

ЭКСПЕРИМЕНТ

Я. ШАРТУТ
Р. ПЕТЕЛА

Я. ШАРГУТ, Р. ПЕТЕЛА

621.103

Ш-255

ФУНДАМЕНТАЛЬНОЕ
КИНОХРАНИЛИЩЕ

ЭКСЕРГИЯ

Перевод с польского Ю. И. Батурина
Д. Ф. Стржижовского под редакцией
доктора техн. наук В. М. БРОДЯНСКОГО

ИЗДАНИЕ ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

Московский химико-
технологический ин-т
им. Д. И. Менделеева
БИБЛИОТЕКА

325664



«ЭНЕРГИЯ»

МОСКВА 1968

Книга представляет собой первый в мировой литературе обобщающий труд, посвященный понятию эксергии и применениям ее в технике. Даются термодинамическое обоснование понятия эксергии и его теоретический анализ, рассматривается применение эксергии для анализа работы различных теплотехнических, холодильных и металлургических установок. Особый интерес представляют вопросы, связанные с расчетами эксергии при химических процессах, в частности при горении топлива, а также экономические приложения эксергии в энергетике.

■

Prof., dr.-inz. Jan Szargut, dr.-inz. Ryszard Petela
Egzergia
Wydawnictwo naukowo-techniczne
Warszawa

ПРЕДИСЛОВИЕ К РУССКОМУ ИЗДАНИЮ

В последние годы эксергетический анализ тепловых процессов получает все более широкое распространение. В книге «Эксергия» мы старались отразить современное состояние названного раздела технической термодинамики. Задача эта не из легких, так как в этой области багаж знаний постоянно обогащается. Подготавливая книгу к переводу на русский язык, мы ввели дополнения и изменения, имеющие целью представить рассматриваемые вопросы в свете самых последних достижений. В частности, мы дополнили вопросы расчета эксергии топлива, более широко осветили проблемы экономического использования эксергии, ввели критику понятия анергии и т. д.

Издание русского перевода книги мы принимаем с искренней радостью; надеемся, что он будет способствовать дальнейшему развитию

дружеского научного сотрудничества с советскими учеными. Вопросы эксергетического анализа являются предметом живого интереса советских исследователей, а проводимый нами много лет дружеский обмен мнениями с ними значительно обогатил нашу книгу.

Выражаем горячую благодарность издательству «Энергия», научному редактору доктору технических наук В. М. Бродянскому, а также переводчикам книги инженерам Д. Ф. Стржижовскому и Ю. И. Батурину за большой труд подготовки перевода, а также включение в него всех сделанных нами дополнений и исправлений.

Передавая книгу в руки советских читателей, просим присылать нам замечания и пожелания, которые помогут нам лучше подготовить ее следующее издание.

Авторы

ПРЕДИСЛОВИЕ РЕДАКТОРА РУССКОГО ИЗДАНИЯ

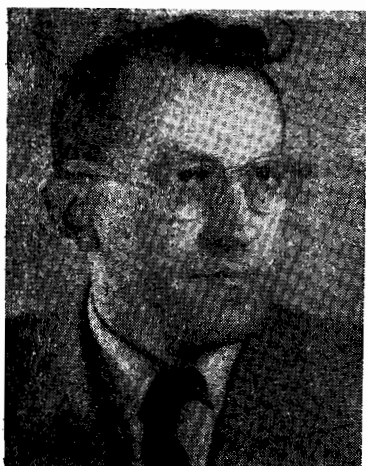
Книга польских ученых Я. Шаргута и Р. Петелы «Эксергия» была опубликована в Варшаве в 1965 г. Она представляет собой первый в мировой научной литературе самостоятельный обобщенный труд, посвященный эксергетическому методу термодинамического анализа и его многочисленным приложениям в технике.

Эксергетический метод, основанный на широком использовании понятия эксергии (технически пригодной энергии), является наиболее общим способом термодинамического исследования различных процессов преобразования энергии. Этот метод находит широкое применение при анализе теплосиловых и холодильных установок, агрегатов химических и металлургических производств и т. д. Он позволяет с достаточной научной строгостью и вместе с тем наиболее наглядно определять степень совершенства и источники потерь в установках и их частях и, в конечном счете, находить пути их усовершенствования.

За последние годы как в СССР, так и за границей появилось большое количество работ по эксергетическому методу и его применениям. Книга Я. Шаргута и Р. Петелы за-

нимает среди них особое положение. Это связано не только с тем, что она явилась первым крупным трудом по этой теме. Исключительная ценность книги связана прежде всего с широким охватом как теоретических, так и прикладных вопросов. В книге рассмотрены термодинамические основы метода, разработан его графический и аналитический аппарат, а также самые разнообразные приложения, в том числе и в экономике.

Вторая существенная особенность труда Я. Шаргута и Р. Петелы определяется тем, что значительная часть ее содержания основана на собственных оригинальных работах авторов. Их имена уже известны многим советским специалистам по многочисленным исследованиям в области эксергетического метода; некоторые из них были переведены на русский язык. Наиболее интересные исследования Я. Шаргута и его сотрудников относятся к разработке методов определения эксергии различных элементов и соединений, в частности, топлива, к эксергетическому анализу химических и металлургических процессов, а также приложениям эксергии к экономическим задачам. Из работ Р. Пе-



Я. Шаргут



Р. Петела

теты наибольший интерес представляют исследования по эксергии излучения.

Следует указать, что польская школа термодинамики, созданная Я. Шаргутом в Силезском политехническом институте (г. Гливице), заняла одно из ведущих мест в мире по разработке эксергетического метода. По приложениям эксергии к химическим и металлургическим процессам школа Я. Шаргута занимает лидирующее место. Практическая направленность исследований дала авторам возможность привести в тексте книги большое количество удобных графиков и таблиц, а также примеров, иллюстрирующих приложения теории и доведенных до числовых результатов.

Со времени напечатания книги прошло около 2 лет; за это время появились новые интересные работы, а некоторые вопросы потребовали уточнения. Поэтому при подготовке русского перевода авторами была проделана существенная работа по дальнейшему улучшению книги; в текст и библиографию бы-

ли внесены ряд дополнений и изменений.

Естественно, что даже в таком большом труде, как этот, невозможно охватить все вопросы, связанные с эксергией и ее применениями. Поэтому в книге дано большое количество ссылок на дополнительную литературу, в которой отдельные разделы освещены более подробно. Часть дополнительных ссылок на советские источники добавлена при редактировании. В местах, где точка зрения авторов представляется спорной, перевод снабжен соответствующими примечаниями. Для облегчения работы с книгой ряд условных обозначений в формулах заменен на новые, принятые в последние годы в литературе. В частности, обозначение всех видов эксергии потока заменено с «*b*» на «*e*», снижение эксергии обозначено вместо δ знаком ∇ (набла).

Книга предназначена для инженеров и научных работников, связанных с энергетикой различных областей техники, а также студентов и аспирантов соответствующих специальностей. Она несомненно

представит интерес и для всех специалистов, связанных с термодинамикой и ее техническими приложениями.

Предпоследняя (одиннадцатая) глава книги может дать полезную информацию исследователям и инженерам, работающим над пробле-

мами энергетического использования излучения, в том числе и применительно к космическим объектам.

Двенадцатая глава полностью посвящена вопросам экономических приложений эксергии.

В. М. Бродянский



ВВЕДЕНИЕ

Исследование совершенства тепловых процессов до настоящего времени проводится посредством составления энергетического баланса, который иногда называют тепловым балансом. Однако при энергетическом балансе все виды энергии рассматриваются без учета различия их качества, т. е. практической пригодности. Например, в энергетическом балансе электростанции химическая энергия топлива рассматривается наравне с теплом, отдаваемым конденсатором в окружающую среду. Известно, однако, что практическая пригодность тепла различна и имеет тем меньшую величину, чем ближе температура источника тепла к температуре окружающей среды.

Окружающая среда могла бы давать практически неограниченное количество тепла, но качество, определяемое практической пригодностью этого тепла, равно нулю. В связи с этим отдача тепла в окружающую среду рабочим телом, имеющим температуру, близкую к температуре этой среды, не может рассматриваться как потеря энергии. Следовательно, и тепло, отданное в окружающую среду в конденсаторе паровой конденсационной турбины, не является само по себе энергетической потерей, а только отражает потери, которые возникли в иных звеньях электростанции. На приведенном примере видно, что энергетический баланс не дает возможности установить место проявления процессов, снижающих степень совершенства тепловой

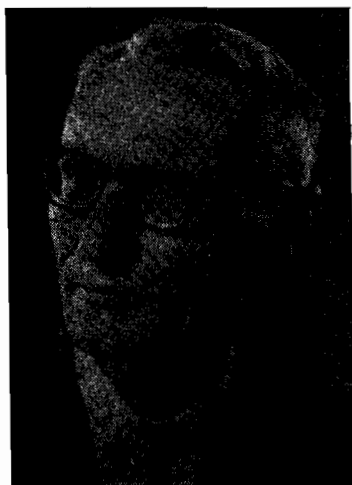
установки, и не позволяет произвести количественную оценку этих процессов.

Энергетический баланс не может служить также основой для правильной оценки степени совершенства теплового процесса. Например, термический к. п. д. теплового двигателя, рассчитанный без учета различия тепла и работы, всегда меньше единицы, даже если предметом рассмотрения является идеальный двигатель Карно. Другим примером может служить тепловой насос, термический к. п. д. (отношение греющего тепла к работе привода) которого всегда больше единицы, даже тогда, когда эта машина далека от совершенства.

Приведенное выше положение о практической непригодности тепла, черпаемого из окружающей среды, вытекает не из закона сохранения энергии, а из II закона термодинамики. Правильная оценка качества (практической пригодности) различных видов энергии требует применения II закона термодинамики.

Таким образом, используя II закон термодинамики, следует ввести *общий показатель* качества различных видов энергии. В качестве такого показателя принята *максимальная способность к совершению работы*.

Для того чтобы установить нулевой уровень названного показателя качества энергии, нужно воспользоваться дополнительным условием, не зависящим от II закона термодинамики, а вытекающим только из



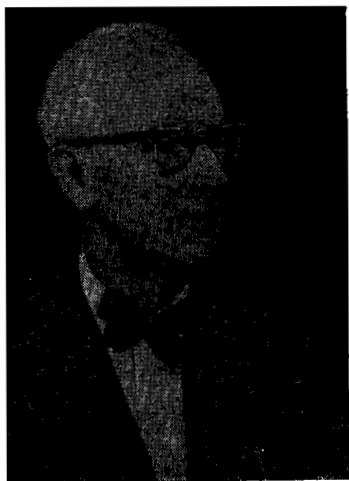
П. Грассман

Сэнки. По данным П. Грассмана [Л. 42], впервые это сделали в 1945 г. в неопубликованной работе Гентрих, Ритц и др. Указанное понятие баланса относится исключительно к поточным установкам, работающим в установившемся режиме.

Заслуживает внимания предложенное М. В. Трингом [Л. 128, 129] понятие работоспособности и потеря величины этой способности. Этот автор ввел оригинальные графики работоспособности, которые можно считать разновидностью балансовой характеристики. Подобные же графики изучали С. Сейппель [Л. 94] и А. Андрущенко [Л. 2].

Баланс работоспособности приводит к понятию к. п. д., учитывающего различную практическую ценность разных видов энергии. Первые попытки введения такого понятия предприняли Жуге [Л. 54, 55] и Даррье [Л. 23, 24]. Более глубоко этим вопросом занимались П. Грассман [Л. 40, 41] и К. Нессельман [Л. 67, 69].

В связи с принятием балансовой характеристики возникла необходимость решить вопрос о состояниях отсчета, принимаемых при расчете максимальной пригодности к совершению работы. Теорию состояния отсчета разработал Я. Шаргут [Л. 101—103, 105]. Эта теория решает прежде всего вопросы расчета эксергии вещества, участвующего в химическом процессе.

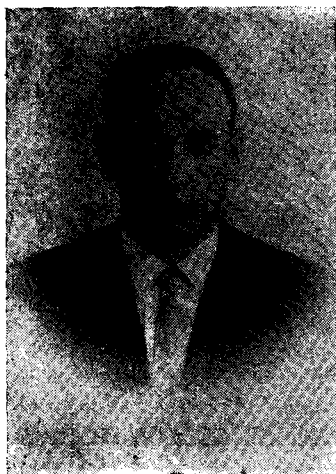


К. Нессельман

Использовавшийся в течение долгого времени термин «работоспособность», или «пригодность к совершению работы», был очень неудобен. Это определение носит описательный характер и, кроме того, неполно и неоднозначно (более полное определение рассматриваемого понятия должно звучать как «максимальная способность материи к совершению технической работы в данной окружающей среде»). В связи с этим было необходимо принять совершенно новый термин, рационально обоснованный, возможно более короткий и отличающийся от применявшихся в термодинамике терминов. Такой термин в 1955 г. разработал югославский ученый З. Рант [Л. 82, 84]. Он предложил по аналогии со словом «энергия» ввести термин, производный от греческого слова *εργον* (работа), который указывал бы на то, что речь идет о работе, которую можно получить из рассматриваемой системы. Этим требованиям удовлетворяет термин «эксергия», который в европейской¹ технической литературе принят почти повсеместно и который значительно способствовал популяризации этого понятия.

Из последних областей применения эксергии следует выделить экономику. Первые предложения

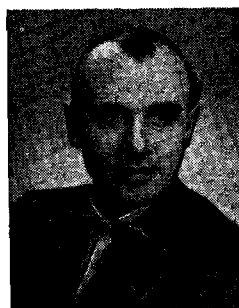
¹ В последние годы термин «эксергия» был принят также в английской и американской технической литературе. (Прим. ред.)



В. Бродянский

о использовании эксергии в этом направлении были выдвинуты З. Рантом [Л. 82, 84], Я. Шаргутом [Л. 104] и А. Андриющенко [Л. 3]. Применение эксергии для экономической оценки процесса будет, вероятно, становиться все более частым, поскольку такая оценка относится к наиболее интересным результатам эксергетического анализа. В последнее время авторы данной книги опубликовали несколько работ, посвященных этому вопросу [Л. 111—113, 126].

Расчет эксергии довольно сложен. Это, конечно, затрудняет распространение этого понятия. В связи с этим были предприняты попытки составления таблиц и графиков, облегчающих определение эксергии. Уже в 1932 г. Дж. М. Кинан предложил пользоваться диаграммой «пригодность — энтропия» [Л. 57]. Подобную же диаграмму опубликовал Л. Хайби [Л. 52] в 1952 г. Но наибольшее количество работ по этому вопросу появилось в последнее время. Составлены диаграммы для определения эксергии водяного пара (З. Рант, [Л. 86]), хладагентов (В. М. Бродянский, И. П. Ишкин, [Л. 18]), выхлопных газов (З. Рант, [Л. 85], Я. Шаргут, [Л. 120]), воздуха (Г. Д. Баер, [Л. 4—5]), технических газов (А. Гузик [Л. 47—49]), влажного воздуха (Т. Бес, [Л. 7]). Были также проанализированы возможности применения различных видов диаграмм



Н. Эльснер

и принципы изображения термодинамических процессов на диаграммах (Н. Эльснер, Г. Грюн, Е. Кейнер, [Л. 27, 44], Г. Глязер [Л. 37] и др.).

Особенно большие трудности возникают при расчете эксергии в химических процессах. Один из наиболее ранних анализов энтропии химических процессов был опубликован З. Рантом [Л. 81]. Теорию расчета эксергии химических процессов разработал Я. Шаргут [Л. 101, 103, 107].

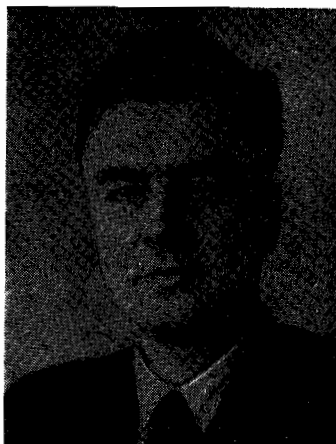
Для облегчения расчетов в последних работах Я. Шаргута опубликованы таблицы так называемой нормальной эксергии однородных химических соединений [Л. 105, 109] и таблицы для приближенного расчета химической эксергии сырья и продуктов металлургических заводов [Л. 120].

Особого внимания заслуживает вопрос расчета химической эксергии топлива, в частности твердого. При рассмотрении таких видов топлива, как каменный и бурый угли, кокс, дрова и т. п., невозможно точно установить абсолютную энтропию, в связи с чем необходимо произвести приближенный расчет эксергии. Вопросами приближенного расчета эксергии технического топлива занимались З. Рант [Л. 87] и В. Фратцшнер [Л. 32, 33].

Отсутствие достаточно разработанной теории состояний отсчета приводило еще до недавнего времени к расхождению способов определения эксергии топлива. Логически последовательное определение эксергии топлива вытекает из общей



В. Фратшер



А. Андрищенко

теории состояний отсчета, содержащейся в работах [Л. 101, 103, 105]. Воспользовавшись этим определением, Т. Стырыльска и Я. Шаргут дали формулы для приближенного определения эксергии топлив [Л. 117].

Эксергетический анализ процессов горения явился предметом рассмотрения в некоторых других публикациях указанных авторов [Л. 115, 118].

В последние годы появилось много работ по вопросу использования эксергии в различных областях техники. Наиболее эффективные результаты получены при использовании эксергетического метода для исследования совершенства процессов холодильных и теплосиловых установок.

Из числа работ, относящихся к эксергетическому анализу процессов, происходящих в паросиловых установках, особого внимания заслуживают работы А. Келлера [Л. 59], К. Сейппеля [Л. 94], Д. П. Гохштейна [Л. 38], А. Андрищенко [Л. 2], Г. Регенера [Л. 91]. Многочисленные труды по эксергетическому анализу холодильных процессов опубликовали К. Нессельман [Л. 67, 68] и В. М. Бродянский [Л. 15, 18—20].

В некоторых областях техники предприятия лишь первые попытки использования эксергетического баланса, несмотря на то, что заранее

видна эффективность этого способа исследования совершенства процессов. В качестве примера следует указать на вопросы кондиционирования, впервые рассмотренные Г. Блоком [Л. 8] и П. Глансдорфом [Л. 36]. Главная трудность определения эксергии в этой области истекает из того, что здесь становится необходимым учитывать изменения параметров окружающей среды.

Заслуживают серьезного внимания работы В. М. Бродянского по эксергетическому анализу ректификации в области низких температур [Л. 16—17].

Эксергетический баланс тепловых металлургических процессов был впервые произведен Я. Шаргутом [Л. 105, 107, 108, 120, 121]. Последнее время по этому вопросу появились интересные публикации Р. Ешара и М. Брауэра [Л. 14, 53].

Одной из новых областей, «покоренных» эксергетическим анализом, является излучение. В эту область понятие эксергии ввел Р. Петела [Л. 74—76, 78], который предложил формулы для расчета собственной радиации излучающей поверхности и эксергии любого теплового излучения, достигающего исследуемой поверхности.

В новейшей технической литературе, посвященной эксергии, продолжает уделяться большое внимание теоретической стороне этого вопроса. Проблемы составления эксер-

гетического баланса и правильности терминологии, обоснования способов определения совершенства с точки зрения эксергии, эксергетического анализа типовых термодинамических процессов и т. п. были предметом исследований Н. Эльснера, В. Фратшера [Л. 25, 26, 28, 30], П. Грассмана [Л. 43] и др.

Наиболее интенсивное развитие описываемой отрасли технической термодинамики началось с 1950 г. Интересно отметить, что из числа фундаментальных работ, опубликованных к 1963 г., 85% появилось после 1950 г. О большом интересе к этой области термодинамики свидетельствует выпуск научно-техническими журналами специальных номеров, посвященных эксергии (Brennstoff — Wärme — Kraft № 11, 1961; Energetyka Przemyslowa № 11, 1962). В 1956 г. в Австрии был составлен первый эксергетический баланс страны [Л. 73]. Вопросы анализа тепловых процессов посредством энтропии стали также освещаться в книжных публикациях.

Первую монографию, посвященную анализу возрастания энтропии в тепловых процессах, опубликовал Д. П. Гохштейн [Л. 38]. Второе издание этой работы появилось в 1963 г. Автор занимается исключительно энергетическо-энтропийным анализом циклов тепловых двигателей, тепловых насосов и холодильных установок, причем наибольший объем отводится рассмотрению паросиловых установок. Следует напомнить, что Д. П. Гохштейн является противником использования понятия эксергии. Он противопоставляет свой метод «энергетических потерь» (т. е. потерь эксергии) методу эксергетического баланса.

В 1956 г. появилась мало известная книга А. Андрющенко [Л. 2], в которой автор описывает метод анализа физических тепловых процессов при помощи работоспособности. Результаты этого анализа представлены в виде баланса при помощи графиков, подобных графикам, предложенным М. Трингом [Л. 129]. В 1963 г. А. Андрющенко опубликовал вторую книгу [Л. 3],

в которой посредством использования эксергии он решает проблемы оптимизации термодинамических параметров тепловых электростанций.

В 1956 г. появился учебник Р. Маршала [Л. 65], в котором автор относит вопросы о так называемой пригодной энергии к одной из главных проблем. В 1959 г. Е. А. Бриджес опубликовал короткую монографию [Л. 21] о «пригодной энергии».

Много внимания вопросам эксергии уделил Г. Д. Баер в учебнике термодинамики, опубликованном в 1962 г. [Л. 4]. В этом же году В. Фратцшер обнародовал обширное монографическое исследование по эксергии [Л. 34], вошедшее в немецкое издание учебника термодинамики М. П. Вукаловича и И. И. Новикова. Основная часть этой монографии посвящена эксергетическому анализу типовых термодинамических процессов.

В 1965 г. вышел сборник «Энергия и эксергия» [Л. 137], состоящий из семи статей, посвященных эксергетическому анализу. В этом сборнике, кроме основных вопросов, рассмотрены возможности использования эксергии для технико-экономической оптимизации тепловых процессов. Появились также первые книги, относящиеся к использованию эксергетического анализа в различных отраслях теплотехники. В 1966 г. две такие работы опубликовал В. М. Бродянский [Л. 134—136]. В первой из них рассматривается процесс разделения воздуха и вносится предложение о применении эксергии для определения себестоимости продуктов этого процесса. Вторая публикация посвящена эксергетическому анализу низкотемпературных процессов.

Увеличение популярности и значения эксергии, значительные научные достижения, которые появились в этой области за последние годы, а также наличие обильного собственного материала склонили авторов к написанию монографии, посвященной этому вопросу.

В освещении проблемы эксергетического анализа у различных

авторов имеются значительные расхождения. Данная книга также со многих точек зрения отличается от трудов других авторов. Наибольшее различие наблюдается при составлении эксергетического баланса химических процессов. У других авторов понятие эксергии связано с химической реакцией, а не с веществами, которые в ней участвуют. Такой метод дает только возможность определения внешних по отношению к рассматриваемой промышленной установке потерь эксергии, но не позволяет рассчитать потери эксергии, происходящие в результате неполного использования конечных продуктов процесса, и не может служить основой для рационального определения эксергетического к. п. д. химического процесса. В данной книге путем использования приближенной теории состояний отсчета понятие эксергии связывается исключительно с рассматриваемым веществом. Поэтому в книге не встречаются такие понятия, как эксергия изменений, эксергия химической реакции, эксергия тепла или эксергия работы.

