». Отсутствует качественная оценка этих потерь с учетом их неэквивалентности. На основании этого делается вывод о невозможности полного термодинамического анализа системы только энтропийным методом.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. На каком законе основан метод тепловых балансов?
2. Недостатки метода тепловых балансов для анализа термодинамических систем.
3. Эксергетический метод анализа. В чем отличие этого метода от метода тепловых балансов?
4. Определение энергии системы. Физический смысл энергии.
5. Эксергетические потери. Эксергетические потери от внешней и внутренней необратимости.
6. Эксергия теплоты и ее определение с помощью цикла Карно.
7. Эксергия потока вещества.
8. Графическая интерпретация определения эксергии на плоскости $h - s$.
9. Энтропийный метод анализа. Его отличие от эксергетического метода анализа.
10. Выражение для расчета эксергетических потерь.
11. Относительный коэффициент эксергетических потерь.

Глава 2. Метод приращения эксергий

2.1. Эксергетический КПД сложной термодинамической системы

В предлагаемом методе термодинамического анализа делается попытка устранить недостатки, характерные для изложенных выше методов.

Предлагается рассматривать теплотехнологическую схему как сложную термодинамическую систему, где взаимодействуют энергетические потоки в процессах нагрева, охлаждения, выпаривания и т.д. Во многих случаях такое допущение вполне оправдано. Тогда нас будут интересовать не абсолютные значения эксергий, а приращения эксергетических тепловых потоков. Этот метод можно назвать методом приращения эксергетических потоков. Рассмотрим основные закономерности этого метода.

В процессе энергетического взаимодействия потоков друг с другом и с окружающей средой происходит передача энергии материальных потоков с наименьшей температурой в системе окружающей среде. Действительно, согласно второму закону термодинамики, эта энергия не может быть передана остальным рабочим телам с большей температурой, т. е. является бесполезной в данной системе и переходит в окружающую среду.

Рассмотрим стационарную, закрытую, термически изолированную систему (рис.2.1), отдающую энергию Q_2 с температурой T_2 (низшая температура в системе) в окружающую среду (с температурой $T_{o.c}$), а также потребляющую извне энергию направленного движения Q_1 и, в общем случае, энергию окружающей среды $Q_{o.c}$.

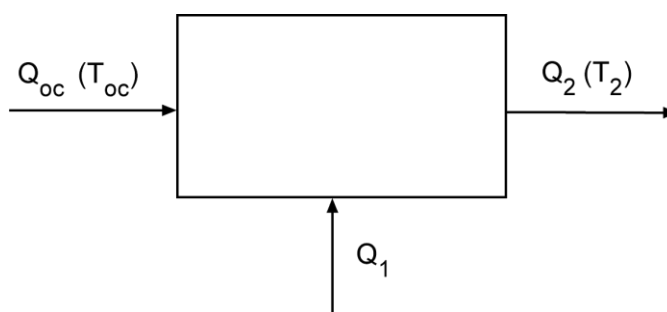


Рис. 2.1. Термодинамическая система

По первому закону термодинамики имеем:

$$Q_2 = Q_1 + Q_{o.c} \quad (2.1)$$

Далее, по определению энтропии, приращение энтропии системы равно:

$$\Delta S_c = S_{\hat{a}_{\text{вых}}} - S_{\hat{a}_{\text{в}}} = \frac{Q_2}{T_2^T} - \frac{Q_{\hat{i},\hat{n}}}{T_{\hat{i},\hat{n}}}, \quad (2.2)$$

где $S_{\text{вх}}$, $S_{\text{вых}}$ - энтропии материальных потоков на входе и выходе из системы; T_2^T - среднетермодинамическая температура (при выборе в качестве точки отсчета температуры $T_{o.c}$); $T_{o.c}$ - температура окружающей среды.

Из (2.1) с учетом (2.2) находим:

$$Q_1 = T_{o.c} \cdot \Delta S_{\hat{n}} + Q_2 \left(1 - \frac{T_{\hat{i},\hat{n}}}{T_2^T} \right). \quad (2.3)$$

Полученное выражение показывает, что при $T_2^T = T_{o.c}$, т.е. при обратимом энергообмене с окружающей средой, потребляемая извне энергия (Q_{min}) минимальна и компенсирует только потери от внутренней необратимости теплопроцессов в системе, т.е.

$$Q_{\text{min}} = T_{o.c} \cdot \Delta S_{\hat{n}} = \dot{I}_i. \quad (2.4)$$

Уравнение (2.3) выражает закон Гюи – Стодолы. Величина $Q_2 \left(1 - \frac{T_{o.c}}{T_2^T} \right)$ определяет потери эксергии от внешней необратимости.

Выведенные соотношения для общих затрат энергии в систему (2.3) и минимальных затрат (2.4) позволяют абсолютно оценить (через подвод энергии от внешнего источника) термодинамическое совершенство системы.

Термодинамический анализ технологических систем диктует необходимость относительной оценки степени термодинамического совершенства, т.е. термодинамического (эксергетического) КПД. Он может

быть получен с использованием понятия эксергии теплового потока термодинамической системы.

Эксергия теплового потока E_q при температуре T определяется количеством работы, которое может быть получено или должно быть затрачено в обратимом процессе переноса энтропии, характеризующей данный тепловой поток, на уровень температуры окружающей среды. Эта термодинамическая функция характеризует не энергию теплового потока, а его максимально возможную работу, которую этот поток может совершить вне рассматриваемой системы. Следует подчеркнуть, что возможная работа теплового потока не является материальной величиной, поэтому для нее закон сохранения энергии не справедлив. Однако учет потерь от необратимости процессов (эксергетических потерь) позволяет составлять ее баланс и, следовательно, открывает возможность определения эксергетического КПД.

Математическое выражение для эксергии теплового потока в условиях изобарического процесса \dot{A}_q может быть представлено в виде:

$$\dot{A}_q = (h - T_{o.c} \cdot S) - (h_{\hat{1}.n} - T_{\hat{1}.n} \cdot S_{\hat{1}.n}). \quad (2.5)$$

Выразим приращение энтропии через среднетермодинамическую температуру потока T^T :

$$S - S_{\hat{1}.n} = \frac{(h - h_{\hat{1}.n})}{T^T}, \quad (2.6)$$

тогда:

$$\dot{A}_q = (h - h_{o.c}) \left(1 - \frac{T_{\hat{1}.n}}{T^0} \right). \quad (2.7)$$

Для анализа блоков (части) термодинамической системы удобно пользоваться приращением эксергии, полученным при термическом взаимодействии материальных потоков:

$$(\Delta E_q)_m = G [(h_1 - h_2) - T_{o.c} (S_1 - S_2)] \quad (2.8)$$

или с учетом (2.7):

$$\left(\Delta E_q \right)_m = G (h_1 - h_2) \cdot \left(1 - \frac{T_{i,\tilde{n}}}{T_m^T} \right), \quad (2.9)$$

где h_1, S_1, h_2, S_2 , - энтальпия и энтропия подвода и отвода энергии от материальных потоков в анализируемом блоке системы; G – массовый расход потока; T_m^T - среднетермодинамическая температура отвода теплового потока в m -м блоке термодинамической системы.

Абсолютная оценка термодинамического совершенства выражается через эксергетические потери. Эксергетические потери можно определить как разность между суммами всех входящих в узел эксергий и выходящих из него:

$$\Pi = \sum_{m=1}^{m=N} \left(\Delta E_q \right)_m - \sum_{m=1}^{m=L} \left(\Delta E_q \right)_m. \quad (2.10)$$

Эксергетические потери – абсолютная мера необратимости процесса. Она также численно равна возрастанию энтропии участвующих в процессе взаимодействия материальных потоков с учетом температуры окружающей среды:

$$\Pi = T_{i,\tilde{n}} \left(\sum_{\text{ВЫХ}} (G_i S_i) - \sum_{\text{ВХ}} (G_i S_i) \right), \quad (2.11)$$

где G_i, S_i - расход и соответствующая ему энтропия i – го потока на выходе и входе в узел взаимодействия.

В качестве относительной характеристики термодинамического совершенства процесса выступает эксергетический КПД. Составленный на основе классических законов термодинамики (первого и второго), эксергетический КПД характеризует степень необратимости процессов. Определение эксергетических КПД теплоиспользующих элементов системы позволяет выявить процессы, характеризующиеся большей необратимостью, наметить пути по уменьшению или ликвидации этой необратимости.

Эксергетический КПД определяется как отношение воспринятой в теплопроцессе пригодной для дальнейшего технического использования энергии к подводимой, пригодной для технического использования энергии, т.е. как отношение приращения эксергий.

Эксергетический КПД теплообменного аппарата η_e^T можно выразить следующим образом:

$$\eta_e^T = \frac{\Delta \dot{A}_{q1}}{\Delta \dot{A}_{q1}} \quad (2.12)$$

или

$$\eta_e^T = \frac{1 - \frac{T_{1,\dot{n}}}{T_{1}^T}}{1 - \frac{T_{1,\dot{n}}}{T_{1}^T}}, \quad (2.13)$$

где ΔE_{qH} и ΔE_{qO} - приращение эксергии нагреваемого и охлаждаемого потоков при энергетическом взаимодействии; T_{H}^T и T_{O}^T - среднетермодинамическая температура нагреваемого и охлаждаемого потоков.

Эксергетический КПД сложной системы η_e можно определить как отношение суммарного приращения эксергий всех нагреваемых потоков к суммарному приращению эксергий всех охлаждаемых потоков:

$$\eta_e = \frac{\sum \Delta \dot{A}_{qH}}{\sum \Delta \dot{A}_{qO}}. \quad (2.14)$$

Найдем связь η_e сложной тепловой схемы с η_{em} составляющих ее локальных элементов. По определению, для m - го элемента сложной тепловой схемы имеем:

$$\eta_{em} = \frac{\left(\sum \Delta \dot{A}_{q1} \right)_m}{\left(\sum \Delta \dot{A}_{qO} \right)_m}. \quad (2.15)$$

Для сложной тепловой схемы:

$$\eta_e = \frac{\sum_m \left(\sum \Delta \dot{A}_{qf} \right)_m}{\sum_m \left(\sum \Delta \dot{A}_{qo} \right)_m}. \quad (2.16)$$

Введем понятие отношения доли затраченной эксергии в m – м локальном элементе тепловой схемы к суммарным затратам эксергии во всей тепловой схеме:

$$\gamma_m = \frac{\left(\sum \Delta \dot{A}_{qo} \right)_m}{\sum_m \left(\sum \Delta \dot{A}_{qo} \right)_m}. \quad (2.17)$$

Тогда из (2.16) с учетом (2.17) после несложных математических преобразований получим:

$$\eta_e = \sum_m \frac{\left(\sum \Delta \dot{A}_{qn} \right)_m}{\sum_m \left(\sum \Delta \dot{A}_{qo} \right)_m} = \sum_m (\eta_{em} \gamma_m). \quad (2.18)$$

В реальных тепловых схемах, наряду с потерями эксергии при энергообмене между материальными потоками, обусловленными градиентом температур, в общем случае происходят потери эксергии с материальными потоками при их взаимодействии с окружающей средой, отводе энергии теплового потока через изолированные и неизолированные участки оборудования, а также при адиабатическом дросселировании. Эти затраты эксергии следует относить ко всей тепловой анализируемой схеме, так как они являются суммарным следствием деградации энергии в процессах всех теплоиспользующих элементов.

Для оценки влияния отдельных составляющих на общий эксергетический КПД схемы целесообразно ввести понятия коэффициента использования энергии материальных потоков - φ_i ; коэффициента, учитывающего отвод энергии через поверхность оборудования - φ_Q и

коэффициента, учитывающего потери эксергии в результате дросселирования потоков без изменения агрегатного состояния - $\Phi_{др}$:

$$\Phi_i = \frac{\sum_m \left(\sum \Delta \dot{A}_{qo} \right)_m}{\sum_m \left(\Delta \dot{A}_{qo} \right)_m + \sum \Delta \dot{A}_{qомп}}; \quad (2.19)$$

$$\Phi_Q = \frac{\sum Q}{\sum Q'}; \quad (2.20)$$

$$\Phi_{др} = \frac{\sum_m \left(\sum \Delta \dot{A}_{qo} \right)_m + \sum \Delta \dot{A}_{qомп}}{\sum_m \left(\sum \Delta \dot{A}_{qo} \right)_m + \sum \Delta \dot{A}_{qомп} + \sum \Delta \dot{A}_{qдр}}, \quad (2.21)$$

где $\Delta \dot{A}_{qомп}$ - приращение эксергии охлаждаемого материального потока;
 $\Delta \dot{A}_{qдр}$ - приращение эксергии в результате дросселирования потоков; Q и Q' – соответственно, воспринятый и переданный тепловые потоки.

Тогда эксергетический КПД сложной системы с учетом отвода теплоты в окружающую среду и дросселирования потоков можно записать:

$$\eta_e = \eta'_e \cdot \Phi_i \cdot \Phi_Q \cdot \Phi_{др}, \quad (2.22)$$

где η'_e - КПД системы в адиабатическом процессе.

2.2. Упрощенный метод определения эксергетического КПД сложной термодинамической системы

Одним из основных параметров в расчетах по определению эксергетического КПД теплопередачи является среднетермодинамическая температура нагрева (охлаждения) материальных потоков в процессе их энергетического взаимодействия. Среднетермодинамическая температура равна отношению изменения (приращения) энтальпии нагреваемого

(охлаждаемого) потока к соответствующему приращению энтропии этого потока.

В настоящем разделе делается попытка определения эксергетического КПД сложной теплоиспользующей схемы и установления связи между эксергетическим КПД ее элемента с эксергетическим КПД сложной теплоиспользующей схемы в привычных для пользователя параметрах.

Для вычисления эксергетического КПД сложной тепловой схемы примем следующие соотношения:

Удельный тепловой поток, переданный (воспринятый) в i -м элементе тепловой схемы:

$$q_i = \Delta Q_i / \sum \Delta Q_i, \quad (2.23)$$

где ΔQ_i – тепловой поток, переданный (воспринятый) в i -м элементе; $\sum \Delta Q_i$ – сумма тепловых потоков, переданных (воспринятых) по всем элементам рассматриваемой системы.