Авторы данной книги с очень большой осторожностью подошли к рассмотрению вопроса применения эксергии для экономической оценки. Поскольку эксергия является термодинамическим, а не эконо-

мическим понятием, постольку, по мнению авторов, она может быть применена только для приблизительной оценки влияния технических параметров на экономическую ценность определенного энергоносителя. Однако такая приближенная оценка может иметь большое практическое значение и может привести к результатам, в значительно меньшей степени отягощенным ошибками, чем результаты использования обычно применяющихся методов.

В данной книге основное значение имеет анализ роли окружающей среды в промышленных энергетических процессах. В литературе можно встретить различные определения понятия окружающей среды. Авторы книги под окружающей данную установку средой понимают ближайшую, но достаточно большую часть окружающей природы (атмосферный воздух, пласты земной коры). При таком определении окружающей среды она для промышленных энергетических процессов является источником дарового (в экономическом смысле) тепла и даровых веществ. Отсюда следует вывод, что проведение эксергетического анализа целесообразно только при рассмотрении конкретных процессов, реализуемых человеком в условиях, определяемых окружающей природой.

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

2-1. ПОНЯТИЕ ЭКСЕРГИИ

2-1-1. ЗНАЧЕНИЕ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ В ПРОМЫШЛЕННЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ

Все промышленные энергетические процессы протекают в условиях, определяемых окружающей природой. Эти условия оказывают решающее влияние на способ реализации промышленных процессов. Например, горение (соединение топлива с кислородом) стало главным энергетическим процессом в промышленности, потому что в окружающей среде кислород содержится практически в неограниченном количестве. В тепловых циклах, как правило, окружающая среда используется как один из источников тепла, поскольку этот источник является естественным. Поэтому температура окружающей среды является существенным параметром при техническом осуществлении циклов (например, давление в конденсаторе паросиловой установки зависит от температуры окружающей среды).

Вещества, повсеместно существующие в окружающей среде, могут черпаться из нее бесплатно. Следовательно, с экономической точки зрения это вещества даровые¹. Например, в стоимость эксплуатации котельной установки не включается стоимость воздуха, израсходован-

ного для горения, поскольку он черпается из окружающей среды в любом количестве. Также и тепло можно черпать из окружающей среды в произвольных количествах. В связи с этим тепло, отданное окружающей среде (например, в цикле тепловой электростанции), не следует рассматривать как потери, поскольку это тепло в любую минуту можно вернуть².

Приведенные выше соображения позволяют определить техническое значение окружающей среды [Л. 100]. Окружающая среда в промышленных энергетических процессах выполняет функции дарового (в экономическом смысле) источника тепла и веществ. При этом повсеместно распространенные в окружающей природе вещества и тепло, которое можно черпать из окружающего пространства, не могут служить для привода тепловых процессов; следовательно, с точки зрения энергетической пригодности они не имеют ценности.

Кроме даровых веществ, в окружающей природе имеются также ценные вещества. Это такие вещества, химический состав или параметры состояния которых отличаются от средних. Такие вещества имеются в ограниченном количестве и представляют собой природные богатства.

Окружающей среде в данной книге придается большое значение,

¹ Однако стоимость вещества зависит от его параметров состояния; вещества, взятые из окружающей среды, будут даровыми только тогда, когда состояние ввода их в процесс совпадает с естественным.

² Следует напомнить, что как отдача, так и получение тепла из окружающей среды не приводят к дополнительным затратам только тогда, когда эти процессы происходят обратимо.

поэтому требуется уточнить это понятие.

В дальнейшем окружающей средой будет называться та часть окружающей природы, которая, находясь в непосредственной близости от промышленной установки, оказывает в результате этого большое влияние на ее работу. В большинстве энергетических процессов участвует только часть окружающей среды — атмосфера.

Энергетические процессы, реализуемые человеком, в принципе оказывают влияние на химический состав и параметры состояния окружающей среды. Но, как правило, влияние это невелико и его можно не учитывать. В дальнейшем принято, что все изменения химического состава и параметров состояния окружающей среды есть результат природных явлений, не зависящих от человека; эти изменения не являются следствием рассматриваемого промышленного энергетического процесса. Это допущение является основой для дальнейших выводов. Как будет показано в подпараграфе 2-2-5, все формулы, приведенные в данной книге, не были бы справедливы для процессов, которые заметно влияют на химический состав и параметры окружающей среды. Для того чтобы обеспечить возможность исследования влияния необратимости на совершенство таких процессов, следовало бы создать теорию, более общую, чем та, которая разработана к настоящему времени.

В литературе, посвященной эксергии, принимаются еще более жесткие ограничения. Так, например, принимается, что во время процесса параметры среды, окружающей данную промышленную установку, не подвергаются изменениям. Благодаря этому условию значительно упрощается составление эксергетического баланса. Однако принимать это ограничительное условие вовсе не обязательно. Основные законы, выведенные в этой книге; справедливы также для изменяющейся окружающей среды, если эти изменения не вызваны работой исследуемой установки.

2-1-2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКСЕРГИИ

Как уже указывалось во введении, различные виды энергии и различные проявления ее имеют неодинаковую практическую пригодность (а также неодинаковую экономическую ценность, отнесенную к единице энергии). Например, тепло имеет тем меньшую практическую пригодность, чем меньше разница между температурой источника тепла и температурой окружающей среды. При этом следует обратить внимание на то, что, например, изотермическое сжатие воздуха (в области давлений, в которой воздух можно рассматривать как идеальный газ) не изменяет его внутренней энергии, но, несмотря на это, приводит к увеличению его энергетической пригодности.

Наибольшая энергетическая пригодность характеризует также механическую работу, поскольку при обратимой затрате работы можно получить любой вид энергии в эквивалентном количестве. Поэтому способность к совершению работы принята в качестве всеобщего показателя качества (практической пригодности) различных видов энергии и различных способов передачи ее.

Практическая энергетическая пригодность вещества равна нулю, если параметры его состояния соответствуют параметрам компонентов окружающей среды. Поэтому состояние термодинамического равновесия материи с окружающей средой следует принять за состояние отсчета (нулевой уровень) при расчете практической энергетической пригодности этого вещества.

Полное использование практической энергетической пригодности вещества для совершения работы не могло бы произойти без взаимодействия с окружающей средой. Как правило, из окружающей среды необходимо почерпнуть определенное количество даровых веществ и использовать ее как источник дарового тепла. Например, для энергетического использования угля из окружающей среды следует почерпнуть определенное количество кислорода.

Чтобы полностью использовать сжатый воздух с температурой окружающей среды, следовало бы произвести изотермическое расширение его с отбором тепла из окружающей среды.

Максимальная способность к совершению работы, рассчитанная с учетом взаимодействия с окружающей средой, была названа эксергией. Отсюда следует определение этой величины:

Эксергия материи является максимальной работой, которую эта материя может совершить в обратимом процессе, с окружающей средой в качестве источника даровых тепла и веществ, если в конце этого процесса все участвующие в нем виды материи приходят в состояние термодинамического равновесия со всеми компонентами окружающей среды.

Приведенное выше определение может быть в равной степени применено к материи, выступающей в виде вещества или поля. В соответствии с этим определением эксергия материи окружающей среды равна нулю, если составляющие рассматриваемой материи находятся в состоянии термодинамического равновесия. Полное термодинамическое равновесие в природе вообще не встречается (например, в атмосферном воздухе нет полного термодинамического равновесия между свободным водородом, кислородом и водяными парами). В связи с этим в окружающей среде материя не выступает в состоянии, эксергия которого абсолютно равна нулю. Указанное отклонение от термодинамического равновесия не имеет большого практического значения, однако его следует соответствующим образом учитывать при выборе метода определения эксергии.

2-1-3. ЭНЕРГИЯ, ЭКСЕРГИЯ И АНЕРГИЯ

Была предпринята попытка вместе с приведенным выше определением эксергии составить определение максимальной работы. Рант определяет эксергию как часть энергии, которая может быть превращена в любой другой вид энер-

гии [Л. 141—143]. Для непревратимой части энергии Рант предложил название анергия. Следовательно, в соответствии с определением Ранта каждый вид энергии можно разделить на эксергию и анергию.

Энергия подчиняется закону сохранения, но закона сохранения эксергии не существует. Напротив, каждое необратимое явление — причина безвозвратной потери эксергии. Следовательно, по Ранту в необратимых явлениях эксергия превращается в анергию, но трансформация анергии в эксергию невозможна.

При расчете эксергии существует точка начала отсчета — нулевая точка, определяемая параметрами всех составляющих окружающей среды. При расчете энергии нулевая точка выбирается условно. Следовательно, и нулевая точка анергии является условной и определяется по условно установленной точке нулевой энергии.

Определение эксергии, предложенное Рантом, очень просто и может способствовать распространению этого понятия. Однако более глубокий анализ показывает, что это определение не является достаточно точным.

Во-первых, как правильно заметил Грассман [Л. 139], эксергия определяется возможностью взаимодействия рассматриваемой материи с окружающей средой. Следовательно, максимальная работа — эксергия — определяется не только рассматриваемой энергией и поэтому не должна рассматриваться как часть ее.

Во-вторых, указанное определение приводит к противоречию при рассмотрении тел с более низкой температурой, чем температура окружающей среды. Снижение температуры такого тела (а, следовательно, отведение от него части его энергии) приводит к увеличению эксергии его. Если бы эксергия была частью энергии, то отнятие от тела некоторой порции энергии должно было бы привести к уменьшению эксергии. Неправильно также утверждение, что эксергию можно целиком преобразовать в любой вид

энергии. Например, эксергия элементарного углерода выше его теплотворной способности. Следовательно, если бы некоторое количество эксергии было израсходовано на выделение чистого углерода из углекислого газа, содержащегося в атмосфере, то полученное в результате этого процесса увеличение химической энергии должно было бы быть меньше израсходованной эксергии.

В данной книге определение Ран-та не принято и вытекающее из него понятие эксергии не используется.

Определение эксергии, используемое в книге, может показаться совпадающим с определением энергии, употреблявшимся когда-то в физике. Часто энергию определяют как способность совершать работу. Однако следует подчеркнуть, что эксергия выражает определенную, конкретную способность к совершению работы, обусловленную взаимодействием с окружающей природой.

Грассман [Л. 43] обратил внимание на определенную двусмысленность слова «энергия». В разговорном языке часто под этим словом понимается не «общая способность к совершению работы» (как в физике), а «практическая способность к совершению работы» (следовательно, величина в значении эксергии). Если, например, рассматривается сжатый воздух при температуре окружающей среды, то часто все-таки говорят об «энергии» этого воздуха, несмотря на то, что с точки зрения термодинамики разница между этой энергией и энергией атмосферного воздуха равна нулю.

Приведенный пример показывает, что в технической практике давно существует необходимость введения величины, характеризующей практическую энергетическую пригодность. Этот пробел и восполняет эксергия.

Предметом дальнейшего рассмотрения в этой книге является эксергия материи в форме вещества. Эксергия теплового излучения рассматривается отдельно в гл. 11.

2-1-4. КОНЦЕНТРАЦИЯ ЭКСЕРГИИ КАК ПОКАЗАТЕЛЬ ВОЗМОЖНОСТИ ЕЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ

Эксергия определяет практическую энергетическую пригодность материи. Следует, однако, обратить внимание на то, что для оценки пригодности недостаточно знать общее количество эксергии рассматриваемого термодинамического агента. Очень важным параметром, оказывающим влияние на возможность практического использования эксергии, является отношение величины эксергии к объему термодинамического агента. Эту величину можно назвать концентрацией эксергии [Л. 116].

Вообще говоря, чем больше концентрация эксергии, характеризующая данный термодинамический агент, тем благоприятнее складываются возможности использования этого агента. Поэтому в принципе большая концентрация эксергии приводит к уменьшению капиталовложений установки, служащей для использования этой эксергии; чем больше плотность эксергии, тем меньшими могут быть размеры трубопроводов, теплообменников, машин и т. п. Вместе с капиталовложениями могут также уменьшиться транспортные расходы или потери (например, уменьшение диаметра трубопровода приводит, как правило, к уменьшению потерь тепла).

В практике энергетики часто умышленно идут на потери эксергии, только для того чтобы получить повышенную концентрацию эксергии. В качестве типичного примера можно привести производство горячей воды в теплообменниках ТЭЦ. Работа этих теплообменников сопровождается большими потерями эксергии, но, несмотря на это, реализация этого процесса технически и экономически оправдана, поскольку горячая вода, выходящая из теплообменников, имеет по сравнению с питающим их паром в десятки раз большую концентрацию эксергии.

Следует также иметь в виду, что слишком высокая концентрация эксергии может быть и нежелатель-

ной, поскольку из-за нее могут возникнуть затруднения в управлении процессом (очень большую концентрацию эксергии имеют, например, продукты термоядерного процесса).

2-1-5. РАЗЛИЧИЕ ВИДОВ ЭКСЕРГИИ

При анализе тепловых промышленных процессов исследуемую систему следует выделить при помощи контрольной балансовой поверхности. Такая поверхность может быть как неподвижной, так и перемещаемой относительно окружающей среды, но форма ее не должна подвергаться изменениям. При неизменной контрольной поверхности легче составить в общем виде уравнения энергетического и эксергетического балансов.

Любой агент, поступающий через контрольную поверхность в данную систему, приносит эксергию, зависящую от его химического состава и параметров состояния¹. Подведение к системе агента связано с совершением над системой работы проталкивания. Эту работу можно рассчитать, учитывая внешнюю силу, действующую в поперечном сечении потока агента через контрольную поверхность.

Для упрощения расчетов работу проталкивания можно учитывать вместе с эксергией, зависящей от химического состава и параметров состояния агента. Подобный метод применяется и в энергетическом балансе и позволяет рассчитать энергию потока агента при помощи энтальпии. При составлении эксергетического баланса этот метод еще более оправдан, поскольку эксергия представляет собой способность к совершению работы.

В теплотехнике обычно используются установки, работающие в стационарном режиме. Следовательно, наиболее удобно принять в качестве исходной величины эксергию потока вещества, который пересекает неподвижную контрольную поверхность. В данной книге эта величина будет называться просто

эксергией и обозначаться символом E — для всего количества вещества или e — удельная эксергия².

Для расчета эксергии закрытой системы в пределах контрольной поверхности существует иной тип эксергии. Эксергия однородной части системы в дальнейшем будет обозначаться как E_z, e_z .

Третий тип эксергии следует ввести для потока вещества, который пересекает подвижную контрольную поверхность. Эта величина в практических расчетах встречается довольно редко. Ее обозначают символом E_r, e_r .

В связи с тем, что за исходную величину принята эксергия E потока, пересекающего неподвижную контрольную поверхность, в этой книге эксергия E_z однородной части системы и эксергия E_r потока вещества, пересекающего подвижную контрольную поверхность, выражены через эксергию E . Соответствующие формулы для пересчета приведены ниже.

Из приведенных соображений следует, что при одних и тех же химическом составе и параметрах состояния агента существуют различные виды эксергии, зависящие от того, находится ли рассматриваемый агент в пределах контрольной поверхности или же он пересекает неподвижную или подвижную контрольную поверхность. В последнем случае ценность эксергии зависит не только от химического состава и параметров состояния рассматриваемого агента и окружающей среды, но также и от скорости перемещения контрольной поверхности.

2-1-6. СОСТАВЛЯЮЩИЕ ЭКСЕРГИИ ПОТОКА ВЕЩЕСТВА, КОТОРЫЙ ПЕРЕСЕКАЕТ НЕПОДВИЖНУЮ КОНТРОЛЬНУЮ ПОВЕРХНОСТЬ

Эксергию потока вещества, который пересекает неподвижную контрольную поверхность, можно раз-

¹ К параметрам состояния относятся температура, давление, скорость, высота центра масс над уровнем отсчета и др.

² Такая символика в последнее время используется в большинстве отечественных и зарубежных работ. В польском издании применена устаревшая система обозначений (B и b), введенная Кинаном в 1932 г. (Прим. ред.)

делить на несколько составляющих. Основные из них показаны на рис. 1.

Кинетическая эксергия E_k равна кинетической энергии, рассчитанной при помощи скорости перемещения относительно окружающей среды.

Потенциальная эксергия E_p определяется через потенциальную энергию относительно нулевого уровня, связанного с окружающей средой. В этой среде следует выбрать такой нулевой уровень, к которому без практических затруднений можно привести произвольно большое количество вещества. От этого уровня следует отмерять высоту положения центра массы рассматриваемого вещества.

Принципиально потенциальная энергия должна учитывать все силы, действующие на рассматриваемое вещество в окружающей среде. Это означает, что, кроме силы тяжести, следует учитывать выталкивающую силу, возникающую из-за давления компонентов окружающей среды. Отсюда вытекает следующая формула для расчета потенциальной эксергии вещества (формула составлена для условия, что ускорение силы тяжести не изменяется с высотой):

$$E_p = mgH - g \int_0^H V \gamma_0 dH =$$

$$= mg \left(H - \int_0^H \frac{v}{v_0} dH \right), \quad (2-1)$$

где m , V , v — масса, объем и удельный объем рассматриваемого вещества;
 g — ускорение силы тяжести;
 H — высота центра тяжести вещества над нулевым уровнем;
 γ_0 , v_0 — плотность и удельный объем окружающей среды.

В практических расчетах эксергии вторую часть выражения (2-1) обычно можно не учитывать. Часто вообще можно не учитывать всю потенциальную эксергию вещества.

Та часть эксергии, которая является результатом несовпадения температуры и давления рассматриваемого вещества с температурой T_0 и давлением p_0 окружающей среды, называется физической эксергией $\Delta_0 e$, $\Delta_0 E$ [Л. 122]. Следовательно, физическая эксергия равна нулю, если вещество имеет параметры T_0 , p_0 . Обычно рассматриваемое вещество имеет химический состав, отличающийся от состава распространенных компонентов окружающей среды. Эта разница может заключаться как в виде химических веществ, так и в их концентрации. Эксергия, возникающая из-за разницы составов, называется химической эксергией e_{ch} , E_{ch} . Химическая эксергия определяется для веществ с параметрами T_0 , p_0 .

Эксергия, являющаяся следствием возможности реализации ядерных превращений, была назва-

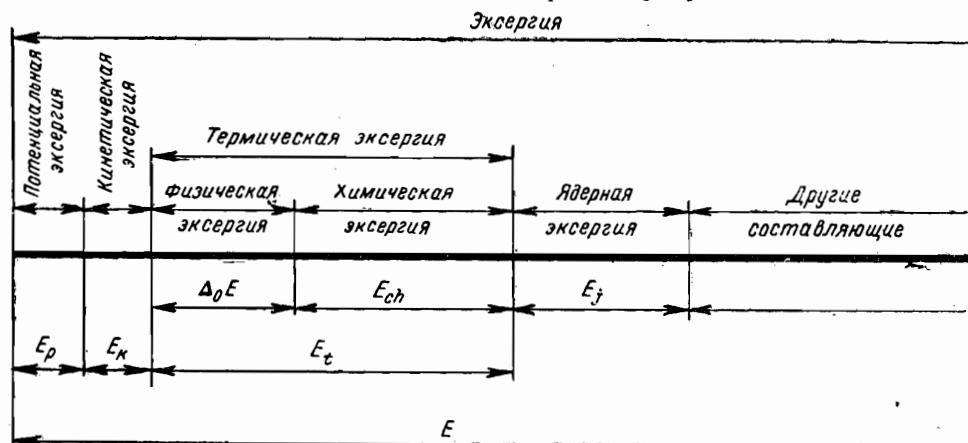


Рис. 1. Составляющие эксергии потока вещества, пересекающего неподвижную контрольную поверхность.

на ядерной эксергией e_j , E_j . Кроме того, могут встречаться другие виды эксергии, которые, правда, в теплотехнике не имеют практического значения (например, эксергия поверхностного натяжения, электростатическая эксергия и др.).

В общем случае формула для определения эксергии выглядит следующим образом:

$$E = E_k + E_p + \Delta_0 E + E_{ch} + E_j + \dots \quad (2-2)$$

Не всегда требуется учитывать все составляющие эксергии. Например, при исследовании физических и химических процессов не нужно учитывать ядерную эксергию. При рассмотрении физических процессов, протекающих в закрытых системах, можно не учитывать химическую эксергию, поскольку величина ее не изменяется. Если же исследуется физический процесс, сопровождающийся взаимодействием с окружающей средой, то химическую эксергию нельзя не учитывать, потому что в таком процессе обычно происходит изменение состава отбираемого из окружающей среды и отдаваемого среде веществ. Во многих случаях можно не учитывать кинетическую и потенциальную эксергию рассматриваемого потока вещества.

Из сказанного следует, что в теплотехнике важнейшими являются две составляющие эксергии: физическая и химическая. Сумма этих составляющих названа термической эксергией E_t , e_t :

$$E_t = \Delta_0 E + E_{ch}. \quad (2-3)$$

Большинство авторов не учитывает иных составляющих эксергии, кроме термической. В связи с этим в технической литературе термином «эксергия» обычно обозначается именно та составляющая, которая в данной книге называется термической эксергией. Имеются предложения ввести для обозначения величины, выражаемой формулой (2-2), совершенно иной термин. Однако такое изменение нецелесообразно. Учитывая то, что уже приняты такие термины, как «эксергетический анализ», «эксергетический баланс», «эксергетический к. п. д.», термин

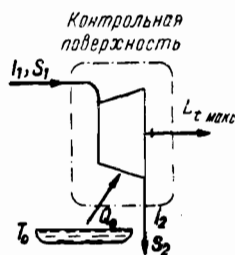


Рис. 2. Модель для расчета падения термической эксергии рабочего агента.

«эксергия» должен быть сохранен за самым широким понятием, которое характеризуется формулой (2-2) *.

2-1-7. ИЗМЕНЕНИЕ ЭКСЕРГИИ ВЕЩЕСТВА В ФИЗИЧЕСКИХ И ХИМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ

Для расчета уменьшения термической эксергии термодинамического агента может служить модель, представленная на рис. 2. К обратной машине, работающей в установившемся режиме, поступает рабочее тело с энтальпией I_1 и энтропией S_1 . Вещество, выходящее в то же самое время из машины, имеет энтальпию I_2 и энтропию S_2 **. Машина использует окружающую среду с температурой T_0 как источник дарового тепла ¹. Кинетическая и потенциальная энергия рабочего тела одинакова в начальном и конечном состояниях. В соответствии с определением эксергии максимальная техническая работа, совершаемая в рассматриваемой машине, равна снижению термической эксергии — ΔE_t термодинамического агента.

Таким образом, из эксергетиче-

* Общее понятие должно учитывать также эксергию теплового потока, проходящего через контрольную поверхность системы. (Прим. ред.)

** Если вещество подвергается только физическим изменениям, то символы I и S обозначают физическую энтальпию и энтропию. Если же агент подвергается и химическим изменениям, то эти символы обозначают абсолютные энтальпию и энтропию, определяемые в соответствии с законами химической термодинамики.

¹ При этом нет необходимости использовать окружающую среду в качестве дарового источника веществ, так как по условию количество компонентов, составляющих рабочее тело, не изменяется.

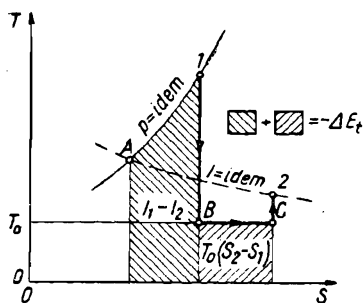


Рис. 3. Изображение падения термической эксергии в системе координат T, S при изменении физического состояния.

ского баланса рассматриваемой машины следует уравнение

$$-\Delta E_t = I_1 - I_2 + Q_0. \quad (2-4)$$

В соответствии со вторым законом термодинамики сумма приращений энтропий всех тел, участвующих в рассматриваемом явлении, равна нулю:

$$S_2 - S_1 - \frac{Q_0}{T_0} = 0. \quad (2-5)$$

Из уравнений (2-4) и (2-5) получается следующая формула потерь эксергии:

$$-\Delta E_t = I_1 - I_2 - T_0(S_1 - S_2). \quad (2-6)$$

Потери термической эксергии можно легко изобразить в системе координат в диаграмме T, S , если рабочее тело постоянного состава подвергается только физическим изменениям (рис. 3). Проведя изоэнтальпу через точку 2, получим на изобаре p точку A , в которой $I_A = I_2$. Площадь под кривой $A-1$ представляет собой, следовательно, разность энтальпий $I_1 - I_2$, а площадь под отрезком $B-C$ представляет собой величину $T_0(S_2 - S_1)$. Эту же величину можно представить в координатах i, s , воспользовавшись модифицированной схемой Бошняковича [Л. 12]. Эта схема для удельной эксергии представлена на рис. 4. В точке пересечения изобары с изотермой T_0 следует провести касательную. Наклон этой касательной к оси абсцисс пропорционален температуре окружающей среды. Через точку 2 проводится прямая, параллельная касательной, до пересече-

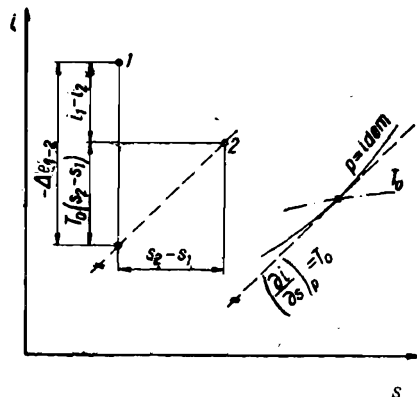


Рис. 4. Изображение падения термической эксергии в системе координат i, s .

ния с изоэнтропой, проведенной через точку 1. Отрезок этой изоэнтропы между найденной точкой пересечения и точкой 1 представляет собой снижение эксергии термодинамического агента между состояниями в точках 1 и 2.

Формула (2-6) может служить, например, для расчета физической эксергии $\Delta_0 E$. В соответствии с определением, данным в подпараграфе 2-1-6, формула (2-6) приводит к уравнению

$$\Delta_0 E = \Delta_0 I - T_0 \Delta_0 S, \quad (2-7)$$

где $\Delta_0 I$, $\Delta_0 S$ — энтальпия и энтропия, отсчитываемые от состояния, определяемого давлением p_0 и температурой T_0 окружающей среды, до существующего состояния.

2.2. ЗАКОН УМЕНЬШЕНИЯ ЭКСЕРГИИ

2.2.1. ВЫВОД ЗАКОНА ГЮИ—СТОДОЛЫ

Влияние необратимости явлений на совершенство промышленного энергетического процесса можно исследовать на примере любой промышленной установки, работающей по необратимому процессу. В приведенном ниже выводе рассмотрен установившийся поточный процесс [Л. 100]. Принято, что кинетическая и потенциальная энергии входящих и выходящих тел в этом процессе крайне малы. Вид анализируемого процесса не оказывает влияния на результаты исследований.

К установке, схематически изображенной на рис. 5, за время, охватываемое исследованием, подводится вещество с энтальпией I_1 и энтропией S_1 . Энтропия и энтальпия вещества, отводимого в это же самое время, соответственно составляют I_2 и S_2 . Рассматриваемая установка потребляет приводное тепло Q_1 от теплоотдатчика с температурой T , отличающейся от температуры среды. Кроме того, установка отдает отбросное тепло Q_0 в окружающую среду, температура которой T_0 .

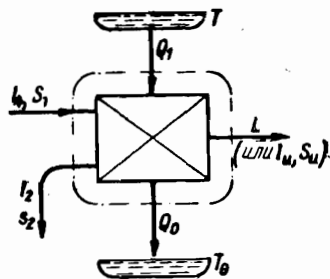


Рис. 5. Схема промышленной тепловой установки.

ки, получаются при вычитании уравнения (2-8) из уравнения (2-9):

$$\nabla E = L_{\text{макс}} - L = Q_0 - Q_{0s}. \quad (2-10)$$

Чем в большей степени необратимо работает исследуемая установка, тем, следовательно, больше количество дарового тепла, отданного в окружающую среду. Величину Q_0 следует, конечно, интерпретировать алгебраически. Если исследуемая установка отбирает тепло из окружающей среды ($Q_0 < 0$), то необратимость ее работы приводит к уменьшению количества отбираемого тепла.

К обоим процессам, протекающим в рассматриваемых установках, следует, кроме того, применить второй закон термодинамики.

Сумма Π приращений энтропии всех тел, участвующих в процессах реальной установки, больше нуля и составляет:

$$\Pi = -\frac{Q_1}{T} + S_2 - S_1 + \frac{Q_0}{T_0}. \quad (2-11)$$

В идеальной установке сумма приращений энтропии равна нулю:

$$0 = -\frac{Q_1}{T} + S_2 - S_1 + \frac{Q_{0s}}{T_0}. \quad (2-12)$$

При почленном вычитании уравнений (2-11) и (2-12) получим:

$$\Pi T_0 = Q_0 - Q_{0s}. \quad (2-13)$$

Подставив выражение (2-13) в уравнение (2-10), получим следующую формулу:

$$\nabla E = \Pi T_0. \quad (2-14)$$

Предположим, что полезным эффектом действия рассматриваемой установки является совершаемая ею работа L (эта работа может быть положительной, отрицательной или равной нулю). Чтобы рассчитать уменьшение этого полезного эффекта, вызванное необратимостью изменений, происходящих в рассматриваемой системе, следует взять для сравнения установку, работающую обратимо. Эта установка должна работать при таких же затратах приводных средств, как и действительная установка. Следовательно, количество тепла Q_1 не должно измениться. Количество и параметры приводного агента также должны остаться без изменений как при поступлении его в исследуемую установку, так и при выводе из нее. Но вместе с тем может измениться количество отбросного тепла, отдаваемого в окружающую среду. Это изменяющееся количество тепла обозначено символом Q_{0s} . Работа, совершенная обратимой установкой, обозначена символом $L_{\text{макс}}$.

Энергетический баланс реальной установки приводит к уравнению

$$L = Q_1 + I_1 - I_2 - Q_0. \quad (2-8)$$

Для идеальной установки уравнение энергетического баланса примет вид:

$$L_{\text{макс}} = Q_1 + I_1 - I_2 - Q_{0s}. \quad (2-9)$$

Потери работы, вызванные необратимостью исследуемой установ-

Закон, выраженный уравнением (2-14), известен под названием закона Гюи—Стодола [Л. 39, 97]. Этот закон вначале применялся только для тепловых машин, так как считалось, что он выражает только потери работы, совершенной тепловой машиной. Однако закон Гюи—Стодола можно обобщить.

Предположим, например, что полезным эффектом действия установки, представленной на рис. 5, является не совершение работы, а производство вещества с параметрами I_u, S_u . В идеальной установке, работающей по обратимому процессу, параметры полезного продукта составляют I_{us}, S_{us} . Тогда вместо уравнения (2-10) получим зависимость

$$I_{us} - I_u = Q_0 - Q_{0s}, \quad (2-15)$$

а вместо уравнения (2-13) —

$$PT_0 + T_0(S_{us} - S_u) = Q_0 - Q_{0s}. \quad (2-16)$$

Из уравнений (2-15) и (2-16) следует:

$$I_{us} - I_u - T_0(S_{us} - S_u) = PT_0. \quad (2-17)$$

В соответствии с формулой (2-7) выражение в левой части уравнения (2-17) определяет разность эксергий полезного продукта, полученного в идеальной и реальной установках. Иначе говоря, множитель PT_0 в этом случае определяет потери эксергии, вызванные необратимостью работы реальной установки.

По мнению авторов, использованное определение «потери эксергии» должно употребляться также при рассмотрении тепловых машин. Правда, выражение «потеря эксергии» неоднозначно¹. Величина PT_0 характеризует потери работы, установленные каким-то определенным способом, с учетом влияния окружающей среды как источника дарового тепла. Термин «потеря эксер-

гии» говорит достаточно ясно, о какой величине идет речь. Наконец, можно принять объяснение, что необратимость действия тепловой машины приводит не к уменьшению работы, совершенной этой машиной, а к снижению эксергии вещества, покидающего машину. При такой интерпретации определение «потери эксергии» не может вызвать никаких сомнений.

В соответствии с предложением, приведенным в работе [Л. 110], закон Гюи—Стодола следовало бы назвать законом уменьшения эксергии. Такое название резко контрастирует с названием закона сохранения энергии и определяет принципиальное различие между эксергией и энергией, рассмотренное в подпараграфе 2-1-3.

Для потерь эксергии, возникающих по закону Гюи—Стодола, следует применять иной символ, чем для изменений эксергии в термодинамических преобразованиях, поскольку эти величины имеют совершенно различные технические значения. Поэтому в данной книге потери эксергии обозначаются символом ∇E , а падение эксергии при термодинамических изменениях — символом $-\Delta E$.

2-2-2. ТРАКТОВКА ЗАКОНА ГЮИ—СТОДОЛА

Технический смысл потерь эксергии, определяемых законом Гюи—Стодола, можно выяснить, рассматривая необратимый установившийся поточный энергетический процесс, состоящий из нескольких звеньев (рис. 6) [Л. 100].

Полезным эффектом в различных звеньях может быть совершение работы или производство полезного продукта. Если в каком-либо из звеньев происходит отведение отбросного продукта (отходов) процесса в окружающую среду, то изменения, которым подвергается этот продукт в окружающей среде, следует рассматривать как дополнительное звено в цепи этого процесса. (В окружающей среде спустя некоторое время происходит уравнивание химического состава и параметров компонентов отбросно-

¹ В принципе максимальная работа может быть определена многими способами, из которых, конечно, вытекают и различные способы определения потерь работы, рассчитанных по разности максимальной и действительной работы. Естественно, что различные определения потерь работы имеют неодинаковый технический смысл.

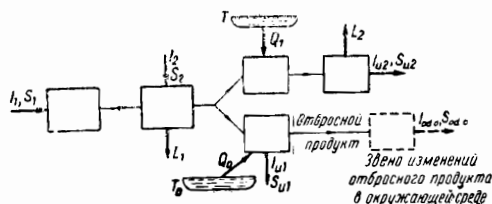


Рис. 6. Схема теплового процесса, состоящего из нескольких звеньев.

го продукта с составом и параметрами доминирующих компонентов окружающей среды.)

Потери эксергии, возникающие в результате необратимого протекания изменений в отдельных звеньях исследуемого процесса, выявляются при сравнении их с соответствующими обратимыми процессами. Как уже известно из выводов, приведенных в подпараграфе 2-2-1, идеальные процессы отличаются от реальных только количеством совершенной работы или величиной эксергии полезного продукта. Звенья идеальных процессов связаны между собой точно так же, как и звенья реальных процессов. Конечное состояние термодинамического агента в любом промежуточном звене идеального процесса является начальным состоянием агента в следующем звене. В связи с этим «части» идеального процесса, установленные для отдельных звеньев, в сумме образуют идеальный процесс для всей исследуемой системы. Отсюда следует, что потери эксергии во всей исследуемой установке являются суммой потерь эксергии, найденных для всех звеньев процесса в отдельности. Следовательно, *потери эксергии, определенные по закону Гюи—Стодолы, можно складывать.*

Полученный вывод приводит к следующему важному заключению:

потери эксергии, возникающие в соответствии с законом Гюи—Стодолы, безвозвратны, они не могут быть возвращены даже частично.

Если бы потерю эксергии, происходящую в каком-либо звене исследуемого процесса, можно было восполнить хотя бы в следующем звене, то сложение потерь эксергии не было бы возможным.

«Безвозвратность» отличает потери эксергии, определяемые законом Гюи—Стодолы, от потерь работы, определяемых иными методами. Сравнение различных способов определения потерь работы можно произвести на примере двухступенчатого расширения пара (рис. 7). В результате необратимости расширения пара в ступени высокого давления работа, совершенная паром, меньше работы, которую можно было бы получить при обратимом расширении. Разность этих двух работ иногда называют «потерей работы в результате необратимости адиабатного расширения». Определяемая таким образом потеря эксергии составит:

$$\Delta l_s = (i_1 - i_{2s}) - (i_1 - i_2) = i_2 - i_{2s}. \quad (2-18)$$

Потеря работы Δl_s не является, однако, безвозвратной. В результате необратимости расширения во второй ступени машины получается пар с увеличенной способностью к совершению работы. Приращение способности к совершению работы между состояниями 2s и 2 можно представить площадью 2—B—A—2s—2 на рис. 7. Именно эту часть

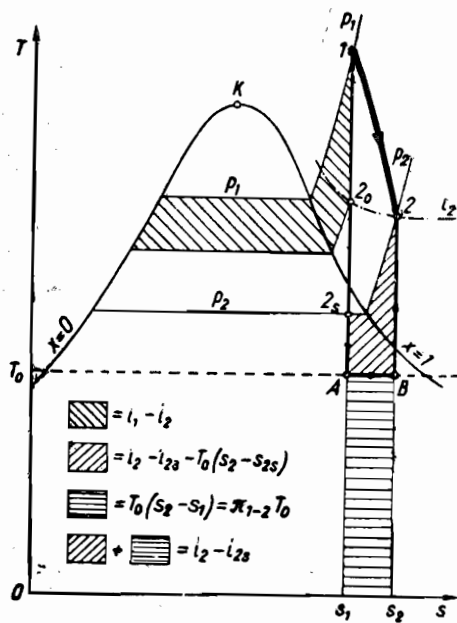


Рис. 7. Результаты необратимости расширения пара.

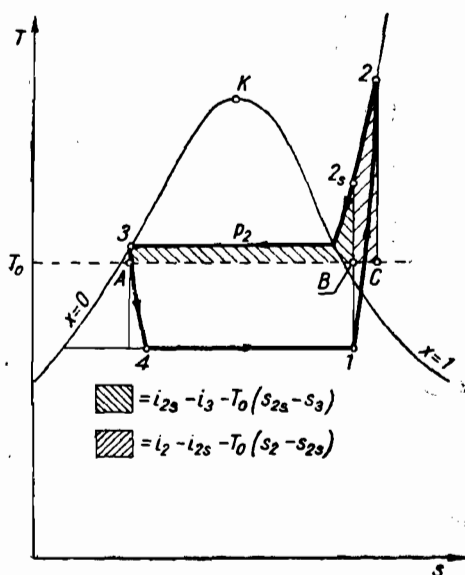


Рис. 8. Зависимость потерь эксергии в конденсаторе холодильной установки от необратимости сжатия.

потери работы Δl_s можно получить при последующем расширении пара в ступени низкого давления турбины. Конечно, приращение эксергии, изображенное площадью $2-B-A-2s-2$, несмотря на то, что теоретически его можно реализовать полностью, в действительности удастся использовать только частично. Но «ответственность» за это несет не ступень высокого давления, а ступень низкого давления турбины.

Пример расширения пара в турбине может также служить для иллюстрации описанных в подпараграфе 2.2.1 двух возможностей интерпретации потерь эксергии. Приняв для сравнения обратимый процесс, можно предположить, что в этом процессе состояния 1 и 2 пара не подвергаются изменениям. Тогда изменения в идеальном процессе должны были бы происходить при использовании дарового тепла из окружающей среды (например, по линии $1-A-B-2$ на рис. 7) и количество работы, получающейся при изменениях, сопровождающих идеальный процесс, было бы на $T_0(s_2 - s_1)$ больше, чем при реальных изменениях.

Можно также предположить, что при обратимом процессе совершает-

ся такая же работа, как и при реальном. При этом пар, выходящий из идеальной турбины, имел бы состояние, определяемое точкой 2_0 (рис. 7). В этом состоянии эксергия пара на $T_0(s_2 - s_1)$ больше, чем в точке 2. При таком подходе к идеальному процессу следствия необратимости определяются потерями эксергии термодинамического агента, а не потерями работы.

Анализ энергетического процесса, состоящего из нескольких звеньев, приводит, кроме перечисленных выше результатов, еще к одному.

На потери эксергии в многозвенном процессе может оказывать влияние протекание изменений в предыдущих звеньях рассматриваемого сложного процесса. Это влияние показано на рис. 8 на примере цикла компрессионной паровой холодильной машины. Потеря эксергии в результате необратимости теплообмена между конденсирующимся циркулирующим агентом и окружающей средой можно выразить формулой¹

$$\begin{aligned} \nabla e &= \Pi T_0 = i_2 - i_3 - T_0(s_2 - s_3) = \\ &= \text{площадь } 2-3-A-C-2. \end{aligned} \quad (2-19)$$

Эту потерю эксергии можно разделить на две части:

$$\begin{aligned} \nabla e &= i_{2s} - i_3 - T_0(s_{2s} - s_3) - \\ &- i_2 - i_{2s} - T_0(s_2 - s_{2s}) = \\ &= 2s-3-A-B-2s+ \\ &+ 2-2s-B-C-2. \end{aligned} \quad (2-20)$$

В формуле (2-20) вторая составляющая потерь эксергии зависит от работы компрессора (т. е., от протекания предыдущего звена процесса). Чем более необратимо происходит сжатие циркулирующего агента, тем большей является эта составляющая. Однако эти потери зависят не только от компрессора. Теоретически можно было бы вме-

¹ В теплообмене между циркулирующим конденсирующимся агентом и окружающей средой в качестве промежуточной среды выступает вода. Участие охлаждающей воды в процессе не оказывает влияния на приведенные выше выводы, так как здесь рассматриваются только конечные результаты процесса.

сто компрессора установить такое оборудование, в котором сжатие происходило бы по изэнтропе. Но и в этом случае остается часть потери, в которой «виноват» конденсатор.

О взаимосвязи явлений, происходящих в отдельных звеньях, следует помнить при исследовании влияния необратимости на совершенство сложного процесса. Если, например, после исследования какого-либо сложного процесса окажется, что потери эксергии особенно велики в каком-то его звене, то, конечно, в первую очередь надо будет исследовать возможность уменьшения необратимости именно в пределах этого звена. Кроме того, нужно посмотреть, нельзя ли уменьшить потери эксергии путем преобразования предыдущих звеньев процесса.

2-2-3. ВНУТРЕННИЕ И ВНЕШНИЕ ПОТЕРИ ЭКСЕРГИИ

В большинстве промышленных энергетических процессов происходит передача в окружающую среду отбросного продукта (например, отведение продуктов сгорания из котла). Параметры состояния компонентов отбросного продукта обычно отличаются от параметров компонентов окружающей среды. Следовательно, отбросной продукт имеет еще некоторую неиспользованную эксергию. В окружающей среде происходит исчезновение этой эксергии в результате необратимого выравнивания параметров состояния отбросного продукта с параметрами компонентов окружающей среды. Потери эксергии, возникающие в результате этих необратимых изменений, называют внешними потерями эксергии в отличие от внутренних потерь, возникающих в результате необратимых процессов, протекающих в пределах исследуемой установки [Л. 100].

Внешние потери эксергии численно равны эксергии отбросного продукта, выпускаемого в окружающую среду. Эти потери также можно было бы определять при помощи закона Гюи—Стодоля, приспособленного к изменениям, происходящим

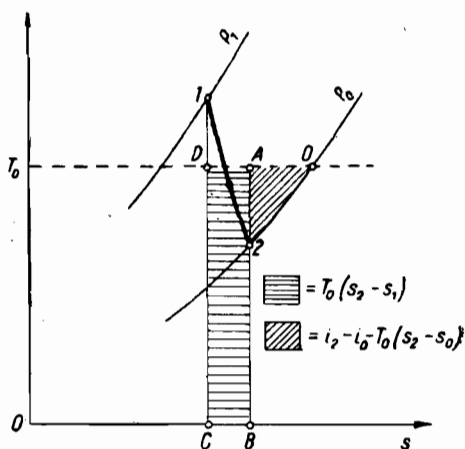


Рис. 9. Внутренние и внешние потери эксергии в пневматическом двигателе.

с отбросным продуктом в окружающей среде. Однако этот метод не очень удобен.

При расчете внутренних потерь эксергии проявляется только один параметр окружающей среды — температура T_0 ; при определении же внешних потерь следует также знать концентрацию компонентов окружающей среды.

На рис. 9 в координатах T, s показаны потери эксергии, сопровождающие работу пневматического двигателя. Внутренние потери эксергии в результате необратимости расширения в двигателе отображаются площадью $A-B-C-D-A$. Внешние потери эксергии в результате разности температур выпускаемого отработанного воздуха и окружающей среды соответствуют площади $2-A-0-2$ (принято, что конечное давление расширения равно давлению окружающей среды).

2-2-4. МЕСТНЫЕ ПОТЕРИ ЭКСЕРГИИ

Обычно потери эксергии рассчитываются для целых звеньев исследуемого теплового процесса (например, для теплообменника или турбины или др.). Если в рассматриваемом звене в одном и том же месте одновременно происходит несколько необратимых явлений, то принципиально можно определить только общие потери эксергии, вы-

званные этими явлениями. Поскольку эти явления оказывают влияние друг на друга, разделение результатов необратимых явлений недопустимо. В таком случае речь может идти только об условном разделении. Например, в процессе горения одновременно происходят необратимая химическая реакция и необратимый теплообмен между реагирующими веществами и стенками камеры сгорания. Для того чтобы разделить результаты этих явлений, можно предположить, что сперва происходит адиабатное сгорание и только потом теплообмен. Однако при таком условии принятая разность температур при теплообмене будет большей, чем в действительности.

Следовательно, потери эксергии можно разделить по времени и месту, где они происходят, но только не по причинному признаку (разве только при условии, что рассматриваемые причины выступают в различных местах или не совпадают по времени) ¹.

Дифференциацию потерь эксергии по месту их существования можно производить гораздо более подробно, чем обычно применяемым методом. С этой целью можно использовать из термодинамики необратимых процессов уравнения, которые позволяют рассчитать скорость σ возникновения энтропии в данном месте системы или в так называемом источнике энтропии. Эту величину определяют из следующего уравнения, выражающего локальную трактовку второго закона термодинамики [Л. 46]:

$$\sigma = \gamma \frac{dS}{dt} + \text{div} (\mathbf{J}_s + \gamma s \mathbf{w}), \quad (2-21)$$

где σ — скорость возникновения энтропии, отнесенная к единице объема системы;

s , γ — удельная энтропия и плотность вещества в данной точке системы;

¹ Это утверждение автора неточно. Во многих случаях с достаточной строгостью потери могут быть разделены по причинам (см. например, [Л. 147]). В дальнейшем автор также разделяет потери эксергии по причинам (см., например, подпараграф 2-3-1). (Прим. ред.)