Приведенный тепловой поток для i -го элемента тепловой схемы:

- нагреваемый поток: $q_{пр.н} = q_i / T_{\tilde{n}}^T$; (2.24)

- охлаждаемый поток: $q_{пр.о} = q_i / T_{\tilde{o}}^T$, (2.25)

где $T_{\tilde{n}}^T$ и $T_{\tilde{o}}^T$ – соответственно, среднетермодинамическая температура нагреваемой и охлаждаемой среды для i -го элемента.

В большинстве практических случаев при термодинамическом анализе тепловых схем технологических процессов среднетермодинамическая температура отдельных потоков T^T может быть выражена через их истинные температуры следующими приближенными формулами:

- для процессов без фазовых превращений: $T^T \approx (T_H + T_K) / 2$; (2.26)

- для процессов при фазовом переходе первого рода: $T^T \approx T_s$, (2.27)

где T_H и T_K — температуры потока в начале и конце теплового процесса; T_S — температура фазового перехода.

Относительные погрешности по приближенным формулам, полученные путем разложения в ряд Тейлора точных формул для процессов без фазовых превращений равны:

$$\delta_1 = \frac{1}{3} \left(\frac{T_H - T_K}{T_H + T_K} \right)^2, \quad (2.28)$$

а для процессов с учетом фазовых переходов при наличии перегрева пара и переохлаждения конденсата:

$$\delta_2 \approx \frac{T_s}{2r} \left[c_1 \left(\frac{\Delta T_1}{T_s} \right)^2 - c_2 \left(\frac{\Delta T_2}{T_s} \right)^2 \right], \quad (2.29)$$

где c_1 и c_2 - теплоемкость конденсата и перегретого пара; ΔT_2 , ΔT_1 — перегрев пара и переохлаждение конденсата; r — удельная теплота фазового перехода.

Как известно (2.14), эксергетический КПД сложной тепловой схемы η_e можно вычислить по уравнению:

$$\eta_e = \frac{\sum \Delta \dot{A}_{q\hat{i}}}{\sum \Delta \dot{A}_{q\hat{i}}},$$

где $\sum \Delta \dot{A}_{q\hat{i}}$ и $\sum \Delta \dot{A}_{q\hat{i}}$ - сумма приращений эксергий всех нагреваемых и охлаждаемых потоков, соответственно.

Раскроем числитель и знаменатель через значения для единичного теплообменного аппарата по формуле:

$$\eta_e^T = \frac{\Delta Q_H \cdot \left(1 - \frac{T_{o.c}}{T_H}\right)}{\Delta Q_o \cdot \left(1 - \frac{T_{o.c}}{T_o}\right)}, \quad (2.30)$$

где ΔQ_H , ΔQ_o - тепловые потоки нагреваемой и охлаждаемой среды, соответственно; $T_{o.c}$ - температура окружающей среды (для большинства случаев, встречающихся на практике, можно принять 300 К).

Тогда нетрудно получить эксергетический КПД для сложной адиабатической тепловой схемы в виде:

$$\eta_e = \frac{1 - T_{o.c} \sum q_{прн}}{1 - T_{o.c} \sum q_{про}}. \quad (2.31)$$

Найдем связь между эксергетическим КПД элемента η_{ei} и эксергетическим КПД в целом тепловой схемы η_e , куда входит этот элемент. Отношение доли затраченной эксергии в i -м элементе к общей эксергии, затраченной в схеме:

$$\gamma_i = \frac{\Delta \dot{A}_{qoi}}{\sum \Delta \dot{A}_{qoi}} = \frac{q_i \left(1 - \frac{T_{o.c}}{T_{\hat{i}}^{\circ}}\right)}{\sum q_i \left(1 - \frac{T_{\hat{i}.n}}{T_{oi}^{\circ}}\right)}. \quad (2.32)$$

Тогда общий КПД тепловой схемы можно вычислить по формуле:

$$\eta_e = \sum (\gamma_i \cdot \eta_{ei}). \quad (2.33)$$

2.3. Определение эксергетического КПД тепловых процессов, осложненных массообменом

В теплообменниках рекуперативного типа при определении эксергетического КПД определение приращения эксергии нагреваемых и охлаждаемых потоков не представляет труда. Некоторое затруднение вызывает определение приращения эксергии в процессах, осложненных массообменом.

Можно привести тепловой процесс с массообменом к процессу в рекуперативном теплообменнике и идеальном смесителе (разделителе), которые работают последовательно. Эта условная схема (при сохранении материальных и энергетических балансов) позволяет относительно просто рассчитать приращения эксергий материальных потоков в тепловом процессе, осложненном массообменом.

Рассмотрим процессы в типичных теплоиспользующих установках производства целлюлозы и бумаги, где тепловые процессы осложнены массообменом.

2.3.1. Теплообменник смешения

Пусть имеется теплообменник смешения, в котором рабочее тело нагревается теплоносителем (насыщенный пар) - рис. 2.2.

Приведем рассматриваемый процесс теплообмена (рис.2.2а) к процессу в рекуперативном (поверхностном) теплообменнике. Для этого условно разобьем выходной (нагретый) поток на два: первый - равный по массе нагреваемому потоку, второй - равный по массе охлаждаемому потоку (рис. 2.2б). При этом для обоих потоков $T_3 = idem$. Так как при определении приращения эксергии используются балансы массы и энергии потоков, практически удобно нагретый поток разделить не по массам, а по их водяным эквивалентам.

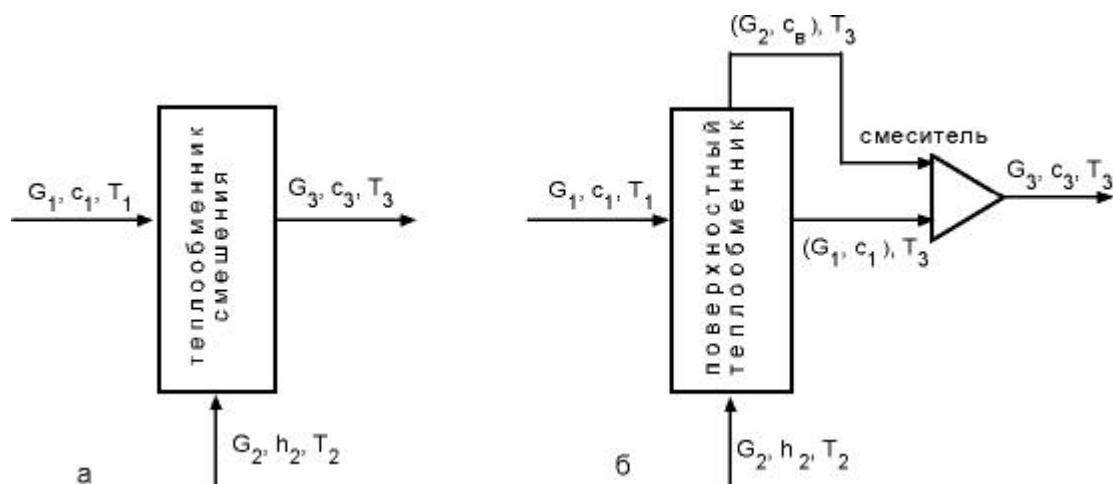


Рис. 2.2. Тепловые схемы теплообменника смешения:
а - структурная; б - эквивалентная

На рис. 2.2 приняты следующие обозначения: G_1, c_1, T_1 - расход, удельная теплоемкость и температура нагреваемого потока на входе в теплообменник; G_2, h_2, T_2 - расход, энтальпия и температура охлаждаемого потока на входе в теплообменник; G_3, c_3, T_3 - расход, удельная теплоёмкость и температура потока на выходе из теплообменника; c_B — удельная теплоемкость воды.