τ — время;

$\mathbf{J}_s$ — вектор потока энтропии, выражающий обмен энтропии между рассматриваемой и соседними областями (но величина $\mathbf{J}_s$ не учитывает обмена энтропии „через конвекцию“, т. е. с потоком вещества);

$\mathbf{w}$ — вектор скорости вещества в исследуемой точке системы.

Скорость возникновения энтропии σ может служить для расчета местной потери эксергии, вызванной необратимыми изменениями, происходящими в данной точке системы. Локальную потерю эксергии относят к единице времени и единице объема:

$$\frac{\partial \nabla \dot{B}}{\partial V} = \sigma T_0. \quad (2-22)$$

Например, для установившегося процесса теплопередачи уравнения (2-21) и (2-22) приводят к следующей формуле:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \nabla \dot{B}}{\partial V} &= T_0 \mathbf{J}_q \cdot \text{grad} \left(\frac{1}{T} \right) = \\ &= T_0 \lambda \left(\frac{\text{grad } T}{T} \right)^2, \end{aligned} \quad (2-23)$$

где $\mathbf{J}_q$ — вектор потока теплопередачи (отнесенный к единице площади);

λ — коэффициент теплопередачи.

В формуле (2-23) имеется векторный множитель, обозначенный точкой. Вообще же расчет местных потерь эксергии был бы сопряжен с большими трудностями из-за сложности оценки источника энтропии во встречающихся на практике сложных необратимых явлениях.

2-2-5. ПОТЕРИ ЭКСЕРГИИ ПРИ ИЗМЕНЯЮЩИХСЯ ПАРАМЕТРАХ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

При выводе закона Гюи—Стодола было принято предположение, что в течение времени исследования процесса температура окружающей среды не подвергается изменениям. В таком виде вывод закона без изменений можно применить также к кратковременному процес-

су. В этом процессе сумма приращений энтропий всех тел, участвующих в процессе, составила бы $d\Pi$, а потеря эксергии имела бы значение $T_0 d\Pi$, где T_0 обозначает мгновенную температуру окружающей среды. При исследовании протяженного по времени процесса, в течение которого температура окружающей среды заметно изменяется, потери эксергии следует рассчитывать по формуле

$$\nabla E = \int_P^k T_0 d\Pi. \quad (2-24)$$

Однако формула (2-24) не была бы справедливой, если бы исследуемый процесс оказывал заметное влияние на температуру окружающей среды. При идеальном процессе количество дарового тепла, которое было бы отдано в окружающую среду, иное, чем при действительном процессе; следовательно, идеальный и реальный процессы оказывали бы различное влияние на окружающую среду. В связи с этим закон Гюи—Стодола можно применять к процессам, происходящим при изменяющейся температуре окружающей среды, *если эти изменения не вызваны исследуемым процессом*. Это условие распространяется на все формулы, приведенные в книге, поскольку они являются следствием закона Гюи—Стодола.

При расчете внешней потери эксергии учитывается не только температура окружающей среды, но и концентрация ее компонентов. Вообще говоря, концентрация, как и температура, — величина переменная. Обычно нет необходимости учитывать эти изменения. Но если бы изменение концентрации компонентов окружающей среды играло важную роль, то можно было бы при помощи положений, аналогичных приведенным выше, прийти к подобным же выводам. Тогда мгновенные значения эксергии вытекали бы из мгновенных параметров окружающей среды. Использование понятия эксергии было бы недопустимо, если бы исследуемый процесс оказывал заметное влияние на параметры окружающей среды.

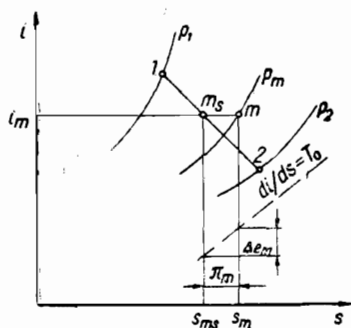


Рис. 10. Приращение энтропии при необратимом процессе смешения.

2-2-6. ИЗОБРАЖЕНИЕ НА ГРАФИКАХ ПРИРАЩЕНИЙ И ПОТЕРЬ ЭКСЕРГИИ

Приращения и потери эксергии, так же как тепла и работы, можно представить в координатах T, s при помощи площадей и в координатах i, s при помощи отрезков. Некоторые способы изображения потерь эксергии были проиллюстрированы выше. Например, на рис. 7 в системе T, s показаны потери эксергии в результате необратимости адиабатных процессов.

Эти же потери можно представить в системе i, s при помощи отрезка $T_0 (s_2 - s_1)$, показанного на рис. 4, поскольку при адиабатном процессе сумма приращений энтропии всех участвующих тел приводит к увеличению энтропии рабочего тела. Ярким примером адиабатного изменения состояния является дросселирование. При рассмотрении дросселирования можно применять методы, подобные описанным выше. При необратимом теплообмене между рабочим телом и окружающей средой потери эксергии можно представить в координатах T, s так, как это показано на рис. 8, и в координатах i, s при помощи построения, показанного на рис. 4 (при обратимом теплообмене с окружающей средой рабочее тело теряет эксергию; эксергия окружающей среды, естественно, остается равной нулю).

Если в термодинамическом изменении участвуют два тела (например, два потока вещества), то описанные выше методы представления приращений и потерь эксер-

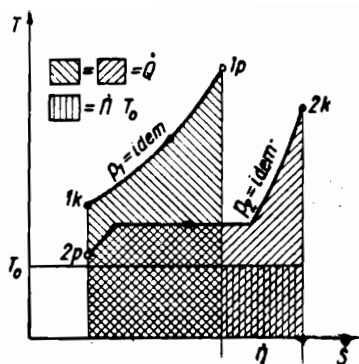


Рис. 11. Определение потерь эксергии в системе координат T, S при необратимом теплообмене.

гии становятся недостаточными. Ниже дана графическая интерпретация изменений, происходящих с участием двух потоков рабочего тела.

На рис. 10 в координатах i, s показано состояние вещества, которое оно имело бы после обратимого процесса смешения двух потоков рабочего тела для случая, когда кинетическая энергия потоков перед смешением и после него очень мала [Л. 12].

К адиабатным процессам смешения можно отнести, например, процесс в струйном компрессоре или же процесс, протекающий в изобарном смесителе.

Точка m_s на рис. 10 отражает состояние агента, которое наступило бы после обратимого процесса смешения. Положение этой точки можно определить, используя I и II законы термодинамики. Энергетический баланс процесса смешения определяется уравнением

$$g_1 i_1 + g_2 i_2 = i_m. \quad (2-25)$$

Из условия обратимости процесса получается уравнение

$$g_1 s_1 + g_2 s_2 = s_{m_s}, \quad (2-26)$$

где i, s — удельные энтальпия и энтропия рабочего тела;

g — содержание рабочего тела в смеси (которое может быть выражено в граммах или молях в зависимости от принятой единицы количества вещества, использованной при определении удельных энтальпии и энтропии);

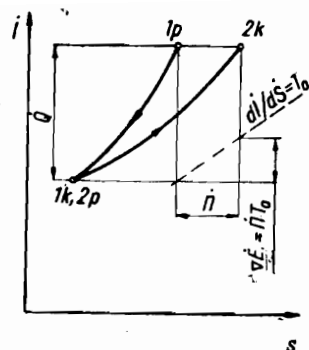


Рис. 12. Определение потерь эксергии в системе координат i, S при необратимом теплообмене.

1, 2 — индексы, обозначающие состояния до смешения;

m — индекс, обозначающий состояние после смешения.

Уравнения (2-25) и (2-26) после выполнения условия $g_1 + g_2 = 1$ приводят к уравнению прямой в отрезках:

$$\frac{i_1 - i_m}{i_m - i_2} = \frac{s_1 - s_{m_s}}{s_{m_s} - s_2}. \quad (2-27)$$

Точка m_s лежит, следовательно, на прямой, соединяющей точки 1 и 2. Точка m , представляющая действительное состояние полученной смеси, характеризуется неизменным значением энтальпии [поскольку уравнение (2-25) остается справедливым и для необратимого смешения]. Однако в точке m энтропия больше, чем в точке m_s . Сумма приращений энтропии тел, участвующих в процессе, отнесенная к единице количества смеси, составляет:

$$\Pi_m = s_m - s_{m_s}. \quad (2-28)$$

Потери эксергии, отнесенные к единице количества смеси, определяются катетом, параллельным оси i треугольника, образованного отрезком Π_m и прямой с наклоном $di/ds = T_0$.

На рис. 11 в координатах T, S изображены потери эксергии в результате необратимого теплообмена (влияние гидравлических сопротивлений в теплообменнике не учитывается) [Л. 26]. Принято, что нагревающей средой является газ, а нагреваемой — вода, которая сначала нагревается, потом испаряется, и пар опять нагревается. Расходы обо-

их веществ в общем случае неодинаковы; поэтому на оси абсцисс откладывается количество энтропии, отнесенное к единице времени. Для того чтобы облегчить определение суммы приращений энтропии, изобары нанесены так, что точки, относящиеся к одному из концевых сечений теплообменника, имеют одинаковые абсциссы. В этом случае потери эксергии можно представить как площадь прямоугольника:

$$\nabla E = T_0 \dot{\Pi} = [(\dot{S}_{2k} - \dot{S}_{2p}) - (\dot{S}_{1p} - \dot{S}_{1k})] T_0, \quad (2-29)$$

где 1 — индекс, обозначающий нагревающую среду;

2 — индекс, обозначающий нагреваемую среду;

p, k — индексы, обозначающие начальные и конечные состояния рабочих сред.

То же самое изображено на рис. 12 в системе координат $\dot{I}, \dot{S}$. В этом случае изобары нанесены так, что точки, относящиеся к одному из краевых сечений теплообменника, совпадают (поскольку интерес представляют только приращения энthalпии и энтропии, изобары можно перемещать как [параллельно оси $\dot{I}$, так и параллельно оси $\dot{S}$]). Прямая с наклоном $d\dot{I}/d\dot{S} = T_0$ образует с отрезком $\dot{\Pi}$ треугольник, в котором вертикальный катет выражает потери эксергии.

Потери эксергии, вызванные необратимостью теплообмена, можно произвольным способом изобразить в координатах $\eta_c I$, где η_c обозначает к. п. д. элементарного прямого цикла Карно, ограниченного температурами рабочего тела и окружающей среды [Л. 2, 94]:

$$\eta_c = \frac{T - T_0}{T}. \quad (2-30)$$

В элементарном процессе теплообмена потери эксергии выражаются уравнением

$$\begin{aligned} T_0 d\Pi &= dQ \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) T_0 = \\ &= dQ \left(\frac{T_1 - T_0}{T_1} - \frac{T_2 - T_0}{T_2} \right). \end{aligned} \quad (2-31)$$

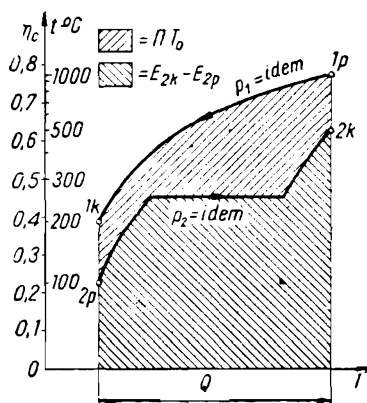


Рис. 13. Изображение в системе координат η_c, I необратимого теплообмена.

Учитывая, что количество переданного тепла определяется изменением энтальпии, получим, что в системе координат η_c, I площадь, заключенная между кривыми изменений температур нагревающего и нагреваемого веществ, представляет собой потери эксергии в результате конечной разности температур при теплообмене. На рис. 13 в координатах η_c, I изображен процесс теплообмена, рассмотренный на рис. 11 и 12 в энтропийных диаграммах.

В системе координат η_c, I отрезки на оси абсцисс соответствуют количествам тепла. Площадь под кривой $p=idem$ представляет собой приращение термической эксергии рабочего тела в изобарном процессе нагревания.

Система координат η_c, I имеет то преимущество, что площади, соответствующие потерям эксергии, располагаются под отрезками, представляющими собой количества переданного тепла. Следовательно, в координатах η_c, I можно анализировать потери эксергии в отдельных сечениях теплообменника. На ось ординат графика удобнее всего нанести шкалу температур.

Недостатком графиков η_c, I является то, что они справедливы только для одной температуры окружающей среды. Этого недостатка лишена предложенная Трингом система координат $1/T, I$. На ось ординат этой системы также можно нанести температурную шкалу (рис. 14). В этой системе элемен-

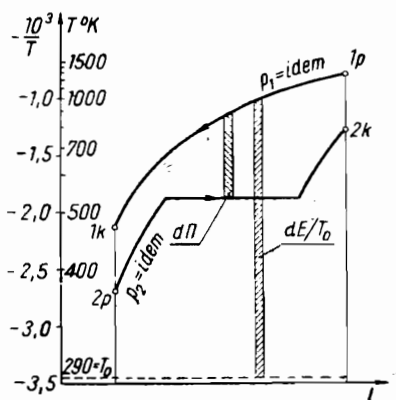


Рис. 14. Изображение в системе координат $-1/T, I$ необратимого теплообмена.

тарная площадка, перпендикулярная оси I и заключенная между кривыми $p=idem$ тел, участвующих в теплообмене, представляет собой сумму элементарных приращений энтропии $d\Pi$:

$$d\Pi = dQ \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right), \quad (2-32)$$

а элементарная площадка, заключенная между кривой $p=idem$ и ординатой T_0 , пропорциональна элементарному приращению термической эксергии данного тела:

$$\frac{dE_t}{T_0} = dI \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T} \right). \quad (2-33)$$

Площади в системе $1/T, I$, таким образом, пропорциональны приращениям и потерям эксергии.

Коэффициент пропорциональности зависит от температуры окружающей среды, но при этом форма кривых не зависит от этой температуры.

2-3. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНС

2-3-1. УРАВНЕНИЕ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО БАЛАНСА

Результаты анализа тепловых процессов всегда выражаются в виде баланса. Если предметом исследования являются физические или химические изменения, то в первую очередь составляются материальный и энергетический балансы, а затем уже эксергетический.

Перед тем как приступить к составлению баланса, следует выделить систему, подлежащую исследованию. Для этого систему мысленно отделяют контрольной поверхностью, через которую происходит обмен с окружающей средой веществом и энергией.

Во время составления баланса величина и форма пространства, ограниченного контрольной поверхностью, не должны изменяться.

Материальный баланс основан на законе сохранения массы, а энергетический — на законе сохранения энергии. Так как закона сохранения эксергии не существует, то эксергетический баланс следует свести искусственно, учитывая в нем внутренние потери эксергии, возникающие в результате необратимости процессов, происходящих в пределах выделенной системы.

Таким образом, эксергетический баланс можно выразить следующим общим уравнением:

$$E_1 = \Delta E_u + E_2 + \Sigma \Delta E_{zr} + L + \nabla E_{1-2}, \quad (2-34)$$

где E_1 — эксергия веществ, поступающих в систему;

E_2 — эксергия веществ, выводимых из системы;

ΔE_u — приращение эксергии системы;

ΔE_{zr} — приращение эксергии внешнего источника тепла, участвующего в теплообмене с окружающей средой;

L — механическая или электрическая работа, совершаемая системой;

∇E_{1-2} — внутренняя потеря эксергии в результате необратимости процессов, происходящих в пределах системы.

Приращение эксергии системы выражает разность между эксергией E_{uk} системы в конечном состоянии и эксергией E_{up} системы в начальном состоянии:

$$\Delta E_u = E_{uk} - E_{up}. \quad (2-35)$$

Практически в промышленности наиболее часто встречаются установки непрерывного действия. При исследовании таких установок нуж-

но добиваться того, чтобы поддерживать в них стабильный режим, так чтобы состояние системы, ограниченной контрольной поверхностью, не подвергалось изменениям. Тогда в уравнении (2-34) можно будет подставить $\Delta E_u = 0$. Кроме того, баланс можно отнести к единице времени. Отсюда получается следующее уравнение для промышленных установок непрерывного действия:

$$\dot{E}_1 = \dot{E}_2 + \Sigma \Delta \dot{E}_{zr} + \dot{L} - \nabla \dot{E}_{1-2}. \quad (2-36)$$

При составлении эксергетического баланса нужно стремиться к возможно более подробной дифференциации потерь эксергии, чтобы получить как можно более подробную информацию о путях увеличения совершенства процесса.

Например, при исследовании машины, в которой осуществляется поточный процесс, внутренние потери эксергии можно разделить на составляющие, возникающие в результате механического трения, необратимости термодинамических изменений, необратимости теплообмена в охлаждаемых элементах, необратимости теплообмена с окружающей средой и т. д.

Подводимая и отводимая эксергия также делится на составляющие в соответствии с отдельными потоками вещества. В частности, при рассмотрении потока веществ, отводимых из системы, следует рассматривать раздельно потоки полезных и отбросных продуктов: эксергия отбросных продуктов является внешней потерей эксергии рассматриваемого процесса.

Эксергетический баланс, как и любой другой баланс, можно представить на графике, на котором ширина полос пропорциональна представляемым значениям величин. На графике эксергетического баланса следует, однако, отделять потери энергии от других величин, поскольку эти потери являются лишь величиной, искусственно замыкающей баланс, и имеют совершенно иной технический смысл, чем остальные компоненты баланса. Поэтому потери эксергии изображаются в даль-

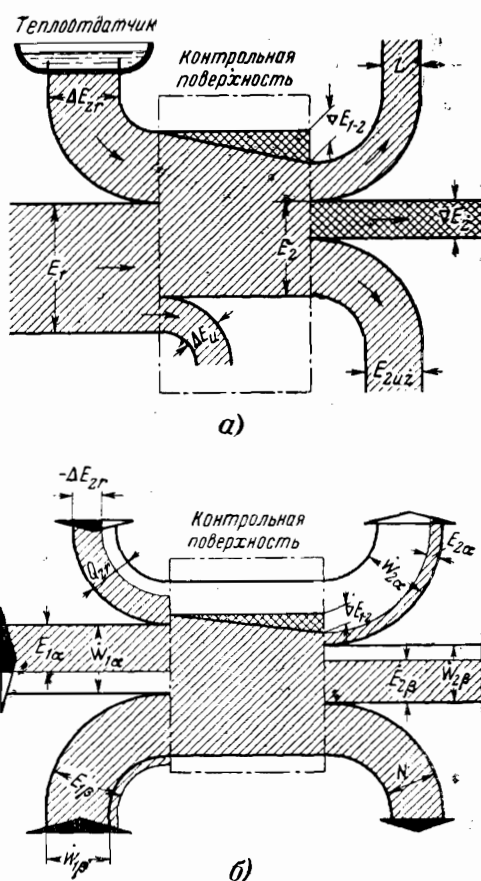


Рис. 15. График Грассмана для эксергетического баланса.

нейшем в виде полос, ширина которых увеличивается в пределах системы от нуля до $\nabla E_{1-2} = \Pi T_0$. Эти полосы обрываются в местах пересечения с контрольной поверхностью. Кроме того, эти полосы следует выделять (например, иной штриховкой) среди полос, представляющих собой другие составляющие эксергетического баланса.

Полосы, представляющие эксергию отбросных продуктов процесса (внешняя потеря эксергии ∇E_z), можно обозначить, начиная от контрольной поверхности, так же как и полосу внутренней потери эксергии, отличив ее, таким образом, от полосы эксергии E_{zuz} полезных продуктов процесса. Предложенный способ отображения эксергетического баланса показан на рис. 15, а.

Профессор Эльснер из Дрездена предложил на III Международной

конференции по промышленной энергетике в сентябре 1963 г. в Варшаве назвать полосовой график эксергетического баланса графиком Грассмана.

Если исследуемая энергетическая установка состоит из нескольких звеньев, то эксергетический баланс обычно составляется для каждого звена отдельно. Тогда для каждого звена на графике Грассмана следует нанести собственную контрольную поверхность. Для большей наглядности графика контрольные границы можно отодвинуть друг от друга.

Рант предложил [Л. 143] изображать эксергетический и энергетический балансы на общем полосовом графике; такой метод облегчает сравнение обоих балансов. На рис. 15,6 представлен общий полосовой график для установившегося процесса. Смысл этого графика несколько отличается от смысла графика, предложенного Рантом. Полоса энергетического баланса обведена жирной линией.

Полосы эксергии различных потоков энергии заштрихованы. Естественно, эти полосы не соединяются между собой. В связи с этим в пределах границы баланса показаны суммы потоков подведенной эксергии и внутренних потерь эксергии и суммарная отводимая эксергия.

Поток эксергии может быть больше потока энергии (потоки W_{12} и E_{12} на рис. 15,6). Стрелки показывают направление движения потоков, причем зачерненная часть стрелок относится к эксергии.

При температурах ниже температуры окружающей среды поток тепла направлен навстречу соответствующему потоку эксергии. На полосовом графике отразить этот случай трудно.

2-3-2. ПРИРАЩЕНИЕ ЭКСЕРГИИ ТЕПЛООТДАТЧИКА

Падение эксергии теплоотдатчика с температурой T в результате потери тепла Q равно механической работе, которую совершила бы обратимая машина Карно, расходуя это количество тепла и используя окружающую среду с температурой T_0

в качестве теплоприемника. Приращение эксергии теплоотдатчика следует записать с обратным знаком. Отсюда вытекает следующее уравнение:

$$\Delta E_{zr} = -Q \frac{T - T_0}{T}. \quad (2-37)$$

Как следует из этой формулы, потеря тепла приводит к потере эксергии теплоотдатчика, температура которого выше температуры окружающей среды, и увеличению эксергии теплоотдатчика, температура которого ниже температуры окружающей среды.

Встречаются предложения называть величину, выраженную формулой (2-37), эксергией тепла [Л. 143]. Но это было бы неверно: нельзя говорить об эксергии потока тепла, поскольку с этим потоком не связана никакая конкретная температура. Формула (2-37) определяет изменения эксергии тела, отдающего тепло, поскольку в эту формулу подставлена температура тела¹.

Внутренняя потеря эксергии ∇E_{1-2} в уравнении (2-34) относится только к изменениям, происходящим внутри контрольной поверхности. В связи с этим при рассмотрении теплообмена между исследуемой системой и телами, находящимися вне системы, следует принять, что на контрольной поверхности действуют источники тепла, которые имеют такую же температуру, какая существует в месте пересечения контрольной поверхности соответствующим потоком тепла. Если в различных точках этой поверхности температуры неодинаковы или изменяются во времени, то следует произвести интегрирование по времени по всей границе баланса:

$$\Sigma \Delta E_{zr} = - \iint \frac{T - T_0}{T} \dot{q} dA d\tau, \quad (2-37a)$$

где $\dot{q}$ — поток тепла, отнесенный к единице поверхности и единице времени;

¹ Это утверждение неправильно. Тепловой поток в любой точке характеризуется определенной температурой. Ниже автор по существу сам использует это обстоятельство. (Прим. ред.)



Рис. 16. Модель для определения эксергии однородной части системы, заключенной внутри контрольной поверхности.

dA — элементарная площадь контрольной поверхности;
 τ — время.

2-3-3. ЭКСЕРГИЯ ОДНОРОДНОЙ ЧАСТИ СИСТЕМЫ, ОГРАНИЧЕННОЙ КОНТРОЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Как показано в подпараграфе 2-1-5, в данной книге эксергия E потока вещества, пересекающего неподвижную контрольную поверхность, принята за исходную величину. Следовательно, в других случаях эксергию следует выражать при помощи этой исходной величины и соответствующей формулы для пересчета.