Эксергетический КПД такого процесса равен:

$$\eta_e = \frac{\Delta \dot{A}_{q1}}{\Delta \dot{A}_{q0}} = \frac{G_1 c_1 (T_3 - T_1)}{G_2 (h_2 - c_{\hat{a}} T_3)} \frac{1 - T_{1,\hat{n}} / T_1^{\hat{o}}}{1 - T_{1,\hat{n}} / T_0^T} = \frac{1 - T_{1,\hat{n}} / T_1^{\hat{o}}}{1 - T_{1,\hat{n}} / T_0^T}. \quad (2.34)$$

2.3.2. Адиабатический самоиспаритель

Другим типичным теплоиспользующим элементом, предназначенным для концентрирования и охлаждения раствора, является адиабатический самоиспаритель (рис. 2.3).

Процесс в этом элементе относится к процессу дросселирования перегретого раствора с внутренним энергообменом. Эти самоиспарители нашли широкое применение в аппаратурно-технологических схемах варки щепы в производстве целлюлозы, производстве бумаги, в котельной практике в качестве расширителей непрерывной продувки и других теплоиспользующих процессах.

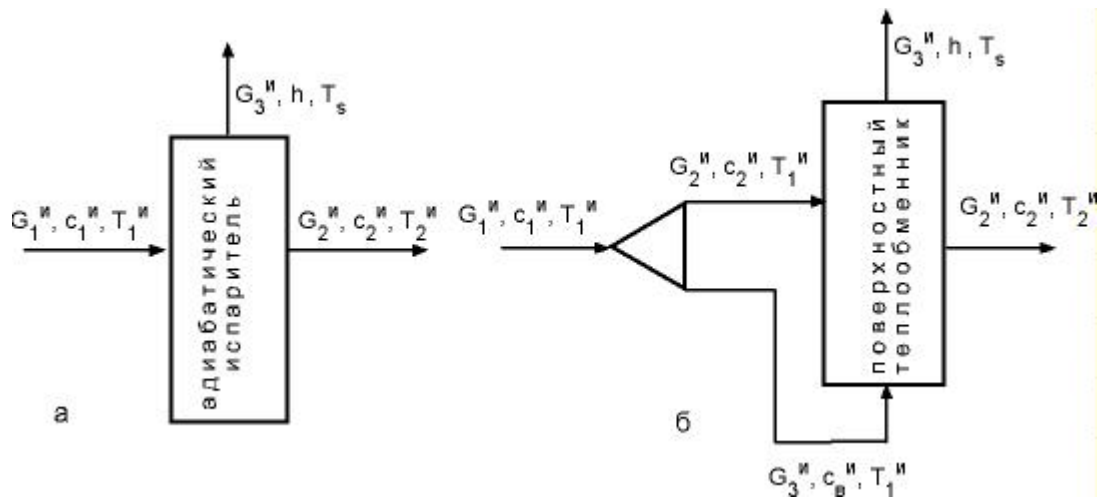


Рис. 2.3. Тепловые схемы адиабатического самоиспарителя:

а - структурная; б - эквивалентная

На рис.2.3 приняты следующие обозначения: $G_1^И, c_1^И, T_1^И$ и $G_2^И, c_2^И, T_2^И$ — соответственно, расход, удельная теплоемкость и температура перегретого раствора на входе и выходе из испарителя; $G_3^И, h, T_s$ — соответственно, расход, удельная энтальпия и температура пара вскипания раствора.

Для приведения теплопроцесса (рис.2.3а) к процессу в рекуперативном теплообменнике разобьем (условно) входящий поток на два: один по массе равен нагреваемому потоку (пару), другой - охлаждаемому.

Эксергетический КПД такого процесса равен:

$$\eta_e = \frac{\Delta \dot{A}_{q1}}{\Delta \dot{A}_{q0}} = \frac{G_3 (h - c_a^e T_1^e)}{G_2 c_2 (T_1^e - T_2^И)} \frac{1 - T_{1,\tilde{n}} / T_1^o}{1 - T_{1,\tilde{n}} / T_o^T} = \frac{1 - T_{1,\tilde{n}} / T_1^o}{1 - T_{1,\tilde{n}} / T_o^T}. \quad (2.35)$$

2.3.3. Выпарной аппарат

Выпарной аппарат является основным теплообменным устройством для концентрирования растворов в производстве целлюлозы. В этом аппарате протекают процессы теплообмена с массообменом. В общем случае удаление воды из раствора происходит за счет как внутреннего энергообмена (адиабатического дросселирования перегретого раствора), так и внешнего -

путем теплопередачи энергии пара к раствору через теплообменную поверхность.

Пусть имеем изотермический процесс концентрирования черного щелока, поступающего в выпарной аппарат при температуре кипения в нем (рис. 2.4а). С целью приведения рассматриваемого теплового процесса к процессу в рекуперативном теплообменнике входной поток разделим на два: один — равный по массе образующемуся вторичному пару, другой — равный по массе концентрированному раствору. Тогда (рис. 2.4б) процесс выпаривания может быть приведен к процессу в рекуперативном теплообменнике.

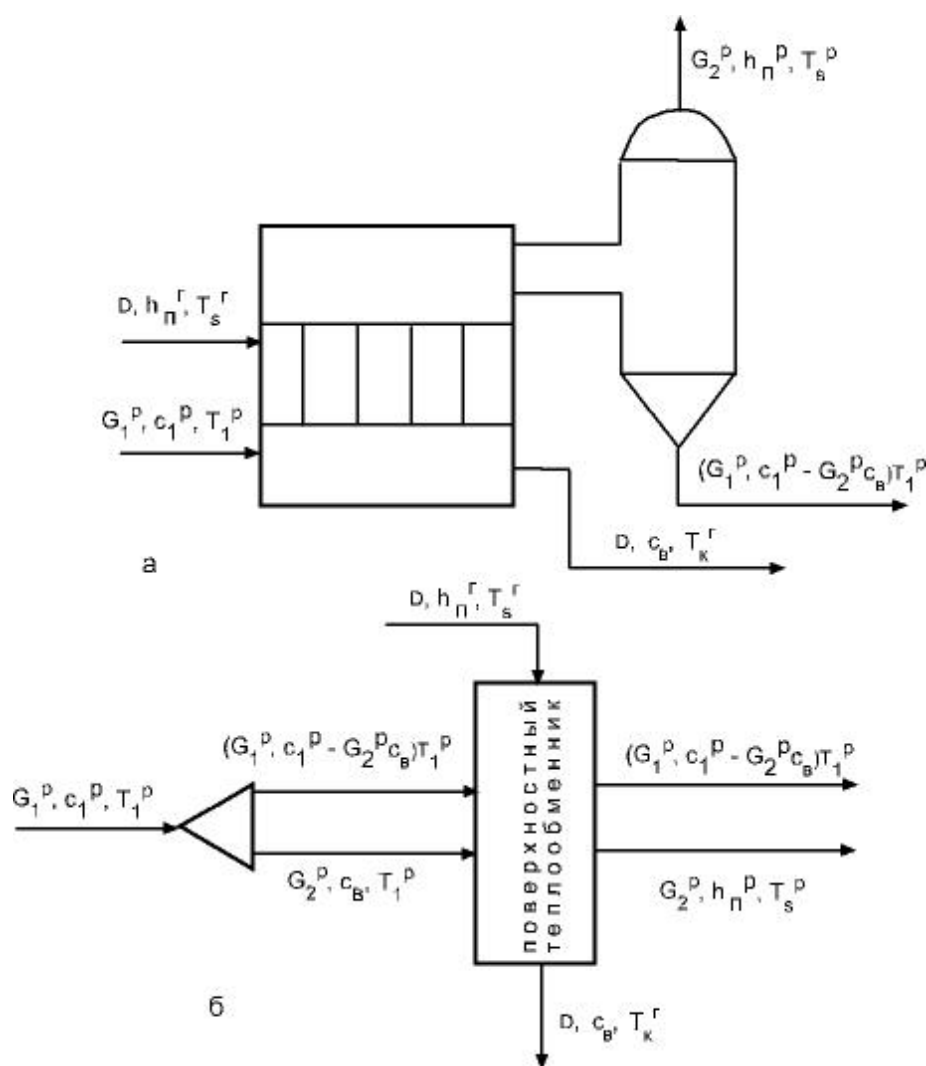


Рис. 2.4. Тепловая схема выпарного аппарата:
а - структурная; б - эквивалентная

На рис.2.4 приняты следующие обозначения: G_1^P , c_1^P , T_1^P – соответственно, расход, удельная теплоемкость и температура черного щелока, поступающего в выпарной аппарат; G_2 , h_p^P , T_s^P - расход, удельная энтальпия и температура пара испарения; D , T_s^r и T_k^r - расход, температура насыщения греющего пара и температура конденсата; C_B - теплоемкость воды.

Так как поток с $(G_1^P - G_2^P)$, c_1^P и T_1^P проходит через теплообменник, не претерпевая никаких изменений, то имеют место два потока: один нагреваемый, который превращается из воды с температурой T_1^P в водяной пар, другой — охлаждаемый, энергия фазового перехода которого используется для выпаривания раствора.

Теперь нетрудно определить эксергетический КПД такого процесса:

$$\eta_e = \frac{\Delta \dot{A}_{qH}}{\Delta \dot{A}_{qI}} = \frac{G_2^{\delta} (h_i^p - c_{\hat{a}} T_1^{\delta})}{D (h_i^r - c_{\hat{a}} \dot{O}_k^{\tilde{a}})} \frac{1 - T_{i,\tilde{n}} / T_i^{\delta}}{1 - T_{i,\tilde{n}} / T_0^T} = \frac{1 - T_{i,\tilde{n}} / T_i^{\delta}}{1 - T_{i,\tilde{n}} / T_0^T}. \quad (2.36)$$

Достоинством предложенного метода расчета эксергетического КПД тепловой схемы является не только возможность последующей формулировки термодинамических требований по ее совершенствованию с позиций энергосбережения, но и использование привычных для инженеров теплотехников и технологов понятий: расход рабочего тела, тепловой поток, истинная температура теплоносителя и т.д.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Метод приращений эксергий. Его отличие от классического эксергетического и энтропийного методов.
2. Общие потери эксергии. Потери эксергии от внешней необратимости. Закон Гюи-Стодолы (потери эксергии от внутренней необратимости тепловых процессов).

3. Определение эксергии теплового потока. Математическое выражение для эксергии теплового потока.
4. Определение и математическое выражение среднетермодинамической температуры теплового потока.
5. Математическое выражение для величины приращения эксергии.
6. Эксергетические потери – абсолютная величина оценки термодинамического совершенства системы.
7. Эксергетический КПД как относительная характеристика термодинамического совершенства системы.
8. Вычисление эксергетического КПД элементарного теплового процесса и сложной термодинамической системы.
9. Математическое выражение связи общего эксергетического КПД системы с КПД ее элементов.
10. Связь эксергетического КПД реальной термодинамической системы с КПД адиабатной системы с отводом теплового потока в окружающую среду и дросселированием потоков.
11. Упрощенный метод определения эксергетического КПД сложной термодинамической системы.
12. Определить эксергетический КПД рекуперативного теплообменника.
13. Определить эксергетический КПД контактного теплообменника.
14. Определить эксергетический КПД адиабатического самоиспарителя.
15. Определить эксергетический КПД выпарного аппарата.

Глава 3. Построение эксергетических диаграмм по методу приращений эксергетических тепловых потоков

В настоящее время много внимания уделяется вопросам энергосбережения в технологических процессах. Для получения тепловых схем с высоким термодинамическим совершенством необходимо научно обоснованно проанализировать существующий или проектируемый технологический процесс, используя при этом первый и второй законы термодинамики. Этот анализ можно осуществить по предложенному методу приращения эксергий в процессах переноса теплоты. По результатам такого анализа нетрудно сформулировать требования к повышению термодинамического совершенства системы.

Как показывает выполненный авторами эксергетический анализ достаточно большого количества технологических схем, их эксергетический КПД относительно невысок и составляет не более 50-60 % против возможных 85-90 %. При этом требования к термодинамическому совершенству системы часто не ограничиваются теплотехническими решениями, но и диктуют требования к совершенствованию технологических процессов.

3.1. Методические основы построения эксергетических диаграмм

Результаты эксергетических расчетов сложных систем часто труднообозримы. Наглядное представление результатов эксергетического расчета можно получить из эксергетических диаграмм.

Методическое построение эксергетических диаграмм на основе приращения эксергий тепловых потоков состоит в следующем: приращения эксергий потоков в отдельных теплоиспользующих элементах сложной термодинамической системы соединяются на диаграмме потоками, т.е. полосами, ширина которых в относительных единицах определяет величины

затраченного и воспринятого приращений эксергий. Общее суммарное затраченное приращение эксергий во всех теплоиспользующих элементах сложной системы технологического процесса принимается за 100 %.

Рассмотрим некоторую термодинамическую систему с регенерацией. В каждый узел регенеративного контура подводится **относительная затраченная эксергия (γ)**, численно равная отношению приращения затраченной в рассматриваемом теплопроцессе эксергии к общей затраченной эксергии в установке. Эта величина уменьшает общий поток относительной располагаемой эксергии в установке. В результате энергетического взаимодействия материальных потоков в i -м теплопроцессе часть эксергии от одних потоков переходит к другим потокам. На соответствующую величину воспринятой эксергии (меньшую, чем затраченную) увеличивается поток располагаемой эксергии.

Относительная воспринятая эксергия потока (λ) в теплоиспользующем узле численно равна отношению приращения в рассматриваемом теплопроцессе воспринятой эксергии к суммарному затраченному приращению эксергии в системе.

Отношение относительной воспринятой эксергии в теплоиспользующем элементе к относительной затраченной эксергии в нем определяет эксергетический КПД процесса в этом элементе.

Таким образом, в результате взаимодействия материальных потоков в i -м теплопроцессе общая затраченная эксергия в системе уменьшается на величину эксергетических потерь в нем. Суммарное взаимодействие тепловых потоков во всех звеньях термодинамической системы определяет общие эксергетические потери в системе, приводящие к уменьшению относительного располагаемого приращения эксергии. Остаточная величина от относительной располагаемой эксергии в результате энергетического взаимодействия потоков в системе характеризует на диаграмме ее суммарный эксергетический КПД.