Зависимость между эксергией E_z однородной части системы, находящейся в пределах контрольной поверхности, и эксергией E потока вещества, пересекающего эту неподвижную поверхность, можно вывести, пользуясь моделью, изображенной на рис. 16 [Л. 102].

Рабочее тело поступает в рассматриваемую систему по абсолютно изолированному горизонтальному трубопроводу с постоянной скоростью c . Контрольная поверхность неподвижна. В трубопроводе с поперечным сечением, равным A , перемещается без трения поршень, который отделяет поток поступающего тела от окружающей среды. По условию параметры состояния рабочего тела не изменяются во время движения его к системе. За некоторое конечное время поршень перемещается на расстояние x . За это же время в систему поступает вещество, эксергия которого равна E . Общий объем этого вещества обозначим через V . Абсолютное давление вещества равно p , а окру-

жающей среды p_0 . Работа, совершаемая поршнем за рассматриваемое время, составляет:

$$L = (p - p_0)Ax = V(p - p_0). \quad (2-38)$$

Процесс происходит обратимо и, следовательно, без потерь эксергии. Эксергия, подведенная к системе, имеет величину E . Приращение эксергии системы можно определить при помощи величины E_z , выражающей конечную эксергию той части системы, которая была заполнена поступающим веществом. Систему покидают выбрасываемые перемещающимся поршнем компоненты окружающей среды, эксергия которых равна нулю. Эксергетический баланс приводит, таким образом, к следующей зависимости:

$$E = E_z + L. \quad (2-39)$$

Используя уравнение (2-38), получим формулу для расчета эксергии однородной части системы:

$$E_z = E - V(p - p_0). \quad (2-40)$$

Из уравнения (2-40) следует, что величины E и E_z совпадают, если $p = p_0$.

Следовательно, если для повсеместно распространенных компонентов окружающей среды принимает значение $E = 0$, то из этого условия вытекает также, что и $E_z = 0$.

Кроме того, следует обратить внимание на частный случай применения формулы (2-40). Эта формула позволяет рассчитать эксергию пустого ($p = 0$) сосуда, находящегося в пределах контрольной поверхности. Подставив в уравнение (2-40) $p = 0$ и $E = 0$, получим:

$$E_0 = p_0 V. \quad (2-41)$$

Эта формула выражает минимальную работу, которую следует совершить, чтобы отвести компоненты окружающей среды (например, воздух) из емкости объемом V .

Формула для определения эксергии однородной части системы остается справедливой независимо от того, перемещается ли контрольная поверхность относительно окружаю-

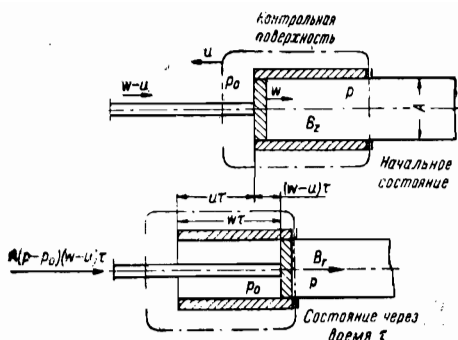


Рис. 17. Модель для определения эксергии потока агента, пересекающего подвижную контрольную поверхность.

щей среды или нет. При расчете эксергии единственной величиной, зависящей от движения контрольной поверхности, является работа, совершаемая внутренней силой, действующей в сечении, где поток рабочего тела пересекает контрольную поверхность. В расчете эксергии части системы, заключенной внутри контрольной поверхности, эта работа отсутствует.

2-3-4. ЭКСЕРГИЯ ПОТОКА ВЕЩЕСТВА, ПЕРЕСЕКАЮЩЕГО ПОДВИЖНУЮ КОНТРОЛЬНУЮ ПОВЕРХНОСТЬ

Зависимость между эксергией E_r потока вещества, пересекающего подвижную контрольную поверхность, и эксергией E можно вывести при помощи модели, представленной на рис. 17 [Л. 102]. Эта модель состоит из адиабатно изолированного цилиндра, в котором без трения перемещается адиабатный поршень. Цилиндр соединен с трубопроводом такого же диаметра. Цилиндр вместе с охватывающей его контрольной поверхностью перемещается относительно окружающей среды с постоянной скоростью u . В цилиндре находится рабочее тело, которое является однородной частью системы и обладает эксергией E_z . Поршень, отделяющий рабочее тело от окружающей среды, перемещается относительно контрольной поверхности со скоростью u , в результате чего за время τ рабочее тело, заключенное в цилиндре, выбрасывается за пределы контрольной поверхности.

Перемещение поршня относительно окружающей среды равно $(w-u)\tau$; следовательно, работа, совершенная поршнем над системой, имеет величину

$$\begin{aligned} L &= A(p-p_0)(w-u)\tau = \\ &= A\omega\tau(p-p_0)\left(1-\frac{u}{w}\right) = \\ &= V(p-p_0)\left(1-\frac{u}{w}\right), \quad (2-42) \end{aligned}$$

где V — объем рабочего тела, выходящего из системы через контрольную поверхность;
 ω — скорость потока относительно контрольной поверхности;
 u — скорость контрольной поверхности относительно окружающей среды;
 p, p_0 — абсолютные давления рабочего тела и окружающей среды.

Во время рассматриваемого процесса эксергия системы уменьшается на величину E_z . В соответствии с формулой (2-40) приращение эксергии системы составляет:

$$\Delta E_u = -E_z = -E - V(p-p_0), \quad (2-43)$$

где E — эксергия, рассчитанная для потока вещества, пересекающего неподвижную границу баланса.

В эксергетический баланс, кроме того, должна включаться эксергия E_r потока вещества, покидающего систему через подвижную контрольную поверхность. После подстановки значений в формулу (2-34) получится:

$$\begin{aligned} V(p-p_0)\left(1-\frac{u}{w}\right) &= \\ &= -E + V(p-p_0) + E_r, \end{aligned}$$

откуда

$$E_r = E - V\frac{u}{w}(p-p_0). \quad (2-44)$$

Знак второго члена в правой части формулы (2-44) должен быть отрицательным тогда, когда относительная скорость w потока направлена противоположно скорости перемещения контрольной поверхности.

2-3-5. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНС В ИЗМЕНЯЮЩЕЙСЯ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЕ

Эксергетический баланс составляется обычно при условии, что во время проведения исследования параметры окружающей среды не изменяются¹.

Учет изменений параметров окружающей среды составил бы определенную трудность при составлении эксергетического баланса. При этом, как уже было выяснено в подпараграфе 2-2-5, значение эксергии рабочего тела, а также значение потерь эксергии следовало бы рассчитывать на основе мгновенных параметров окружающей среды. Значения, относящиеся к веществу, поступающему в систему и покидающему ее, пришлось бы интегрировать по времени так же, как внутренние потери эксергии [см. формулу (2-24)]. Кроме того, следовало бы ввести дополнительный член в уравнение эксергетического баланса.

Необходимость введения в уравнение дополнительного члена эксергетического баланса при изменяющейся окружающей среде вытекает из рассмотрения следующего примера. В абсолютно изолированном сосуде заключено определенное количество компонентов окружающей среды. В момент закрытия сосуда эксергия его содержимого была, естественно, равна нулю ($E_{up}=0$). Через некоторое время параметры окружающей среды изменились, в связи с чем эксергия закрытого в сосуде вещества получала дополнительное значение ($E_{uh}>0$). Однако в течение рассматриваемого времени в системе не происходило никаких термодинамических изменений ($\pi=0$). Перечисленные явления, таким образом, не соответствуют условиям уравнения (2-34). В этом случае изменение параметров окружающей среды явилось причиной некоторого увеличения эксергии.

Конечно, результаты изменения окружающей среды могут быть противоположными. Предположим, что в изолированном сосуде заключено

определенное количество вещества с некоторой отличной от нуля эксергией. Может случиться так, что в результате изменения параметров окружающей среды эта эксергия уменьшится или даже станет равной нулю (например, лед имеет летом высокую эксергию, а зимой эксергия его близка к нулю).

Изменение параметров окружающей среды может быть причиной увеличений или уменьшений эксергии, не являющихся следствием внутренних изменений в рассматриваемой системе. Эти увеличения и уменьшения эксергии недолговечны; величины их могут опять измениться в результате дальнейшего изменения параметров окружающей среды.

Уравнение эксергетического баланса, применяемое к процессу, происходящему в изменяющейся окружающей среде, имеет следующий вид:

$$\int_p^k \dot{E}_1 d\tau = \Delta E_u + \int_p^k \dot{E}_2 d\tau - \int_p^k \frac{T - T_0}{T} \dot{Q} d\tau + L + \int_p^k \nabla \dot{E} d\tau - \Delta E_{ot}, \quad (2-45)$$

где $\dot{E}_1$, $\dot{E}_2$ — расходы эксергии потоков вещества, поступающего в систему и отводимого из нее;

ΔE_{ot} — увеличение эксергии в результате изменения параметров окружающей среды (эта величина может быть положительной или отрицательной);

$\dot{Q}$ — тепло, поступающее в систему из источника ценного тепла, находящегося вне системы;

T — абсолютная температура источника ценного тепла.

Непосредственное определение величины ΔE_{ot} по уравнению (2-45) затруднено. Эту величину проще определить путем составления эксергетического баланса.

¹ Такое условие принято во всех опубликованных ранее работах по эксергии.

Процессы, происходящие в изменяющейся окружающей среде, должны, естественно, строиться так, чтобы происходящие мгновенные увеличения значения $\Delta E_{от}$ немедленно использовались. Качество использования этих величин зависит, в частности, и от точности предвидения изменений параметров окружающей среды.

Вопрос использования положительных изменений значения $\Delta E_{от}$ тесно связан с проблемой использования естественных ресурсов. Естественные ресурсы, имеющиеся в окружающей среде, характеризуются переменной эксергией (в результате изменений параметров окружающей среды). Для высококачественных ресурсов (с высокой удельной эксергией) эта изменяемость не имеет большого значения. Но изменения параметров окружающей среды могут привести к относительно большому изменению эксергии низкокачественных естественных ресурсов. Такие ресурсы следовало бы, очевидно, наиболее интенсивно эксплуатировать тогда, когда их мгновенная эксергия максимальна.

2-4. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ К. П. Д.

2-4-1. СРАВНЕНИЕ ТЕРМИЧЕСКОГО И ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО К. П. Д.

Величины, входящие в уравнение эксергетического баланса, могут служить для определения к. п. д. исследуемого энергетического процесса. Этот к. п. д. носит название *эксергетического к. п. д.* в отличие от *термического к. п. д.*, рассчитываемого при помощи составляющих энергетического баланса. В обоих случаях общий принцип расчета к. п. д. одинаков: нужно составить дробь, в числитель которой подставляются составляющие баланса, выражающие полезный эффект процесса, а в знаменатель — те составляющие, которые определяют расходы, связанные с проведением процесса. Однако способы расчета числителя и знаменателя дроби различны при определении эксергетического и термического к. п. д.

При расчете термического к. п. д. не учитывается различное качество

разных видов энергии и способов ее проявления. В связи с этим термический к. п. д. является только показателем, позволяющим сравнивать однотипные процессы, но не определяет степени совершенства процесса.

Например, термический к. п. д. теплового двигателя (отношение совершенной работы к теплу, полученному от теплоотдатчика) всегда меньше единицы, даже в самом совершенном обратимом двигателе. Термический к. п. д. теплового насоса (отношение греющего тепла, отданного этим насосом, к работе привода)¹ всегда больше единицы, даже если работа теплового насоса далека от совершенства.

На несопоставимость термического к. п. д. разнотипных процессов указывает хотя бы пример паросиловой установки. Коэффициент полезного действия парового котла такой установки имеет значение, лишь немного меньшее единицы (0,8—0,9), а термический к. п. д. парового цикла значительно меньше единицы (0,3—0,4). Однако известно, что именно необратимые изменения в котле являются главной причиной низкого к. п. д. паросиловой установки. По существу количество энергии, сообщенной в котле циркулирующему рабочему телу, не намного меньше химической энергии сжигаемого топлива, но *качество* энергии произведенного пара намного ниже качества энергии топлива.

При расчете эксергетического к. п. д. как полезный эффект, так и расходы, связанные с проведением процесса, выражаются при помощи эксергии или работы. Благодаря правильной оценке качества различных видов энергии эксергетический к. п. д. является мерой степени совершенства процесса. Чем меньше необратимость рассматриваемых изменений, тем большую величину имеет этот к. п. д. В пределе для идеального обратимого процесса он равняется единице. Получение эксер-

¹ Эту величину в отечественной литературе принято называть тепловым коэффициентом, а не к. п. д. (Прим. ред.)

гетического к. п. д., большего единицы, при правильной формулировке этой величины невозможно.

2-4-2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО К. П. Д.

Определение эксергетического к. п. д. лучше всего обосновать на сравнении реального процесса с идеальным обратимым. Из этого сравнения получается следующее определение.

Эксергетический к. п. д. является отношением эксергии привода E_{Ns} обратимого идеального процесса к эксергии привода E_N исследуемого реального процесса, если полезный эффект идеального процесса такой же, как и у реального:

$$\eta_b = \frac{E_{Ns}}{E_N}. \quad (2-46)$$

Это определение в общем случае достаточно широко. При использовании его для оценки конкретных процессов следует более точно определять как полезный эффект процесса, так и эксергию привода. Эксергетические к. п. д. отдельных звеньев процесса были бы несравнимы, если бы в каждом звене полезный эффект был отнесен к различным эксергиям привода.

Отнесение полезных эффектов отдельных звеньев к общей эксергии привода также было бы нецелесообразно, поскольку часто эти полезные эффекты не окончательны. (Например, в паросиловой установке полезным эффектом работы котла является приращение эксергии циркулирующего рабочего тела; однако это не окончательный эффект, поскольку рабочее тело в свою очередь используется для питания турбины). Чтобы оценить влияние отдельных звеньев на к. п. д. процесса в целом, следует сравнить потери эксергии, вызванные необратимостью процессов в отдельных звеньях. Лучше всего эти потери отнести к общей эксергии привода процесса¹. Сумма относительных потерь

эксергии и эксергетического к. п. д. всего процесса должна равняться единице.

2-5. ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ЭКСЕРГИИ

2-5-1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЕПЛООВОГО ПРОЦЕССА

Важнейшее применение эксергетического баланса основано на сравнении эксергетического к. п. д. однотипных процессов и на сравнении потерь эксергии, происходящих в отдельных звеньях исследуемого процесса [Л. 110].

Если сравнение двух однотипных процессов показывает, что эксергетический к. п. д. одного из них меньше, чем у другого, то можно предположить, что в процессе с более низким к. п. д. существует возможность увеличения степени совершенства либо путем снижения необратимости в какой-либо из составных частей процесса, либо путем улучшения использования выходящих продуктов.

Чтобы установить наиболее выгодный путь увеличения совершенства исследуемого процесса, следует сравнить потери эксергии в отдельных звеньях процесса, а потом изучить возможности уменьшения тех потерь, которые наиболее заметно влияют на совершенство процесса. При этом следует взвесить не только возможности изменения звеньев процесса с наибольшей необратимостью, но и возможность влияния на величину потерь эксергии в этих звеньях путем изменений, произведенных в предыдущих звеньях. Подобный принцип обязателен при рассмотрении внешних потерь эксергии. Чтобы добиться уменьшения этих потерь, можно поступить двояко:

а) пытаться улучшить протекающие изменения в том звене процес-

с общей эксергии, вводимой в установку. В первом случае появляются к. п. д., характеризующие совершенство каждого звена процесса; во втором случае эти важные характеристики остаются вне системы анализа. (Прим. ред.)

¹ В зависимости от конкретных условий потери можно относить как к эксергии, вводимой в данное звено процесса, так и

са, которое производит отбросные продукты;

б) создать новое звено для использования эксергии отбросных продуктов (например, построить котел-утилизатор для использования относительно высокой температуры продуктов сгорания, выбрасывавшихся ранее в окружающую среду).

2-5-2. КОНТРОЛЬ ОБЩИХ ПРИНЦИПОВ РЕАЛИЗАЦИИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ

При исследовании эксергетического к. п. д. промышленных тепловых установок часто оказывается, что для некоторых типов процессов эксергетический к. п. д. всегда мал, даже при самых современных технических решениях. В качестве типичного примера здесь можно привести паровой котел, эксергетический к. п. д. которого в лучшем случае имеет значение около 50%.

Низкий эксергетический к. п. д. может свидетельствовать о том, что общий принцип, на котором основан данный тепловой процесс, выбран не наилучшим образом, поскольку даже при совершенной конструкции, основанной на этом принципе, не удастся избежать большой необратимости. Низкое значение эксергетического к. п. д. указывает, таким образом, на возможность изменения в перспективе общего принципа реализации данного процесса.

В случае парового котла низкое значение эксергетического к. п. д. вызвано прежде всего необратимостью сгорания и необратимостью теплообмена между продуктами сгорания и циркулирующим рабочим телом. Первую из этих потерь можно уменьшить путем повышения параметров топлива и окислителя (подогрев, например, продуктами сгорания воздуха); уменьшения второй потери можно достигнуть повышением средней температуры циркулирующего рабочего тела в котле. Но наилучшие результаты будут получены, если вообще исключить сжигание. Это означает, что наилучшим решением было бы изменить принцип использования химической энергии топлива. Этот измененный прин-

цип реализован, например, в топливных элементах, в которых происходит непосредственное преобразование химической энергии топлива в электрическую.

Другим типичным примером процессов с низким эксергетическим к. п. д. являются процессы разделения газовых или конденсированных растворов. В этих процессах также получают низкие значения эксергетического к. п. д. Например, эксергетический к. п. д. производства технического кислорода в самых лучших установках имеет значение порядка 10%. Еще более низкие значения характеризуют некоторые металлургические процессы. Например, эксергетический к. п. д. процесса огневого обогащения кислородных соединений цинка в печи составляет всего 0,1%. Эти значения указывают на необходимость поиска новых способов разделения растворов. Такие поиски проводятся по многим направлениям, главным образом в связи с необходимостью разделения изотопов в ядерной технике.

2-5-3. ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССОВ, ПРОТЕКАЮЩИХ ПРИ ТЕМПЕРАТУРАХ, БЛИЗКИХ К ТЕМПЕРАТУРЕ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

Особенно ценной является информация, получаемая посредством составления эксергетического баланса при рассмотрении процессов, происходящих в области температур, близких к температуре окружающей среды.

На рис. 18 изображено в функции температуры абсолютное значение отношения падения ($-\Delta E_{zr}$) эксергии теплоотдатчика к количеству отданного им тепла:

$$\frac{-\Delta E_{zr}}{Q} = \frac{T - T_0}{T}, \quad (2-47)$$

где T — абсолютная температура рассматриваемого теплоотдатчика.

Величину $\left| \frac{T - T_0}{T} \right|$, представленную на рис. 18, можно назвать ко-

эффциентом ценности тепла, поскольку эта величина выражает эксергию, отнесенную к единице тепла. Коэффициент ценности тепла является мерой технико-экономической оценки тепла¹.

На рис. 18 видно, что по мере приближения к температуре окружающей среды коэффициент ценности тепла быстро уменьшается до нуля. В области температур, где $0,67 < T/T_0 < 2$, коэффициент ценности тепла меньше 0,5. Поэтому при температурах, близких к температуре окружающей среды, энергетический баланс может привести к ошибочным выводам: тепло низкого качества может выступить как гораздо большая величина, чем другие, более качественные величины.

Особую ценность представляет эксергетический баланс в качестве инструмента для анализа холодильных процессов. Как указывалось выше, понятие энергии или энтальпии непригодно для оценки хладагента (при температурах, более низких, чем температура окружающей среды). Чем больше энтальпия хладагента, тем меньше его пригодность. В то же время эксергия хладагента имеет положительное значение и тем большее, чем ниже температура и энтальпия этого агента.

2-5-4. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СЖАТИЯ ГАЗОВ И РАЗДЕЛЕНИЯ РАСТВОРОВ

Процессы сжатия газов обычно стараются проводить как можно ближе к изотермическим (частичным исключением из этого правила являются компрессоры холодильных установок и тепловых насосов²). При изотермическом сжатии идеального газа приращение энтальпии равно нулю. Отсюда видно, что при исследовании процессов сжатия газов энергетический баланс не является подходящим и достаточным способом исследования совершенства процессов, поскольку при этом не учитывается работа, «аккумулированная» в сжатом газе. Только эксергетический баланс позволяет определить, какая часть работы сжатия была утрачена из-за необратимости процессов при сжатии.

Приведенные выше соображения относятся также к процессам разделения растворов. В этих процессах приращение энтальпии также равно нулю или очень мало и, следовательно, не может служить основой для оценки полезного эффекта процесса. Если, например, продуктом кислородной установки является технический кислород с температурой окружающей среды, то превышение энтальпии этого кислорода, отсчитываемое от состояния температуры окружающей среды, равно нулю.

Практическая энергетическая пригодность технического кислорода может быть правильно оценена только при помощи эксергии.

2-5-5. ИССЛЕДОВАНИЕ КОМПЛЕКСНЫХ ПРОЦЕССОВ

В технике все большее значение придается комплексным (комбинированным) процессам, в которых одновременно образуются два или более продукта с неодинаковой энергетической пригодностью. В та-

¹ В отечественной литературе эта величина называется коэффициентом работоспособности тепла или эксергетической температурной функцией [Л. 135]. (Прим. ред.)

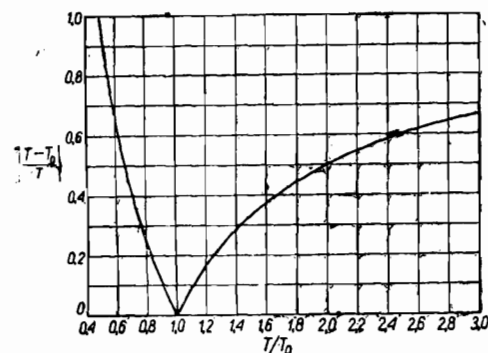


Рис. 18. Коэффициент ценности тепла.

² Это замечание справедливо только для паровых холодильных установок и тепловых насосов. Для газовых регенеративных установок идеальным процессом сжатия является изотермический. (Прим. ред.)

ких процессах, кроме технологического продукта, образуется, например, пар, который может быть использован для обогрева или производства электроэнергии.

Применение соответствующего метода оценки к. п. д. комплексных процессов имеет очень большое техническое значение, поскольку результаты этой оценки часто являются основой для разрешения важных технико-экономических проблем, а иногда даже определяют выбор технического решения. Поэтому при оценке совершенства совмещенных процессов следует учитывать не только количество энергии полезных продуктов процесса, но и качество этой энергии. Степень совершенства тепловых совмещенных процессов должна, таким образом, оцениваться при помощи эксергии и эксергетического баланса.

Оценка к. п. д. комплексных процессов только по энергетическому балансу может привести к отрицательным результатам с точки зрения рационального ведения энергетического хозяйства. Например, энергетический баланс ТЭЦ часто принимается за основу для распределения расходуемого топлива на производство электроэнергии и тепла. Это в свою очередь является отправным пунктом для ошибочного расчета себестоимости продукции. В конечном итоге получают неверные технико-экономические показатели, что приводит к ошибочным решениям при рассмотрении проблем, относящихся к пределам окупаемости совмещенного теплоэнергетического хозяйства.