На эксергетической диаграмме потоков первый закон термодинамики находит свое отражение в том, что сумма потоков эксергий и анергий остается постоянной. Второй закон термодинамики проявляется в уменьшении приращения эксергии (сужении ширины полосы на диаграмме) при возникновении эксергетических потерь.

3.2. Алгоритм построения эксергетических диаграмм

Для построения диаграммы эксергетических тепловых потоков необходимо:

- 1) составить математическую модель на основе тепловых балансов теплотехнологической схемы с определением приращений тепловых потоков в правой и левой части по всем теплоиспользующим элементам;
- 2) по каждому теплоиспользующему элементу:
 - составить принципиальную схему тепловых потоков и их структурную схему;
 - составить тепловой баланс энергии в форме теплоты;
 - составить баланс эксергий тепловых потоков;
- 3) определить сумму приращений затраченных и воспринятых эксергий по всем теплоиспользующим элементам тепловой схемы.

Для построения диаграммы изменений приращений эксергий тепловых потоков примем во внимание следующие соотношения:

- относительная величина суммы приращений затраченных эксергий по всем элементам теплотехнологической схемы к общему приращению

затраченных эксергий $\frac{\sum \Delta \dot{A}_{q\hat{i}}}{\Delta \dot{A}_{q\hat{i}}}$ составляет 100 %;

- относительная величина затраченного приращения эксергии в i - м элементе к суммарному затраченному приращению эксергии в системе:

$$\gamma_i = \frac{\Delta \dot{A}_{q\hat{i}}}{\sum \Delta \dot{A}_{q\hat{i}}} ; \quad (3.1)$$

- отношение доли воспринятого приращения эксергии в i - м элементе к суммарному затраченному приращению эксергии в системе:

$$\lambda_i = \frac{\Delta \dot{A}_{qfi}}{\Sigma \Delta \dot{A}_{qfi}}. \quad (3.2)$$

Эксергетический КПД i - го элемента:

$$\eta_{ei} = \frac{\lambda_i}{\gamma_i}. \quad (3.3)$$

Эксергетический КПД теплотехнологической схемы:

$$\eta_e = \Sigma \lambda_i \quad (3.4)$$

или

$$\eta_e = \Sigma (\eta_{ei} \cdot \gamma_i). \quad (3.5)$$

На основе выполненных расчетов строим диаграмму эксергетических потоков, из которой получают следующую информацию:

- эксергетический КПД каждого элемента теплотехнологической схемы и общий эксергетический КПД тепловых процессов системы;
- связь КПД каждого элемента теплотехнологической схемы с КПД теплотехнологической схемы;
- значение затраченной эксергии в теплоиспользующем элементе при его эксергетическом КПД.

Целью термодинамического анализа на основе эксергий тепловых потоков является определение «узких» мест в организации теплопроцессов, определяющих КПД теплотехнологической схемы с целью формулирования требований к повышению термодинамической эффективности анализируемой теплотехнологической системы.

3.3. Расчет термодинамической системы с регенеративным контуром

В качестве примера рассмотрим простую термодинамическую систему с регенеративным контуром (рис.3.1).

Жидкость с расходом G и температурой T_1 поступает в рекуперативный теплообменник регенеративного контура, где нагревается до температуры T_2 , после чего догревается до температуры T_3 паром с ТЭЦ в рекуперативном теплообменнике активного контура и вновь направляется в рекуперативный теплообменник регенеративного контура, откуда выходит с температурой T_4 .

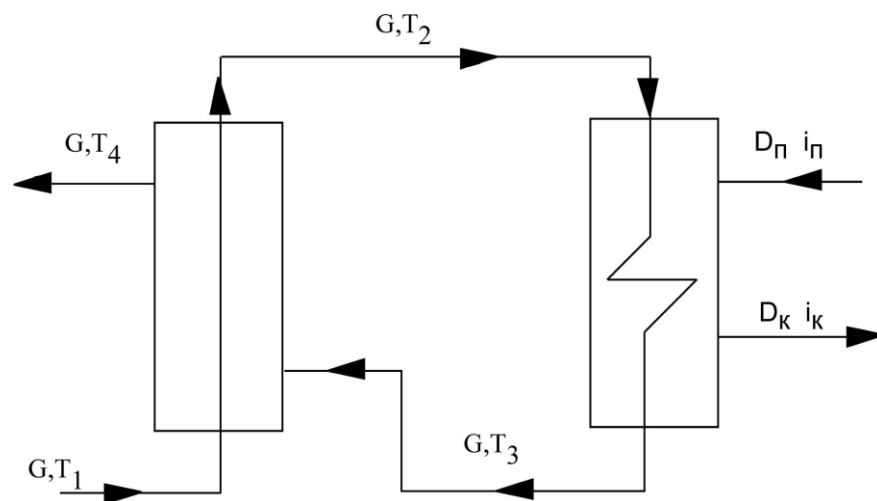


Рис. 3.1. Термодинамическая система с регенеративным контуром

На рис.3.2 приведена диаграмма эксергетических потоков рассматриваемой системы. На этой диаграмме относительная величина суммы приращений затраченных эксергий в регенеративном $\Delta \dot{A}_{q1}^{\delta}$ и активном $\Delta \dot{A}_{q1}^{\dot{a}}$ контурах к общему приращению затраченных эксергий $\Delta \dot{A}_{q0}$ принята равной 100 %.

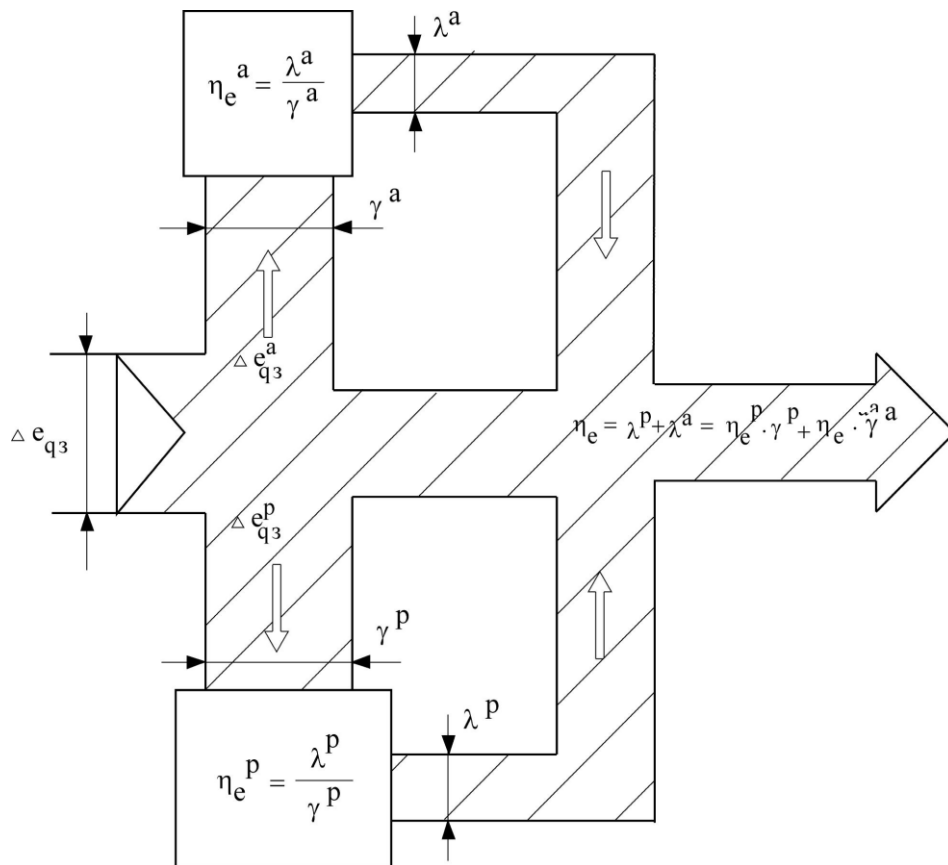


Рис.3.2. Эксергетическая диаграмма термодинамической системы с регенеративным контуром

Основные соотношения метода эксергетического анализа на диаграмме представлены в виде:

- КПД рекуперативного теплообменника регенеративного контура:

$$\eta_e^p = \frac{\lambda^p}{\gamma^p}; \quad (3.6)$$

- КПД рекуперативного теплообменника активного контура:

$$\eta_e^a = \frac{\lambda^a}{\gamma^a}. \quad (3.7)$$

Тогда КПД термодинамической системы:

$$\eta_e = \lambda^p + \lambda^a \quad (3.8)$$

или

$$\eta_e = \eta_e^p \cdot \gamma^p + \eta_e^a \cdot \gamma^a, \quad (3.9)$$

где γ^p и γ^a - отношение доли затраченного приращения эксергии в регенеративном и активном контурах, соответственно, к суммарному затраченному приращению эксергии в термодинамической системе; λ^p и λ^a - доля воспринятого приращения эксергии в регенеративном и активном контурах к суммарному затраченному приращению эксергии в термодинамической системе.

Диаграмма эксергетических потоков в наглядной форме позволяет оценить статьи эксергетического баланса.

Определение эксергетического КПД отдельных теплоиспользующих элементов и их связь с общим эксергетическим КПД системы через долю затраченной эксергии в них позволяют сформулировать требования к повышению эксергетического КПД тепловой схемы.

3.4. Связь эксергетических потерь с расходом топлива в энергетическом котле

Величина эксергетических потерь в отдельном элементе энерготехнологической системы пропорциональна расходу топлива в энергетическом котле, но не совпадает с ним. Это связано с тем, что возникшие эксергетические потери в локальной части термодинамической системы можно компенсировать затратами энергетического топлива, если учесть все преобразования энергии топлива (эксергетические потери) от его сжигания до этого элемента. Однако часто приходится оценивать эксергетические потери в локальной части термодинамической системы в условиях ограниченной информации от предыдущих преобразований энергии топлива.

Эксергетические потери от энергетического котла до рассматриваемого теплоиспользующего элемента определяются в основном потерями от необратимости при теплообмене продуктов сгорания и производством

водяного пара. С учетом этого примем допущение о том, что остальные эксергетические потери, возникающие в котельном агрегате и по пути к рассматриваемому элементу, отсутствуют.

Аппаратурно-технологические схемы процессов целлюлозно – бумажного производства следует рассматривать как комбинированную энерготехнологическую систему совместно с работой ТЭЦ. Пар, вырабатываемый котлами ТЭЦ, направляют в паровую турбину, где путем изменения его внутренней энергии совершается работа (вырабатывается электроэнергия). Отборы пара турбин используются для предварительного нагрева питательной воды, поступающей в котел, на другие собственные нужды ТЭЦ, а также для снабжения технологических потребителей.

В этом случае расход топлива в энерготехнологическую систему для поддержания непрерывного ее функционирования определяется количеством энергии, которую необходимо подвести в систему от внешнего источника для компенсации необратимости теплопроцесса и работы, совершаемой системой.

Тогда для рассматриваемой энерготехнологической системы:

$$B \cdot Q_{H^P} = P_k + P_{сн} + L + \sum P_{im}, \quad (3.10)$$

где B и Q_{H^P} — расход и низшая теплота сгорания топлива; P_k , $P_{сн}$, $\sum P_{im}$ — эксергетические потери в котле, при передаче энергии в форме тепла на собственные нужды ТЭЦ (регенеративный подогрев питательной воды, потери от неизоэнтропического расширения пара в турбине и др.), при передаче энергии в теплопроцессах технологического потребителя; L — работа, совершаемая в турбине (выработка электроэнергии).

Анализ эксергетических потерь на ТЭЦ и в теплопроцессах технологического потребителя показывает, что основная составляющая расхода топлива — эксергетические потери в котельной установке и обусловлены они большой необратимостью теплопроцесса при передаче энергии от продуктов сгорания к водяному пару.

При выработке только электроэнергии на КЭС составляющая расхода топлива должна быть полностью отнесена к выработке электроэнергии, при снабжении технологического потребителя от централизованной котельной — к технологическому потребителю.

При комбинированной выработке тепла и электроэнергии на ТЭЦ, очевидно, эксергетические потери в котле должны быть распределены пропорционально эксергетическим потерям, возникающим в теплопроцессах технологического потребителя, и полезной работе, совершенной системой по выработке электроэнергии.

Так как эксергетические потери определяются разностью подведенной и отведенной эксергий, эксергетические потери в котле приближенно можно выразить:

$$\Pi_k = Q' - Q [1 - T_{o.c} / T^T]; \quad (3.11)$$

$$Q' = B \cdot Q_{H^P}; \quad (3.12)$$

$$Q = B \cdot Q_{H^P} \cdot \varphi = D_{\Pi} (h_{\Pi} - h_{\Pi В}), \quad (3.13)$$

где T^T — среднетермодинамическая температура парообразования (приближенно соответствует температуре насыщения водяного пара при давлении в котле); $T_{o.c}$ - температура окружающей среды; D_{Π} , h_{Π} , $h_{\Pi В}$ — расход пара, энтальпия перегретого водяного пара и питательной воды; Q' - химическая энергия топлива, затраченная в котельном агрегате; φ - коэффициент отвода теплового потока к окружающей среде.

Тогда уравнение (3.10) с учетом уравнений (3.11 – 3.13) приводится к виду:

$$B \cdot Q_{H^P} \cdot \varphi \cdot (1 - T_{o.c} / T^T) = \Pi_{сн} + L + \Sigma \Pi_{im} \quad (3.14)$$

или

$$B \cdot Q_{H^P} = (\Pi_{сн} + L) / ((1 - T_{o.c} / T^T) \cdot \varphi) + \Sigma \Pi_{im} / ((1 - T_{o.c} / T^T) \cdot \varphi). \quad (3.15)$$

Эксергетические потери можно вычислить из соотношения:

$$\Pi = \Delta E_{qo} (1 - \eta_e). \quad (3.16)$$

Принимая эксергетический КПД котла $\eta_e = 40\%$ и с учетом того, что эксергетические потери связаны с расходом топлива через коэффициент пропорциональности, получаем:

$$B = 2,5 П . \quad (3.17)$$

Распределение основной составляющей топливно-энергетических затрат (эксергетические потери от необратимости процесса в котельной установке) на выработку электроэнергии и технологию позволяет научно обоснованно подойти к энергетической оценке технологического процесса при ограниченной информации о термодинамической системе источника теплоснабжения. Такая оценка особенно важна при технико-экономической оптимизации параметров технологической схемы. Здесь встает проблема оценки стоимости единицы эксергии. Требования к точности такой оценки невысокие, так как для этих задач важно изменение скорости оптимизируемого параметра, а не его абсолютная величина.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Методические основы построения эксергетических диаграмм.
2. Относительная величина затраченной эксергии.
3. Относительная величина приобретенной эксергии.
4. Как выражается второй закон термодинамики на диаграмме эксергетических потоков?
5. Алгоритм построения эксергетических диаграмм.
6. Какую информацию можно получить из эксергетической диаграммы потоков?
7. Какова цель эксергетического анализа?
8. Расчет термодинамической системы с регенеративным контуром.
9. Определение связи эксергетических потерь с расходом топлива в энергетическом котле в условиях ограниченной информации по энергетическому источнику и преобразования энергоносителя от источника до анализируемого процесса.