На примере ТЭЦ видна связь между вопросом оценки к. п. д. тепловых процессов и некоторыми экономическими проблемами этих процессов. Отсюда появляется возможность использования эксергии в экономике.

2-5-6. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭКСЕРГИИ В ЭКОНОМИКЕ

Эксергия может быть одним из факторов, определяющих экономическую ценность технических материалов. Высокой эксергией обла-

дают либо нераспространенные повсеместно естественные богатства, либо материалы, полученные путем относительно большого расхода естественных богатств и человеческого труда. Конечно, эксергия не является экономическим понятием и поэтому не может явиться основой для непосредственного определения экономических величин. Однако во многих случаях эксергия может оказывать большие услуги при приближенной оценке стоимости, особенно тогда, когда отсутствуют соответствующие экономические критерии, а предметом сравнения являются продукты, производство и использование которых тесно связаны. Прежде всего это относится, конечно, к комплексным процессам.

2-5-7. ВОПРОСЫ ОПТИМИЗАЦИИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ

Многие авторы применяют эксергетический анализ для оптимизации термодинамических параметров тепловых процессов. В качестве примеров можно привести выбор оптимальных параметров циркулирующего рабочего тела в паросиловых установках [Л. 3], выбор оптимальной температуры подогрева воздуха [Л. 88], выбор оптимального распределения разности температур в низкотемпературном теплообменнике [Л. 41]. Решение этих вопросов основано на изучении условий, определяющих минимальные потери эксергии.

Описанный метод может привести к правильному выводу тогда, когда учитывается влияние рассматриваемого явления на потери эксергии, происходящие во всех звеньях исследуемого процесса. Тогда условия минимума суммы потерь эксергии становятся равнозначными условиям максимального эксергетического к. п. д. (так как сумма эксергетического к. п. д. и относительных потерь эксергии равна единице). Но здесь можно совершить ошибку, если не учесть взаимного влияния явлений, происходящих в различных звеньях процесса,

и рассматривать только часть потерь эксергии. Естественно, что такой частичный анализ неверен и часто приводит к серьезным ошибкам.

Возможность совершения указанных выше ошибок не может, конечно, отрицательно влиять на решение вопроса о целесообразности применения эксергетического метода оптимизации термодинамических параметров. При использовании этого метода необходимо учитывать следующее.

а) Во многих случаях максимум эксергетического к. п. д. не совпадает с экономическим оптимумом, учитывающим влияние капиталовложений. В таких случаях «чистый» термодинамический анализ приводит к ошибочным выводам.

б) При рассмотрении процессов, осуществляемых за счет энергии определенного качества (например, химической энергии топлива), правильно использованный для оптимизации параметров эксергетический метод должен дать результаты, совпадающие с результатами классического энергетического метода¹.

в) При рассмотрении процессов, питаемых энергией непостоянного качества, эксергетический метод может привести к новым правильным результатам, но только тогда, когда он используется в качестве дополнительного инструмента экономического анализа (т. е. если эксергетический метод служит, например, для приближенной экономической оценки энергоносителя, поддерживающего течение процесса).

¹ Это положение верно только в том частном случае, когда в результате процесса получается один продукт неизменных параметров. В комплексном производстве оптимумы, найденные эксергетическим и энергетическим методами, в общем случае не совпадают. (Прим. ред.)

Для иллюстрации п. «в» можно проанализировать произвольный процесс, основанный на химической энергии топлива. Эксергетический к. п. д. такого процесса выражается формулой

$$\eta_b = \frac{\dot{U}}{\dot{P}e_{pal}} = \frac{\dot{U}}{\dot{P}W_d a}, \quad (2-48)$$

где $\dot{U}$ — полезный эффект процесса, выраженный при помощи эксергии;

$\dot{P}$ — расход топлива;

e_{pal} , W_d — удельная эксергия и теплотворная способность топлива;

a — отношение эксергии к теплотворной способности (эта величина не зависит от термодинамических параметров процесса).

Из формулы (2-48) следует, что при определенном полезном эффекте процесса условие максимального эксергетического к. п. д. совпадает с условием минимального потребления топлива. Таким образом, вопрос оптимизации сводится к классической проблеме, не требующей в принципе использования понятия эксергии². Иногда эксергетический метод позволяет также получить простые приближенные формулы.

В данной книге нет специального раздела, посвященного вопросу термодинамической оптимизации тепловых процессов при помощи эксергии. Многочисленные примеры из этой области рассмотрены в книге А. И. Андрющенко [Л. 3].

² При условии, что полезный эффект процесса можно рассчитать без помощи эксергии. Это возможно, как уже указывалось, только в процессах, где получается один продукт неизменных параметров. (Прим. ред.)

ЭКСЕРГИЯ ВЕЩЕСТВА В ФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ

Как уже было показано, формулы, выведенные в гл. 2, относятся к расчету эксергии потока вещества, пересекающего неподвижную контрольную поверхность; при этом не учитывалась кинетическая и потенциальная энергия; предметом рассмотрения явилась только термическая эксергия.

В том случае, когда в процессе необходимо учесть кинетическую и потенциальную энергию рабочего тела, следует пользоваться формулой (2-1).

3-1. ЭКСЕРГИЯ В ЦИКЛАХ

При рассмотрении циклов, в которых происходят физические процессы без обмена материей с окружающей средой, можно применить упрощенные методы расчета эксергии рабочего тела. В этом случае представляют интерес только приращения эксергии циркулирующего вещества. В связи с этим можно воспользоваться приращениями эксергии этого вещества, рассчитанными от произвольно выбранного состояния отсчета.

Состояние отсчета желательно выбрать так, чтобы во всех точках цикла величины эксергии имели положительное значение [Л. 102].

Если состав вещества в течение цикла не изменяется, то можно использовать следующую формулу для определения приращения термической эксергии:

$$\Delta e_i = i - i_b - T_0(s - s_b) = i - T_0s + (-i_b + T_0s_b) = i - T_0s + d, \quad (3-1)$$

где i, s — удельные энтальпия и энтропия рабочего тела;

i_b, s_b — удельные энтальпия и энтропия рабочего тела в условном состоянии отсчета;

T_0 — абсолютная температура окружающей среды;

d — условная постоянная.

Значение константы следует выбрать так, чтобы в той точке цикла, в которой функция $i - T_0s$ имеет минимальное значение, получить величину Δe_i , равную нулю, или же близкое к нулю положительное значение. Функция $i - T_0s$ имеет минимальное значение в той точке цикла, в которой давление рабочего тела самое низкое, а его температура максимально приближается к температуре окружающей среды.

Если принять в качестве состояния отсчета состояние насыщения при температуре окружающей среды, то безразлично, какую степень сухости насыщенного пара принять в состоянии отсчета.

Таким образом, функция $i_0 - T_0s_0$ имеет для насыщенного пара одинаковое значение во всей области $0 \leq x \leq 1^*$.

Если бы циркулирующим агентом был раствор, состав которого изменялся бы в течение цикла, то следовало бы отдельно для каждого компонента раствора выбрать состояние отсчета. Тогда вместо формулы (3-1) следовало бы использо-

* Это положение справедливо только для веществ, у которых критическая температура выше T_0 . (Прим. ред.)

вать формулу

$$\Delta e_i = i - T_0 s + \sum_i g_i (-i_{bi} + T_0 s_{bi}) = \\ = i - T_0 s + \sum_i g_i d_i, \quad (3-2)$$

где i , s — удельные энтальпия и энтропия циркулирующего раствора;

i_{bi} , s_{bi} — удельные энтальпия и энтропия компонента циркулирующего раствора в условно принятом состоянии отсчета;

g_i — концентрация компонента в агенте (в зависимости от используемых единиц весовая или мольная);

d_i — условная постоянная;

i — индекс (порядковый номер) компонента раствора.

Значение постоянной d_i для данного компонента раствора следует установить в тех точках цикла, в которых этот компонент имеет максимальную концентрацию, стремясь при этом получить положительные значения Δe_i , возможно более близкие к нулю. Такой подбор постоянных d_i облегчает построение графика Грассмана для эксергетического баланса, поскольку при этом удается избежать чрезмерной ширины полос эксергии по сравнению с полосами потерь эксергии.

Для двухкомпонентного агента можно использовать условие $g_1 = 1 - g_2$ и записать формулу (3-2) в виде:

$$\Delta e_i = i - T_0 s + c + g_1 d, \quad (3-3)$$

где c , d — условные постоянные;

g — концентрация одного из компонентов раствора.

Пример использования формулы (3-3) приведен в гл. 8.

3-2. ОТКРЫТЫЕ СИСТЕМЫ

Объясненные ниже принципы расчета эксергии относятся к веществу, содержащему только важнейшие составляющие атмосферного воздуха (O_2 , N_2 , H_2O , CO_2 , Ar , He , Ne , Kr , Xe).

В более общих случаях следует применять методы расчета эксергии, используемые для химических процессов.

3-2-1. СОСТОЯНИЕ ОТСЧЕТА ДЛЯ ЭКСЕРГИИ ПРИ РАССМОТРЕНИИ ОТКРЫТЫХ СИСТЕМ

При рассмотрении открытых систем состояние отсчета термодинамического агента не может быть выбрано произвольно, поскольку здесь становится недостаточным использование приращений эксергии. Для того чтобы рассчитать, например, внешние потери эксергии в результате отдачи в окружающую среду неполностью использованного отбросного продукта, следует знать полную эксергию этого продукта [Л. 102].

Некоторые авторы при рассмотрении открытых систем принимают эксергию термодинамического агента равной нулю, если температура агента равна температуре T_0 окружающей среды, а давление агента равно давлению p_0 окружающей среды. Такое предположение не соответствует определению эксергии, по которому она равна нулю в состоянии полного термодинамического равновесия между рабочим телом и соответствующими компонентами окружающей среды. Например, при газообразном рабочем теле полное термодинамическое равновесие при температуре окружающей среды достигается только тогда, когда его компоненты имеют такое же парциальное давление, как и соответствующие компоненты окружающей среды.

Можно легко показать, что упрощенное принятие параметров начала отсчета по условиям $T_b = T_0$; $p_b = p_0$ приведет к противоречию в уравнении эксергетического баланса.

Рассмотрим, например, процесс смешения воздуха с кислородом (рис. 19). Предположим, что процесс протекает при температуре и давлении окружающей среды. Если отсчитывать эксергию исходных и конечных продуктов процесса от состояния отсчета с параметрами p_0 ,

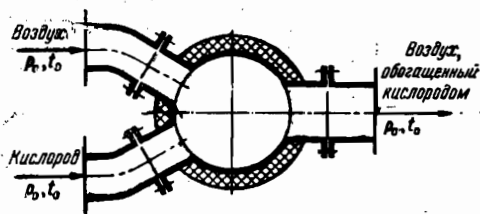


Рис. 19. Схема смесителя.

T_0 , то для всех этих веществ получились бы значения эксергии, равные нулю. Однако известно, что процесс смешения необратим и сопровождается, следовательно, потерями эксергии. Подставив полученные значения в уравнение эксергетического баланса (2-34), приходим к противоречию. Это противоречие не наступило бы, если бы давление в состоянии отсчета было установлено отдельно для азота и кислорода.

3-2-2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕРМИЧЕСКОЙ ЭКСЕРГИИ ВЕЩЕСТВА, СОДЕРЖАЩЕГО ТОЛЬКО ОСНОВНЫЕ КОМПОНЕНТЫ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА

Расчет термической эксергии рабочего тела, находящегося в открытой системе, упрощается, если в его состав входят только важнейшие компоненты атмосферного воздуха (N_2 , O_2 , H_2O , CO_2 , Ar , Ne , Kr , Xe). В этом случае можно установить простые физические процессы, которые позволяют привести компоненты рабочего тела к состоянию термодинамического равновесия со всеми распространенными компонентами окружающей среды. Для реализации этих изменений могла бы служить изображенная на рис. 20 система, состоящая из поточных машин и полупроницаемых мембран. Каждая машина снабжена двумя мембранами, пропускающими только один компонент рабочего тела. Этот компонент внутри машины подвергается обратимым физическим изменениям (например, изотропным и изотермическим), во время которых он приобретает температуру окружающей среды и давление, равное парциальному

давлению соответствующего компонента окружающей среды. Далее каждый компонент через полупроницаемую мембрану поступает в окружающую среду. Будем считать, что в рассматриваемой системе происходят пренебрежимо малые изменения кинетической и потенциальной эксергии.

Работа, совершаемая группой машин, изображенных на рис. 20, равна термической эксергии рассматриваемого рабочего тела:

$$e_t = i - \sum_i g_i i_{0i} - T_0 \left(s - \sum_i g_i s_{0i} \right), \quad (3-4)$$

где i_{0i} , s_{0i} — удельные энтальпия и энтропия компонента рабочего тела при температуре окружающей среды и давлении, равном парциальному давлению соответствующего компонента в окружающей среде.

Формулу (3-4) нельзя применять к рабочему телу, компоненты которого можно получить путем химической реакции между перечисленными ранее компонентами атмосферного воздуха. Формула (3-4) не могла бы, например, служить для расчета эксергии водорода, несмотр-

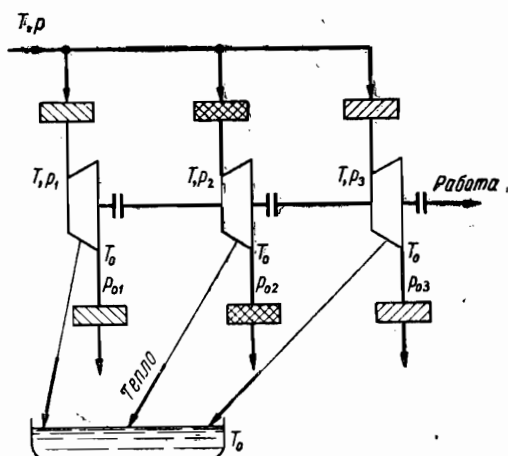


Рис. 20. Модель для определения термической эксергии вещества, содержащего компоненты атмосферного воздуха.

ря на то, что парциальное давление этого газа достаточно велико, чтобы его можно было измерить. Зная точки начала отсчета для O_2 и H_2O , можно при помощи законов термодинамического равновесия рассчитать параметры состояния отсчета водорода. Рассчитанные параметры наверняка не совпадут с параметрами, определенными по парциальным сравнениям. В связи с этим одновременный расчет эксергии H_2 , H_2O и O_2 на основании измеренных парциальных давлений в окружающей среде привел бы к значениям, которые не удовлетворяют условиям уравнения эксергетического баланса.

Для облегчения интерпретации эксергетического баланса эксергию, выраженную уравнением (3-4), следует разложить на две составляющие описанным в подпараграфе 2-1-6 способом [см. уравнение (2-2)]. Если рабочее тело в состоянии, определяемом параметрами p_0 и T_0 , можно рассматривать как идеальный газ, то получится формула

$$e_i = \Delta_0 i - T_0 \Delta_0 s + T_0 \sum_i g_i R_i \ln \frac{z_i}{z_{0i}}, \quad (3-5)$$

где $\Delta_0 i$, $\Delta_0 s$ — удельные энтальпия и энтропия рабочего тела, отсчитываемая от состояния вещества, определяемого параметрами p_0 и T_0 окружающей среды; g_i , R_i — концентрация и газовая постоянная компонента (в случае использования мольных единиц количества вещества в формулу подставляется универсальная газовая постоянная); z_i , z_{0i} — мольные доли компонента в рабочем теле и окружающей среде.

Первые два члена правой части уравнения (3-5) определяются физической эксергией $\Delta_0 e$, отсчитанной от состояния окружающей среды.

Последний член отражает эксергию, связанную с разностью концентраций компонентов в данном рабочем теле и окружающей среде. В подпараграфе 2-1-6 эта величина названа химической эксергией:

$$e_{ch} = T_0 \sum_i g_i R_i \ln \frac{z_i}{z_{0i}}. \quad (3-6)$$

Название «химическая эксергия» может показаться не очень подходящим, поскольку уравнение (3-6) получается из формулы работы физических изотермических изменений¹. Однако, как будет показано в гл. 4, формула (3-6) имеет общее значение и может служить для определения той части эксергии, которая практически используется в результате химических реакций. Кроме того, в данном случае (рабочее тело, состоящее из компонентов атмосферного воздуха) величина, названная химической эксергией, может рассматриваться как показатель пригодности агента в качестве химического сырья.

Формулы (3-4) и (3-5) можно выразить в более удобном для расчетов виде, если рассматриваемый агент ведет себя, как идеальный газ. Тогда величины для каждого из компонентов рабочего тела в формулах можно выразить отдельно, что позволяет представить данные расчета в табличном виде. Формула, отнесенная ко всему количеству рабочего тела, примет тогда следующий вид:

$$e_t = \sum_i G_i \left(\Delta i_t \Big|_{T_0}^T - T_0 \Delta s_{pi} \Big|_{T_0}^T + R_i T_0 \ln \frac{z_i p}{p_{0i}} \right), \quad (3-7)$$

где G_i — количество компонента рабочего тела;

¹ По этим соображениям в отечественной литературе используется термин «нулевая эксергия», поскольку она отсчитывается от нулевого состояния, характеризуемого параметрами окружающей среды p_0 , T_0 . (Прим. ред.)

Пример расчета термической эксергии газа, содержащего только основные компоненты воздуха

Компонент	Количество вещества, кмоль	Парциальное давление в окружающей среде P_{oi} , бар	Превышение энтальпии		Изобарное превышение энтропии		Отношение давлений $\frac{z_i p}{P_{oi}}$	Логарифм отношения давлений	
			$\Delta i_i \left \frac{T}{T_0} \right $, кДж/кмоль	$n_i \Delta i_i \left \frac{T}{T_0} \right $, кДж	$\Delta s_{pi} \left \frac{T}{T_0} \right $, кДж/кмоль × град	$n_i \Delta s_{pi} \left \frac{T}{T_0} \right $, кДж/град		$\ln \frac{z_i p}{P_{oi}}$	$n_i \ln \frac{z_i p}{P_{oi}}$
CO ₂	0,085	0,0003	31 397	2 669	54,328	4,618	247,7	5,512	0,4685
O ₂	0,094	0,2028	21 579	2 028	37,908	3,563	0,405	-0,904	-0,0850
N ₂ возд*	0,821	0,7633	20 323	16 685	36,103	29,641	0,940	-0,0619	-0,0508
H ₂ O	0,121	0,0136	28 826	3 488	43,304	5,240	7,779	2,051	0,2482
Сумма	1,121			24 870		43,062			0,5809

* Так названа смесь газов, которая остается после удаления из сухого атмосферного воздуха кислорода и углекислого газа.

$\Delta i_i \left| \frac{T}{T_0} \right|, \Delta s_{pi} \left| \frac{T}{T_0} \right|$ — изменение удельной энтальпии и изобарное изменение удельной энтропии в интервале от температуры окружающей среды до температуры T рабочего тела;

$z_i p, P_{oi}$ — парциальные давления данного компонента в рассматриваемом рабочем теле и окружающей среде.

Пример 3-1. Расчет термической эксергии воды

Параметры воды $p=10$ бар; $t=170^\circ\text{C}$. Водяной пар в окружающей среде имеет параметры $P_{oi}=0,012$ бар; $t_0=15^\circ\text{C}$. При этих параметрах получаются следующие значения удельных энтальпий и энтропий:

$$\begin{aligned} i &= 719,3 \text{ кДж/кг}; \\ s &= 2,0402 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}; \\ i_{oi} &= 2528,4 \text{ кДж/кг}; \\ s_{oi} &= 9,9427 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}. \end{aligned}$$

Подставив эти значения в формулу (3-4), получим:

$$e_t = 179,9 \text{ кДж/кг}.$$

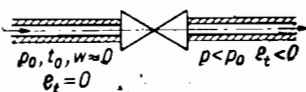


Рис. 21. Прохождение воздуха через дроссель.

Пример 3-2. Расчет термической эксергии газа, состоящего из компонентов воздуха

В табл. 1 приведен пример расчета термической эксергии продуктов сгорания, параметры которых следующие: $p=0,98$ бар; $t=685^\circ\text{C}$, а воздуха в окружающей среде $P_{oi}=0,98$ бар; $t_0=15^\circ\text{C}$; $\varphi_0=80\%$.

Парциальное давление водяного пара в воздухе равно, следовательно, $P_{H_2O} = \varphi_0 P_{sao} = 0,0136$ бар, где P_{sao} — давление насыщенного пара при температуре T_0 .

Парциальные давления остальных компонентов определяются составом сухого воздуха.

В табл. 1. количество вещества выражено в киломолях, благодаря чему можно воспользоваться универсальной газовой постоянной $R=8,31439$ кДж/кмоль · град; подставив значения из табл. 1 в формулу (3-7), получим:

$$\begin{aligned} E_t &= 24\,870 - 288,15 \cdot 43,062 + 8,3144 \times \\ &\quad \times 288,15 \cdot 0,5809 = 13\,854 \text{ кДж}. \end{aligned}$$

3-2-3. АЛГЕБРАИЧЕСКИЙ ЗНАК ЭКСЕРГИИ

Термическая эксергия вещества может быть как положительной, так и отрицательной. Это можно показать при помощи модели, изображенной на рис. 21 [Л. 102].

Атмосферный воздух, взятый из окружающей среды, проходит через дроссельный вентиль, в котором давление падает до значения $p < P_0$ (в конце трубопровода расположен вакуумный насос). В соответствии с определением эксергии перед дроссельным вентилем термическая эксергия воздуха равна нулю. В вентиле происходит потеря эксергии. Из эксерге-

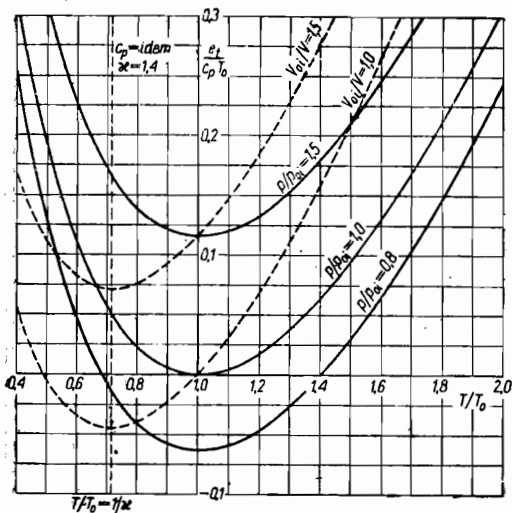


Рис. 22. Термическая эксергия идеального газа при изобарных и изохорных изменениях.

тического баланса (2-36) следует, таким образом, что дросселированный воздух имеет отрицательную термическую эксергию. Для каждого рабочего тела, протекающего по трубопроводу, можно всегда подобрать достаточно низкое значение давления, при котором термическая эксергия меньше нуля.

Эксергия части закрытой системы, заключенной в пределах контрольной поверхности, всегда положительна. Это можно доказать, рассматривая необратимое изменение, во время которого рабочее тело приходит в состояние термодинамического равновесия с окружающей средой. При таком изменении происходит потеря эксергии, причем в конце изменения рабочее тело обладает эксергией, равной нулю. Из уравнения, эксергетического баланса (2-34) следует, что начальная эксергия агента положительна.