Глава 4. Эксергетический коэффициент теплопередачи как критерий термодинамического совершенства теплового процесса

4.1. Энергетический коэффициент теплопередачи

Совершенство теплообменного аппарата при вынужденном движении рабочих сред характеризуется соотношением теплоты, переданной в аппарате, и затрат мощности на преодоление гидравлических сопротивлений. Академиком М.В. Кирпичёвым введено понятие энергетического коэффициента:

$$\mathcal{E} = Q / N. \quad (4.1)$$

Чем больше значение \mathcal{E} , тем лучше способ интенсификации теплообмена и конструкция аппарата. Однако в таком виде методика оценки эффективности не получила широкого применения. Главным её недостатком является неоднозначность энергетического коэффициента в зависимости от принятых скоростей рабочих сред, соотношений коэффициентов теплоотдачи, температур и других факторов.

Дальнейшее развитие методики оценки на основе энергетического коэффициента выполнено проф. В.М. Антуфьевым с использованием удельных показателей для определения теплосъема и энергозатрат.

Проведено преобразование энергетического коэффициента путём анализа величин, входящих в уравнение (4.1):

$$\mathcal{E} = Q / N = k \cdot F \cdot \Delta t / (\Delta P \cdot W \cdot f_{\text{пр.с}}), \quad (4.2)$$

где k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · °С); F — поверхность теплообмена, м², Δt - среднелогарифмический температурный напор, °С; ΔP - потери напора при движении среды, Па; W - скорость среды, м/с; $f_{\text{пр.с}}$ - площадь проходного сечения, м².

Делением числителя и знаменателя на F получены удельные показатели теплосъёма и энергозатрат на 1 м^2 . Обозначив удельные энергозатраты:

$$N_0 = \Delta P \cdot W \cdot f_{\text{пр.с}} / F, \quad (4.3)$$

получим выражение:

$$\mathcal{E} = k \cdot \Delta t / N_0. \quad (4.4)$$

На оценку эффективности поверхности теплообмена температурный напор не влияет и может быть принят $\Delta t = 1 \text{ }^\circ\text{C}$.

Тогда выражение (4.4) принимает вид безразмерного комплекса:

$$\mathcal{E} = k \cdot 1 / N_0 = k / N_0. \quad (4.5)$$

В такой записи энергетический коэффициент является универсальным и характеризует теплоту, переданную при разности температур в $1 \text{ }^\circ\text{C}$, затратах энергии в 1 Вт на движение рабочей среды при обтекании 1 м^2 поверхности теплообмена.

Однако и в таком виде предложенный критерий оценки теплообменных поверхностей некорректен с позиции современных представлений о термодинамической эффективности теплообменных аппаратов. К недостаткам энергетического критерия теплообменных поверхностей следует отнести:

- значения величин энергии в числителе и знаменателе этого критерия имеют различную энергетическую ценность (тепловая и электрическая энергия);
- на величину воспринятой теплоты влияет, главным образом, переданная теплота. Эта теплота определяется величиной коэффициента теплопередачи, температурным напором и поверхностью теплообмена;
- утверждение, что на коэффициент теплоотдачи температурный напор не оказывает влияние, а следовательно, является универсальным, является дискуссионным. Известно, например, что для выпарных аппаратов с естественной циркуляцией полезный температурный напор оказывает

существенное влияние на коэффициент теплоотдачи, а, следовательно, и на коэффициент теплопередачи.

4.2. Эксергетический коэффициент теплопередачи

Эти недостатки можно устранить, если в качестве универсальной оценки энергетической эффективности теплообменных поверхностей использовать эксергетический коэффициент теплопередачи.

В этих условиях эксергетический КПД теплообменного аппарата можно записать:

$$\eta_e = \Delta E_{qH} / \Delta E_{q0} = Q \cdot (1 - T_{o.c} / T_H) / (Q \cdot (1 - T_{o.c} / T_o) + N_0) . \quad (4.6)$$

Выполнив несложные преобразования, получим:

$$\eta_e = \Delta E_{qH} / \Delta E_{q0} = (1 - T_{o.c} / T_H) / ((1 - T_{o.c} / T_o) + N_0 / Q) , \quad (4.7)$$

или с учетом того, что $N_0 / Q = \mathcal{E}^{-1}$:

$$\eta_e = (1 - T_{o.c} / T_H) / ((1 - T_{o.c} / T_o) + \mathcal{E}^{-1}) . \quad (4.8)$$

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Критерий энергетической эффективности академика М.В. Кирпичева. Математическое выражение.
2. Критерий энергетической эффективности проф. В.М. Антуфьева. Вывод критерия энергетической эффективности.
3. Эксергетический коэффициент теплопередачи как универсальная характеристика оценки энергоэффективности энергетических процессов. Вывод критерия энергетической эффективности.
4. Показать связь эксергетического коэффициента теплопередачи с критериями М.В. Кирпичева и В.М. Антуфьева.

Библиографический список

Казаков В.Г., Луканин П.В., Смирнова О.С. Эксергетический анализ технологических схем производства целлюлозы и бумаги // Промышленная энергетика. 2009. № 11.

Казаков В.Г., Луканин П.В., Смирнова О.С. Упрощенный метод определения эксергетического КПД сложной тепловой схемы технологического процесса // Промышленная энергетика. 2010. № 1.

Казаков В.Г., Луканин П.В., Смирнова О.С. Построение эксергетических диаграмм по методу приращений эксергетических потоков // Промышленная энергетика. 2010. № 6.

Антуфьев В.М., Гусев Е.К., Ивахненко В.В., Кузнецов Е.Ф., Ламм Ю.А. Теплообменные аппараты из профильных листов.- Л.: Энергия, 1972.- 128 с.

Мурзич А.Ф., Иванов А.Н. Теплообменное оборудование промпредприятий: учебное пособие / СПбГТУРП.- СПб., 2005.- 288 с.

Шаргут Я., Петела Р. Эксергия. - М.: Энергия, 1968.- 279 с.

Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа. - М.: Энергия, 1973.- 296 с.

Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. – М.: Энергоатомиздат, 1988.- 288 с.

Гохштейн Д.П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок. - М.: Энергия, 1969. – 255 с.

Лейтес И.Л., Сосна М.Х., Семенов В.П. Теория и практика химической энерготехнологии. - М.: Химия, 1988. - 280 с.