Может показаться, что подобные соображения нельзя применять при определении знака термической эксергии. Однако следует обратить внимание на то, что при достаточно низком давлении непрерывный процесс уравнивания параметров потока вещества с параметрами окружающей среды не мог бы происходить сам по себе; этот процесс должен поддерживаться работой вакуумного насоса.

3-3. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВЕЩЕСТВА И ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ НА ВЕЛИЧИНУ ТЕРМИЧЕСКОЙ ЭКСЕРГИИ

3-3-1. ВЛИЯНИЕ ТЕРМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СОСТОЯНИЯ ВЕЩЕСТВА НА ВЕЛИЧИНУ ТЕРМИЧЕСКОЙ ЭКСЕРГИИ

При рассмотрении влияния термических параметров состояния на величину термической эксергии в уравнении (3-4) все величины, кроме функции $i - T_0 s$, следует принимать постоянными. Применяя к этой функции общеизвестные в термодинамике зависимости, получим следующие уравнения эксергии в частных производных по температуре и давлению:

$$\left(\frac{\partial e_t}{\partial T}\right)_p = c_p \left(1 - \frac{T_0}{T}\right); \quad (3-8)$$

$$\left(\frac{\partial e_t}{\partial p}\right)_T = v - (T - T_0) \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p. \quad (3-9)$$

Уравнение (3-8) показывает, что в области температур $T > T_0$ увеличение температуры вещества приводит к увеличению его эксергии. Если $T < T_0$, то термическая эксергия тем больше, чем температура вещества ниже.

Из уравнения (3-9) следует также, что влияние давления на эксергию тем больше, чем больше удельный объем вещества. Поэтому эксергия конденсированных веществ зависит от давления незначительно.

Уравнение (3-9) принимает очень простую форму для идеальных газов:

$$\left(\frac{\partial e_t}{\partial p}\right)_T = \frac{T_0}{T} v = \frac{T_0 R}{p}. \quad (3-10)$$

Из этого уравнения видно, что влияние давления на термическую эксергию идеальных газов не зависит от температуры. Изотермическое сжатие такого газа в определенном интервале давлений вызывает непрерывное увеличение эксергии не-

зависимо от температуры, при которой этот процесс происходит.

На рис. 22 в системе координат $e_t/c_p T_0$, T/T_0 показана термическая эксергия однородного двухатомного идеального газа, являющегося одним из главных компонентов атмосферного воздуха (принято $T_0 = \text{idem}$).

На осях координат отложены безразмерные переменные величины. Линии $p = \text{idem}$ этого графика имеют минимумы при $T = T_0$. Эти линии пригодны также для газов с числом атомов в молекуле, отличным от двух. На изобаре давления, соответствующего состоянию окружающей среды, минимальное значение эксергии равно нулю. При $p < p_{0i}$ часть изобары лежит в области отрицательных значений e_t . При температурах $T < T_0$ влияние температуры на эксергию больше, чем в области температур $T > T_0$. Изобары асимптотически приближаются к оси ординат; при $T \rightarrow 0^\circ \text{K}$ значение термической эксергии идеального газа стремится к бесконечности. В действительности при достаточно низких температурах происходит сжигание газов. Линия $v = \text{idem}$ достигает минимума при $T = T_0/\kappa$. Это следует из уравнения

$$\left(\frac{\partial e_t}{\partial T}\right)_v = c_p \left(1 - \frac{T_0}{\kappa T}\right). \quad (3-11)$$

Линия $v = \text{idem}$ проходит более круто, чем линия $p = \text{idem}$.

Пример 3-3. Влияние давления на термическую эксергию воды

В примере 3-1 для воды с параметрами 10 бар, 17°C рассчитана удельная термическая эксергия $e_t = 179,9 \text{ кДж/кг}$. В расчете принято $T_0 = 288,15$; $p_{0\text{H}_2\text{O}} = 0,0120 \text{ бар}$.

Частная производная по формуле (3-9) имеет для рассматриваемого состояния значение

$$\left(\frac{\partial e_t}{\partial p}\right)_T = 0,001142 -$$

$$- 155,0,00000133 = 0,000908 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

В первом приближении можно принять, что эта величина не зависит от давления. Увеличение давления, например, на 10 бар привело бы к увеличению термической эксергии на $\Delta e_t = 0,908 \text{ кДж/кг}$, что составляет только 0,5% начального значения термической эксергии.

3-3-2. ВЛИЯНИЕ НА ЭКСЕРГИЮ ИЗМЕНЕНИЙ ТЕМПЕРАТУРЫ В ОБЛАСТИ, БЛИЗКОЙ К ТЕМПЕРАТУРЕ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

При расчете изобарных изменений эксергии при температурах, близких к температуре окружающей среды, применение формулы (3-1) не оправдано. В этой области температур величины Δi и $T_0 \Delta s$ имеют очень близкие значения, поэтому точность определения разности $\Delta i - T_0 \Delta s$ значительно меньше точности уменьшаемого и вычитаемого. В связи с этим при расчете эксергии можно рекомендовать после установления постоянной удельной теплоемкости разложить в ряд функцию $\ln(T/T_0)$. Тогда получится следующая формула:

$$\begin{aligned} \Delta e_p \Big|_{T_0} &= T_0 c_p \left[\frac{1}{2} \left(\frac{T - T_0}{T_0} \right)^2 = \right. \\ &= \left. \frac{1}{3} \left(\frac{T - T_0}{T_0} \right)^3 + \dots \right]. \quad (3-12) \end{aligned}$$

В этом ряду обычно вполне достаточно учесть два первых члена или только один первый.

3-3-3. ТЕРМИЧЕСКАЯ ЭКСЕРГИЯ ПРИ ТЕМПЕРАТУРАХ, БЛИЗКИХ К 0°K

Исследование предела, к которому стремится термическая эксергия вещества при температуре, стремящейся к 0°K , произведено на примере основных компонентов атмосферного воздуха [Л. 48]. Для упрощения можно принять, что давление рассматриваемого вещества согласуется с парциальным давлением p_{0i} в окружающей среде. Влияние давления на энтальпию и энтропию веществ, находящихся в твердом или жидком состоянии, невелико. На рис. 23 изображена графическая интерпретация примера в координатах T , s .

В соответствии с формулой (3-4) эксергия вещества в конденсированном состоянии изображена площадью, отмеченной вертикальной штриховкой. Если температура рассматриваемого вещества приближается к абсолютному нулю, то величина этой площади стремится к ко-

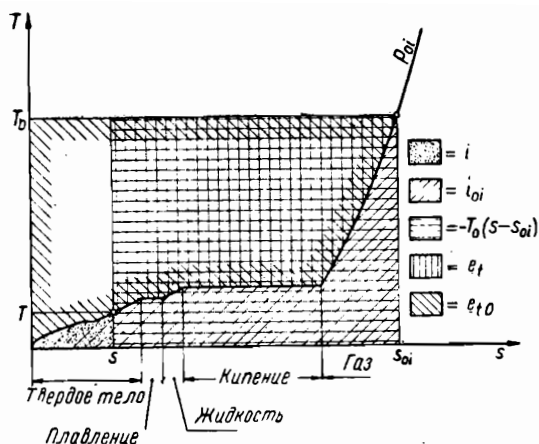


Рис. 23. Определение эксергии вещества при температуре, стремящейся к 0° K.

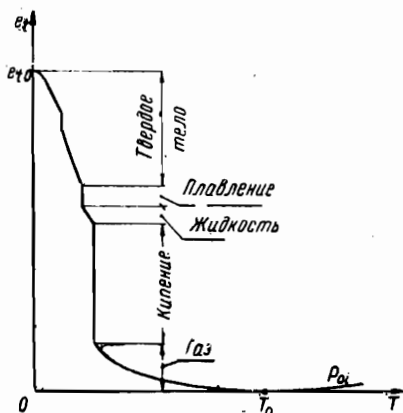


Рис. 24. Эксгергия вещества в интервале от температуры окружающей среды до абсолютного нуля.

нечному значению. Если принять, что величины энтальпии и энтропии отсчитываются от кристаллического состояния при температуре $T=0^\circ\text{K}$, то получится следующая формула:

$$e_{t0} = \lim_{T \rightarrow 0^\circ\text{K}} e_t = T_0 s_{0i} - i_{0i}. \quad (3-13)$$

Термическая эксгергия e_{t0} при температуре 0°K в координатах T, s представлена площадью, заключенной между изотермой T_0 и изобарой p_{0i} . После измерения планиметром на диаграмме T, s величин площадей можно вычертить график в координатах T, e_t , представленный на рис. 24. Этот график справедлив для принятой температуры T_0 и принятого давления p_{0i} . Для веществ, находящихся в твердом или жидком состоянии, он верен и для давлений, отличных от p_{0i} .

Для того чтобы исследовать характер изобары в области температур, близких к 0°K , следует учесть закон Дебая, по которому при температурах, близких к 0°K , удельная теплоемкость пропорциональна кубу температуры:

$$c = aT^3. \quad (3-14)$$

Используя уравнение (3-14) и приняв, как и ранее, что энтальпия и энтропия отсчитываются от кристаллического состояния при температуре 0°K , получим для температур, близких к абсолютному нулю, следующее уравнение для одно-

го из компонентов атмосферного воздуха:

$$e_t = T_0 s_{0i} - i_{0i} + aT^4 - \frac{a}{3} T_0 T^3. \quad (3-15)$$

Из этого уравнения следует, что

$$\lim_{T \rightarrow 0^\circ\text{K}} \frac{de_t}{dT} = 0. \quad (3-16)$$

Касательная к изобаре в координатах e_t, T при 0°K проходит параллельно оси T .

Полученный выше вывод о конечном значении e_{t0} может показаться противоречащим закону о недостижимости абсолютного нуля. На самом деле конечное значение e_{t0} означает, что, затратив конечное количество работы, можно в обратимом процессе получить температуру вещества, произвольно близкую к абсолютному нулю¹.

¹ Это утверждение, основанное на формуле (3-13), неправильно. Вблизи абсолютного нуля эта формула вырождается и теряет физическое содержание, поскольку адиабата становится одновременно изотермой и изменение энтропии, так же как и энтальпии, исчезает. Ось энтропии s при $T \rightarrow 0^\circ\text{K}$ стягивается в точку; поэтому теряет физический смысл и построение на рис. 22. Решение вопроса, как ниже справедливо указывает автор, не может быть достигнуто посредством I и II законов термодинамики; необходимо привлечение закона Нернста (III закона термодинамики).

Из закона Нернста следует, что для получения температуры, произвольно близкой к абсолютному нулю, необходима бесконечно большая работа. (Прим. ред.)

Упомянувшееся здесь противоречие — кажущееся. Во-первых, достижение температур, бесконечно близких к абсолютному нулю, не противоречит закону недостижимости абсолютного нуля. Во-вторых, закон недостижимости абсолютного нуля является следствием III закона термодинамики, не зависящего от II закона. Понятие эксергии вытекает из II закона. Следовательно, нельзя доказывать недостижимость абсолютного нуля при помощи эксергии, поскольку в противном случае III закон преобразовался бы в зависимое положение, вытекающее из II закона термодинамики.

3-3-4. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ НА ВЕЛИЧИНУ ТЕРМИЧЕСКОЙ ЭКСЕРГИИ

На основе уравнения (3-4) получается зависимость, отражающая влияние температуры окружающей среды на величину термической эксергии при постоянных давлении и составе окружающей среды:

$$\left(\frac{\partial e_t}{\partial T_0}\right)_{p_0, z_0} = \sum_i g_i s_{0i} - s. \quad (3-17)$$

Легче всего это уравнение интерпретировать, рассматривая однородный компонент атмосферного воздуха и считая этот компонент идеальным газом:

$$\left(\frac{\partial e_t}{\partial T_0}\right)_{p_0, z_0} = c_p \ln \frac{T_0}{T} - R \ln \frac{p_{0i}}{p}, \quad (3-18)$$

где p_{0i} — парциальное давление рассматриваемого вещества в окружающей среде. Из уравнения (3-18) следует, что в области температур

$T > T_0 (p/p_{0i})^{\frac{x-1}{x}}$ увеличение температуры окружающей среды приводит к уменьшению эксергии. В области температур $T < T_0 (p/p_{0i})^{\frac{x-1}{x}}$ увеличение

температуры окружающей среды вызывает увеличение эксергии.

Влияние парциального давления данного вещества в окружающей среде на величину термической эксергии наиболее выгодно исследовать для однородного вещества. При этом получится:

$$\left(\frac{\partial e_t}{\partial p_{0i}}\right)_{T_0} = -v_{0i}, \quad (3-19)$$

где v_{0i} — удельный объем рассматриваемого вещества при температуре окружающей среды и парциальном давлении p_{0i} этого вещества в окружающей среде.

Из формулы (3-19) видно, что влияние парциального давления данного вещества в окружающей среде на термическую эксергию этого вещества тем больше, чем меньше концентрация этого вещества в окружающей среде. Поэтому при расчете эксергии вещества, находящегося в окружающей среде в небольшой концентрации, необходимо тщательно определить давление этого вещества в состоянии отсчета.

Если получится так, что в состоянии отсчета какой-либо из компонентов термодинамического агента является насыщенным паром, то расчет частных производных, определенных уравнениями (3-17) и (3-19), не имеет смысла, поскольку условия $T_0 = \text{idem}$ и $p_{0i} = \text{idem}$ будут неоднозначными.

3-4. ГРАФИКИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭКСЕРГИИ РАБОЧЕГО ТЕЛА ПОСТОЯННОГО СОСТАВА

Расчет эксергии — очень кропотливая работа. Для того чтобы облегчить использование этой величины в практических расчетах, многие авторы предложили составлять графики для определения значений термической эксергии.

Термическая эксергия в общем случае является функцией нескольких независимых переменных: температуры, давления и состава рабочего тела, а также температуры, давления и состава окружающей среды. Но на диаграмме можно изо-

бразить функцию только двух независимых переменных. В связи с этим диаграммы обычно строятся при следующих допущениях:

а) состав термодинамического агента постоянен;

б) предметом рассмотрения является только термическая эксергия, рассчитываемая от определенного состояния отсчета [см. уравнение (3-1)].

Часто необходимо предполагать, что температура окружающей среды также не изменяется.

Обычно эксергия отсчитывается от состояния при температуре и давлении окружающей среды. Тогда эта величина выражает физическую эксергию. В циклах давление может упасть ниже p_0 . В таких условиях при определении эксергии лучше всего принять состояние отсчета по той точке цикла, в которой имеется минимальное значение эксергии. Таким образом, получаются положительные величины эксергии во всех точках цикла (см. § 3-1).

Вопросы составления диаграмм для определения эксергии были особенно подробно рассмотрены в работе Грюна и Кейнера [Л. 44].

3-4-1. ДИАГРАММЫ i , s и Δe_i

Предложение изображать линию $\Delta e_i = \text{idem}$ в системе координат i , s было выдвинуто Даррье [Л. 23]. Для большей наглядности Глязер [Л. 37] предложил применять косоугольную систему координат, а Сейпель [Л. 94] предложил вместо энтропии использовать переменную $T_0 s$. Грасман [Л. 42], Кинан [Л. 57] и Хибби [Л. 52] предложили пользоваться системой e_i , i или e_i , s .

Эксергию можно легко определить в системе координат i , s , потому что линии постоянных значений Δe_i образуют в этой системе семейство прямых, определяемых уравнением

$$i - T_0 s - (i_b - T_0 s_b) = \text{idem}. \quad (3-20)$$

Уравнение (3-20) указывает также на возможность легко учитывать изменения температуры окружающей среды. Авторы данной книги предлагают использо-

вать для определения эксергии в координатах i , s при различных температурах окружающей среды следующий метод. Сперва следует точно определить состояние отсчета для эксергии. Лучше всего принять температуру состояния отсчета равной температуре окружающей среды, а давление постоянным, не зависящим от температуры окружающей среды. Далее нужно выбрать несколько встречающихся на практике температур окружающей среды и для каждой из них начертить одну прямую отсчета $\Delta e_i = \text{idem}$, причем на этой прямой значение Δe_i должно быть удобным для расчета, лучше всего равным нулю (рис. 25). Эти прямые следует наносить в наименее используемой части графика. Величина эксергии получается по формуле

$$\Delta e_i = d_i + c_i, \quad (3-21)$$

где d_i — разность энтальпий на параллельном оси абсцисс отрезке, заключенном между точкой, определяющей состояние тела, и прямой отсчета;

c_i — значение эксергии на прямой отсчета.

Еще проще производится определение эксергии, если предположить, что в состоянии отсчета рабочее тело является насыщенным паром при температуре окружающей среды. Тогда прямая $T_0 = \text{idem}$ в области насыщенного пара явится одновременно прямой $\Delta e_i = 0$ и от этой прямой и надо будет отмерять превышение эксергии.

Другие комбинации независимых переменных Δe_i , i , s приводят к подобным же результатам. В системе координат Δe_i , i линии $s = \text{idem}$ образуют семейство параллельных прямых. В координатах Δe_i , s , получается семейство параллельных прямых $i = \text{idem}$. Применение координат Δe_i , i с прямыми $s = \text{idem}$ или Δe_i , s с прямыми $i = \text{idem}$ нецелесообразно. Обычно всегда можно воспользоваться готовыми диаграммами i , s , на которые без большого труда наносят прямые состояния отсчета $\Delta e_i = \text{idem}$.

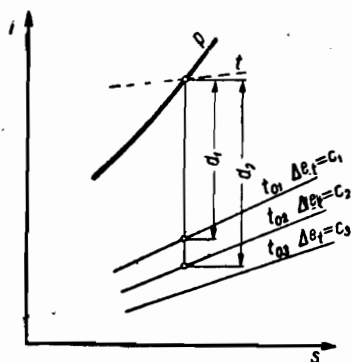


Рис. 25. Изображение термической эксергии в системе координат i, s .

3-4-2. ДИАГРАММЫ T, e_t и p, e_t

При рассмотрении паров часто используют диаграммы T, s или $\lg p, i$. В связи с этим может возникнуть вопрос: не будут ли координаты T, e_t или $\lg p, e_t$ [Л. 44] более удобными. Естественно, что эти графики можно начертить только для данной температуры окружающей среды. Отличительной чертой обоих графиков является то, что граничные линии $x=0$ и $x=1$ пересекаются при температуре окружающей среды, поскольку именно при этой температуре эксергия сухого насыщенного пара равна эксергии жидкости в точке кипения. При тем-

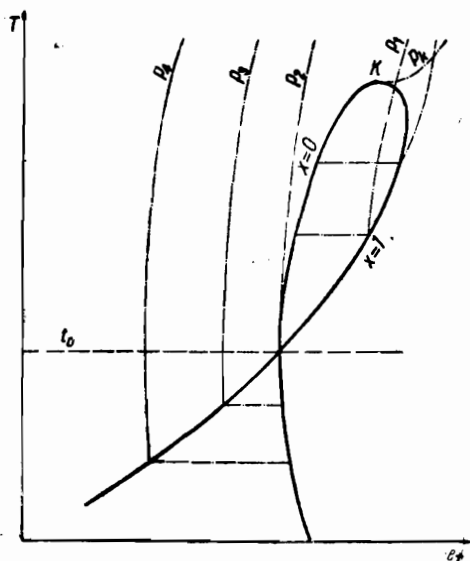


Рис. 26. График «температура — термическая эксергия» для насыщенного и перегретого пара.

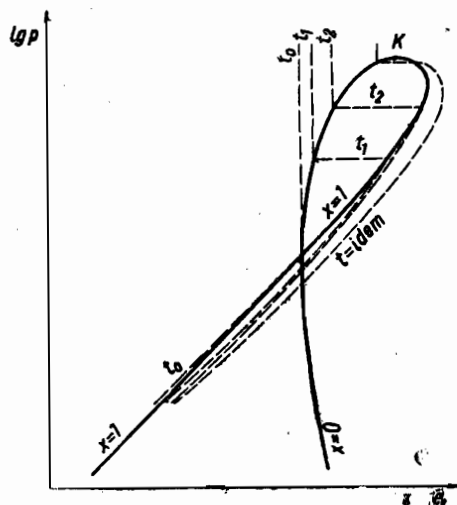


Рис. 27. График $\lg p, e_t$ для насыщенного и перегретого пара.

пературах, более высоких, чем температура окружающей среды, эксергия сухого насыщенного пара больше эксергии жидкости; при более низких температурах она меньше последней.

На рис. 26 представлена схема диаграммы T, e_t для случая, когда критическая температура выше температуры окружающей среды. В этой системе координат линия $x=0$ имеет при температуре T_0 касательную, параллельную оси T , так как при температуре $T < T_0$ эксергия жидкости тем больше, чем ниже ее температура. Однако эта диаграмма не очень наглядна. Изобары перегретого пара при температурах $T > T_0$ частично попадают в область насыщенного пара.

В области перегретого пара вблизи критической точки изобары пересекаются и может иметь место случай, когда при одной и той же температуре, но разных давлениях значения термической эксергии совпадают. Изобары жидкости частично заходят в область насыщенного влажного пара.

На рис. 27 представлена схема диаграммы $\lg p, e_t$. Эта диаграмма также не отличается наглядностью. При температурах, более низких, чем температура окружающей среды, все изобары перегретого пара входят в область влажного пара.

ЭКСЕРГИЯ ВЕЩЕСТВА В ХИМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ

Все положения, приведенные в данной главе относятся, как и в предыдущей главе, только к термической эксергии.

4-1. СОСТОЯНИЯ ОТСЧЕТА

4-1-1. ПОНЯТИЕ ВЕЩЕСТВА ОТСЧЕТА И РЕАКЦИИ ОТСЧЕТА

Все термические термодинамические функции (энтальпия, внутренняя энергия, энтропия и т. д.) рассчитываются от условно выбранных состояний отсчета. При рассмотрении физических процессов можно принимать состояния отсчета для различных веществ, участвующих в исследуемом процессе, независимо одно от другого. Масса каждого из участвующих в процессе тел в течение процесса не изменяется, поэтому при расчете приращения значений отдельных термических функций, значения состояния отсчета из расчета исключаются.

При химических процессах свобода выбора состояния отсчета значительно меньше. В этих процессах изменяется масса отдельных тел; неизменным остается только количество вещества элементов. В связи с этим количество принятых состояний отсчета должно равняться количеству элементов, участвующих в рассматриваемом процессе.

Для каждого участвующего в химическом процессе элемента следует определить (условно) вещество отсчета, содержащее в себе рассматриваемый элемент. Вещества отсчета различных элементов не могут быть одинаковыми.

После условного принятия вещества отсчета для каждого элемента следует составить уравнение химической реакции, в которой наряду с этим элементом участвует только вещество отсчета. Такое уравнение было названо *уравнением реакции отсчета*. Вещества отсчета, участвующие в этом уравнении в той его части, где находятся исходные продукты, носят название *дополнительных веществ*. Вещества отсчета в другой части уравнения (относящейся к продуктам) реакции отсчета называются *результатирующими веществами* [Л. 101]. В табл. 2 приведен пример, поясняющий понятие вещества отсчета для трех элементов, а также вытекающие из этого понятия слагаемые уравнения реакции отсчета.

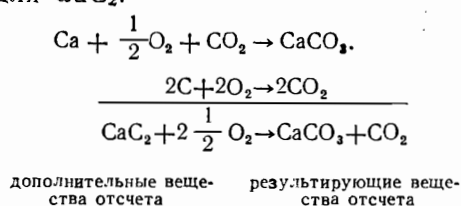
Таблица 2

Пример определения вещества отсчета

Элемент	Вещество отсчета	Частичные уравнения реакции отсчета
O	O ₂ (газ)	$O \rightarrow \frac{1}{2} O_2$
C	CO ₂ (газ)	$C + O_2 \rightarrow CO_2$
Ca	CaCO ₃ (твердое кристаллическое)	$Ca + \frac{1}{2} O_2 + CO_2 \rightarrow CaCO_3$

Путем сложения членов уравнения реакции отсчета можно получить уравнение реакции отсчета для любого соединения рассматриваемых химических элементов. В таком уравнении, кроме рассматриваемого химического соединения, присутствует только вещество отсчета

(дополнительно — со стороны исходных веществ, результирующее — со стороны продуктов). Воспользовавшись, например, уравнениями частичных реакций из табл. 2, можно найти уравнение реакций отсчета для CaC_2 :



Суммирование частичных уравнений реакций отсчета может служить только для получения реакции отсчета химического соединения. Совершенно недопустимо суммирование термодинамических эффектов частичных уравнений реакций отсчета (нельзя, например, суммировать падения энтальпии, возникающие в этих реакциях), так как суммарное значение термодинамических функций химического соединения не является суммой значений функций элементов, входящих в это соединение.

Самыми простыми веществами отчета были бы просто отдельные химические элементы. Но принятие таких веществ отсчета во многих случаях было бы нецелесообразным, поскольку оно приводило бы к понятиям, затрудняющим практическую интерпретацию расчетов. Принятие свободных элементов в качестве вещества отсчета приводит к понятию энтальпии образования. Эта величина, очень удобная для теоретических выводов, непригодна для контролирования термического к. п. д. процессов, например горения. При исследовании процессов горения выгоднее в качестве вещества отсчета принять продукты полного сгорания. Тогда получаются удобные и широко применяемые на практике величины — теплотворная способность и тепло горения.

4-1-2. ВЕЩЕСТВА ОТСЧЕТА ПРИ РАСЧЕТЕ ЭКСЕРГИИ

При расчете таких термодинамических функций, как энтальпия или энтропия, характер выбранных ве-

ществ отсчета имеет решающее значение. При различных состояниях отсчета для одного и того же химического соединения получаются различные значения снижения энтальпии или энтропии в реакциях отсчета.

Несколько иначе производят расчет эксергии. Величину этой функции определяют, предположив, что эксергия повсеместно распространенных веществ, находящихся в окружающей среде, равна нулю. Если бы отдельные компоненты окружающей среды находились в состоянии термодинамического равновесия и параметры этих компонентов можно было безошибочно измерить, то выбор вещества отсчета для различных элементов не оказывал бы влияния на результаты расчета эксергии химических соединений этих элементов. Это объясняется тем, что максимальная работа реакции, в которой участвующие вещества остаются в термодинамическом равновесии, равна нулю. Например, не изменились бы результаты расчета эксергии соединений углерода, если для этого элемента вместо распространенного в окружающей среде соединения CO_2 принималось бы в качестве вещества отсчета CO , но при условии, что последнее соединение находится в окружающей среде в термодинамическом равновесии с CO_2 (и что, кроме того, очень малое парциальное давление CO в окружающей среде можно измерить без ошибки).

Отклонения от состояния термодинамического равновесия между компонентами окружающей среды невелики; в противном случае эту разность можно было бы без труда использовать, например, для привода двигателей. Тем не менее такие отклонения существуют. Кроме того, результаты измерений параметров компонентов окружающей среды всегда содержат ошибки. Следовательно, для того чтобы получить однозначные результаты расчета эксергии, необходимо принять для каждого элемента одно и только одно вещество отсчета. Для того чтобы обеспечить возможно большую точность расчета эксергии,

Газообразные вещества отсчета ($T_n = 298,15^\circ \text{K}$; $p_n = 1,01325 \text{ бар}$)

Элемент	Вещество отсчета						Частичные уравнения реакции отсчета
	Химическая формула	Мольное содержание в сухом воздухе	Нормальное парциальное давление в окружающей среде P_{0n}		$-R_u T_n \ln \frac{P_{0n}}{P_n}$		
			ат	бар	ккал/кмоль	кдж/кмоль	
Ar	Ar	0,00933	0,00925	0,00907	2 792	11 680	Ar→Ar
C	CO ₂	0,0003	0,0003	0,000294	4 818	20 171	C+O ₂ →
D	D ₂ O (газ)	—	0,00000038	0,00000137	8 002	33 504	D + $\frac{1}{4}$ O ₂ → → $\frac{1}{2}$ D ₂ O
H	H ₂ O (газ)	—	0,009	0,0088	2 810	11 765	H + $\frac{1}{4}$ O ₂ → → $\frac{1}{2}$ H ₂ O
He	He	0,000005	0,000005	0,0000049	7 251	30 359	He→He
Kr	Kr	0,000001	0,000001	0,00000098	8 197	34 321	Kr→Kr
N	N ₂	0,7803	0,7733	0,7583	172	720	N → $\frac{1}{2}$ N ₂
Ne	Ne	0,000018	0,000018	0,0000177	6 486	27 154	Ne→Ne
O	O ₂	0,2039	0,2080	0,2040	949	3 975	O → $\frac{1}{2}$ O ₂
Xe	Xe	0,00000009	0,00000009	0,000000008	9 625	40 300	Xe→Xe
N	N ₂ *	0,7898	0,78269	0,76756	164	688	

* Здесь азот представляет собой смесь газов, состоящую из компонентов сухого воздуха за вычетом кислорода и углекислого газа.

следует принять такие вещества отсчета, параметры которых в окружающей среде можно измерить с минимальной относительной ошибкой. Поэтому при расчете эксергии для каждого из элементов следует принять вещество отсчета, выбрав из числа различных соединений данного элемента наиболее распространенное в окружающей среде вещество [Л. 103].

Прежде всего в качестве веществ отсчета следует принять газообразные компоненты атмосферного воздуха: N₂, O₂, CO₂, H₂O и инертные газы. Однако для большинства элементов необходимо принять такие вещества отсчета, которые присутствуют в окружающей среде в качестве составляющих литосфе-

ры. При выборе постоянных веществ отсчета, кроме критерия их распространенности, можно использовать критерий «степени девальвации». Состояние вещества отсчета в окружающем пространстве определяется нулевыми эксергетическими уровнями отдельных элементов. Это означает, что вещества отсчета должны характеризоваться минимальным уровнем химической эксергии по отношению к другим компонентам окружающей среды, в частности по отношению к атмосферному воздуху. Иными словами, за вещества отсчета следует принимать продукты выветривания: высшие окислы, карбонаты, силикаты и т. п.

Однако точное следование приведенным выше правилам выбора

веществ отсчета не всегда возможно. Это вызвано тем, что многие элементы встречаются в природе в виде сложных химических соединений, для которых в технической литературе нет термодинамических параметров, таких, как энтальпия образования или абсолютная энтропия. Наконец, часто этих данных нельзя найти даже для относительно простых продуктов выветривания. В некоторых случаях широко распространенные в природе вещества включают элементы не в стехиометрических соотношениях, в результате чего они также не могут быть приняты в качестве веществ отсчета.

По мере накопления все большего количества термохимических данных часто бывает необходимо заменять ранее принятые вещества отсчета. Иногда после получения термохимических данных для очередных веществ оказывается, что химическая эксергия некоторых из них меньше, чем у принятых ранее веществ отсчета. Тогда это новоопределенное вещество и следует принять за вещество отсчета вместо ранее принятого.

В табл. 3 приведены газообразные вещества отсчета, содержащиеся в атмосферном воздухе. Эти ве-

щества можно считать принятыми окончательно. Таблица 4 содержит твердые вещества отсчета, принятые в 1963 г. Шаргутом по имевшимся в то время данным.

Среди веществ отсчета, приведенных в табл. 4, меньше всего сомнений вызывают карбонаты, которые представляют собой конечный продукт выветривания минералов, образуемых элементами Ca, Mg, Cd, Cu, Pb, Sr и Zn. Для большой группы элементов в качестве веществ отсчета приняты окислы. Во многих случаях окислы действительно широко распространены в природе и представляют собой окончательный продукт выветривания минералов данного элемента (например, SnO_2 , MnO_2 , UO_3). Однако часто выбор окислов происходит из-за отсутствия термохимических данных для более распространенных и, может быть, с большей степенью деэвальвации соединений. Например, никель чаще всего встречается в виде нестехиометризованных силикатов. Поэтому в качестве вещества отсчета приходится принять NiO . Для кобальта за вещество отсчета принят окисел Co_3O_4 , который оказался более деэвальвированным, чем принятый ранее окисел CoO . В качестве вещества отсчета для железа

Таблица 4

Твердые вещества отсчета

Элемент	Компонент литосферы		Вещество отсчета		$-R_u T_n \ln z_{on}$		Частичные уравнения реакции отсчета
	Химическая формула	Содержание в литосфере ¹ , %	Химическая формула z_{on}	Нормальное молярное содержание в окружающей среде	ккал/кмоль	кдж/кмоль	
Al	Al ₂ O ₃	15,23 · 10 ⁻²	Al ₂ SiO ₅ (сильманит)	2 · 10 ⁻³	3 679	15 405	$\begin{aligned} & \text{Al} + \frac{3}{4} \text{O}_2 + \\ & + \frac{1}{2} \text{SiO}_2 \rightarrow \\ & \rightarrow \frac{1}{2} \text{Al}_2\text{SiO}_5 \end{aligned}$
Ba	BaO	5 · 10 ⁻³	BaSO ₄ (барит)	4 · 10 ⁻⁶	7 358	30 807	$\begin{aligned} & \text{Ba} + \frac{1}{2} \text{O}_2 + \text{CaSO}_4 \times \\ & \times 2\text{H}_2\text{O} + \text{CO}_2 \rightarrow \\ & \rightarrow \text{BaSO}_4 + \text{CaCO}_3 + \\ & + 2\text{H}_2\text{O} \end{aligned}$

Элемент	Компонент литосферы		Вещество отсчета		$-R_u T_n \ln z_{0n}$		Частичные уравнения реакции отсчета
	Химическая формула	Содержание в литосфере, г	Химическая формула z_{0n}	Нормальное молярное содержание в окружающей среде			
					ккал/моль	кдж/моль	
Bi	Bi	$2 \cdot 10^{-7}$ *	Bi_2O_3	$7 \cdot 10^{-10}$	12 480	52 250	$Bi + \frac{3}{4} O_2 \rightarrow$ $\rightarrow \frac{1}{2} Bi_2O_3$
Ca	CaO	$5 \cdot 10 \cdot 10^{-2}$	$CaCO_3$ (кальцит)	$6 \cdot 7 \cdot 10^{-3}$	2 963	12 406	$Ca + \frac{1}{2} O_2 + CO_2 \rightarrow$ $\rightarrow CaCO_3$
Cd	Cd	$5 \cdot 10^{-7}$ *	$CdCO_3$	$2 \cdot 10^{-8}$	10 495	43 940	$Cd + \frac{1}{4} O_2 + CO_2 \rightarrow$ $\rightarrow CdCO_3$
Cl	Cl	$4 \cdot 5 \cdot 10^{-4}$	NaCl	$5,5 \cdot 10^{-4}$	4 443	18 602	$Cl + \frac{1}{2} Na_2SO_4 +$ $+ \frac{1}{2} CaCO_3 +$ $+ H_2O \rightarrow NaCl +$ $+ \frac{1}{2} CaSO_4 \cdot 2H_2O +$ $+ \frac{1}{2} CO_2 + \frac{1}{4} O_2$
Co	Co	$4 \cdot 10^{-5}$ *	Co_3O_4	$4 \cdot 10^{-7}$	8 721	36 514	$Co + \frac{2}{3} O_2 \rightarrow$ $\rightarrow \frac{1}{3} Co_3O_4$
Cr	Cr_2O_3	$5,2 \cdot 10^{-4}$	Cr_2O_3	$4 \cdot 10^{-7}$	8 721	36 514	$Cr + \frac{3}{4} O_2 \rightarrow$ $\rightarrow \frac{1}{2} Cr_2O_3$
Cu	Cu	$1 \cdot 10^{-4}$	$CuCO_3$	$8 \cdot 10^{-8}$	6 948	29 091	$Cu + \frac{1}{2} O_2 + CO_2 \rightarrow$ $\rightarrow CuCO_3$
Fe	$\left. \begin{array}{l} FeO \\ Fe_2O_3 \end{array} \right\}$	$\left. \begin{array}{l} 3,72 \cdot 10^{-2} \\ 3,10 \cdot 10^{-2} \end{array} \right\}$	Fe_2O_3 (гематит)	$2,7 \cdot 10^{-4}$	4 865	20 368	$Fe + \frac{3}{4} O_2 \rightarrow$ $\rightarrow \frac{1}{2} Fe_2O_3$
K	K_2O	$3,11 \cdot 10^{-2}$	KCl	$3,7 \cdot 10^{-4}$	4 679	19 590	$K + NaCl +$ $+ \frac{1}{2} CaSO_4 \cdot 2H_2O +$ $+ \frac{1}{2} CO_2 + \frac{1}{4} O_2 \rightarrow$ $\rightarrow KCl + \frac{1}{4} Na_2SO_4 +$ $+ \frac{1}{2} CaCO_3 + H_2O$

Элемент	Компонент литосферы		Вещество отсчета		$-R_u T_n \ln z_{0n}$		Частичные уравнения реакции отсчета
	Химическая формула	Содержание в литосфере ¹ , г	Химическая формула z_{0n}	Нормальное молярное содержание в окружающей среде	ккал/кмоль	кдж/кмоль	
Mg	MgO	$3,45 \cdot 10^{-2}$	MgCO ₃	$3,3 \cdot 10^{-2}$	3 382	14 162	$Mg + \frac{1}{2} O_2 + CO_2 \rightarrow$ $\rightarrow MgCO_3$
Mn	MnO	$1,18 \cdot 10^{-2}$	MnO ₂ , I	$2 \cdot 10^{-4}$	5 042	21 112	$Mn + O_2 \rightarrow MnO_2$
Mo	Mo	$1,5 \cdot 10^{-5*}$	MoO ₃	$2 \cdot 10^{-8}$	10 495	43 940	$Mo + \frac{3}{2} O_2 \rightarrow MoO_3$
Na	Na ₂ O	$3,71 \cdot 10^{-2}$	Na ₂ SO ₄	$4 \cdot 10^{-6}$	7 358	30 807	$Na + \frac{1}{4} O_2 +$ $+ \frac{1}{2} CaSO_4 \cdot 2H_2O +$ $+ \frac{1}{2} CO_2 \rightarrow$ $\rightarrow \frac{1}{2} Na_2SO_4 +$ $+ \frac{1}{2} CaCO_3 + H_2O$
Ni	NiO	$2,4 \cdot 10^{-4}$	NiO	$4 \cdot 10^{-6}$	7 358	30 807	$Ni + \frac{1}{2} O_2 \rightarrow NiO$
P	P ₂ O ₅	$2,85 \cdot 10^{-2}$	Ca ₃ (PO ₄) ₂ , α	$4 \cdot 10^{-4}$	4 632	19 393	$P + \frac{5}{4} O_2 +$ $+ \frac{3}{2} CaCO_3 \rightarrow$ $\rightarrow \frac{1}{2} Ca_3(PO_4)_2 +$ $+ \frac{3}{2} CO_2$
Pb	Pb	$1,6 \cdot 10^{-5*}$	PbCO ₃	$4 \cdot 10^{-7}$	8 721	36 514	$Pb + \frac{1}{2} O_2 +$ $+ CO_2 \rightarrow PbCO_3$
S	SO ₂	$2,6 \cdot 10^{-4}$	CaSO ₄ · 2H ₂ O (гипс)	$3 \cdot 10^{-5}$	6 166	25 816	$S + \frac{3}{2} O_2 +$ $+ CaCO_3 + 2H_2O \rightarrow$ $\rightarrow CaSO_4 \cdot 2H_2O + CO_2$
Sb	Sb	$1 \cdot 10^{-6*}$	Sb ₂ O ₃	$7 \cdot 10^{-10}$	12 480	52 250	$Sb + \frac{5}{4} O_2 \rightarrow$ $\rightarrow \frac{1}{2} Sb_2O_3$
Si	SiO	$59,08 \cdot 10^{-2}$	SiO ₂ (кварц)	$47,2 \cdot 10^{-2}$	445	1 862	$Si + O_2 \rightarrow SiO_2$
Sn	Sn	$4 \cdot 10^{-5*}$	SnO ₂ , III	$2 \cdot 10^{-5}$	6 406	26 819	$Sn + O_2 \rightarrow SnO_2$

Элемент	Компонент литосферы		Вещество отсчета		$-R_u T_n \ln z_{0n}$		Частичные уравнения реакции отсчета
	Химическая формула	Содержание в литосфере ¹ , %	Химическая формула z_{0n}	Нормальное молярное содержание в окружающей среде			
					ккал/кмоль	кДж/кмоль	
Sr	SrO	$2 \cdot 10^{-4}$	SrCO ₃ , II (стронцианит)	$1 \cdot 10^{-5}$	6 816	28 539	$\text{Sr} + \frac{1}{2} \text{O}_2 +$ $+ \text{CO}_2 \rightarrow \text{SrCO}_3$
Ti	TiO ₂	$1,03 \cdot 10^{-2}$	TiO ₂ , III (рутил)	$9 \cdot 10^{-5}$	5 515	23 091	$\text{Ti} + \text{O}_2 \rightarrow \text{TiO}_2$
U	U	$4 \cdot 10^{-6*}$	UO ₃	$2 \cdot 10^{-8}$	10 495	43 940	$\text{U} + \frac{3}{2} \text{O}_2 \rightarrow \text{UO}_3$
V	V ₂ O ₅	$2,3 \cdot 10^{-4}$	V ₂ O ₅	$2 \cdot 10^{-6}$	7 769	32 526	$\text{V} + \frac{5}{4} \text{O}_2 \rightarrow$ $\rightarrow \frac{1}{2} \text{V}_2\text{O}_5$
W	W	$6,9 \cdot 10^{-5*}$	WO ₃ (желтый)	$4 \cdot 10^{-8}$	10 085	42 225	$\text{W} + \frac{3}{2} \text{O}_2 \rightarrow \text{WO}_3$
Zn	Zn	$4 \cdot 10^{-5}$	ZnCO ₃	$3 \cdot 10^{-6}$	7 529	31 522	$\text{Zn} + \frac{1}{2} \text{O}_2 +$ $+ \text{CO}_2 \rightarrow \text{ZnCO}_3$

¹ В основном значения приведены по Кларку. Значения, обозначенные звездочкой, приведены по Гольдшмидту [Л. 96].

принят гематит Fe₂O₃. Вероятно, самым девальвированным соединением железа в окружающей среде является лимонит 2Fe₂O₃·3H₂O, но для этого соединения не удалось найти термодинамических данных.

Для алюминия за вещество отсчета принят Al₂SiO₃, поскольку это соединение является распространенным компонентом осадочных горных пород. Это соединение встречается в трех разновидностях. Оказалось, что силлиманит имеет меньшую эксергию, чем принятый ранее андалузит. Поэтому именно силлиманит выбран в качестве вещества отсчета.

Для натрия за вещество отсчета выбран сульфид Na₂SO₄, который среди натриевых соединений с известными термодинамическими данными обладает минимальной эксергией. Правда, концентрация этого соединения в литосфере относительно невелика, поскольку оно из-за хорошей растворимости в воде было большей частью унесено в море.

Для сурьмы также принят в качестве вещества отсчета растворимый окисел Sb₂O₅, поскольку этот окисел имеет меньшую эксергию, чем нерастворимый Sb₂O₄.

Выбор NaCl в качестве вещества отсчета для хлора не вызывает сомнения. Также не вызывает возражений CaSO₄ как вещество отсчета для серы. Но вместо принятого ранее ангидрида теперь выбран гипс, как более девальвированный.

Для бария и стронция веществами отсчета взяты сернокислые или углекислые соли. Расчеты показывают, что наиболее девальвированными веществами являются SrCO₃ и BaSO₄. Вещество отсчета фосфора Ca₃(PO₄)₂ не изменилось и не вызывает сомнений.

В табл. 3 и 4 приведены также составляющие уравнения реакции отсчета для различных элементов. Вообще говоря, при составлении эксергетических балансов нет необходимости пользоваться этими уравнениями, поскольку из табл. 5 мож-

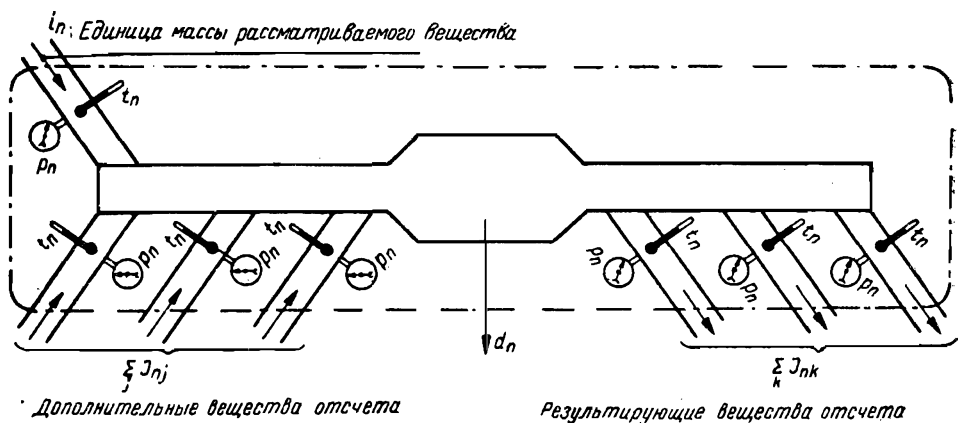


Рис. 28. Схема нормализованной реакции девальвации.

но взять готовые значения термодинамических функций для различных соединений. При необходимости же рассчитать величины, приведенные в табл. 5, для соединений, не вошедших в эту таблицу, следует в первую очередь получить уравнения реакции отсчета, используя частичные уравнения, приведенные в табл. 3 и 4.

4-1-3. ЭНТАЛЬПИЯ ДЕВАЛЬВАЦИИ, ЭНТРОПИЯ ДЕВАЛЬВАЦИИ И СВОБОДНАЯ ЭНТАЛЬПИЯ ДЕВАЛЬВАЦИИ

Понятие реакции отсчета является общим понятием, относящимся ко всем системам веществ отсчета. После выбора конкретной системы веществ отсчета для реакции отсчета следует применить специальное название. Для системы распространенных в окружающей природе веществ отсчета предложено называть реакцию отсчета *реакцией девальвации*.

На рис. 28 изображена схема системы, в которой протекает изобарно-изотермическая нормализованная реакция девальвации. Понятие нормализованной реакции было введено в химическую термодинамику для того, чтобы можно было производить алгебраические действия над термодинамическими эффектами химических реакций. Исходные и конечные продукты нормализованной реакции рассматривают в нормальном состоянии. Нормальное состояние чистых твердых и жидких веществ определяется нормальной

температурой и нормальным давлением (обычно 25°С и 1 физическая атмосфера). За нормальное состояние газа принимается такое состояние, при котором идеальный газ находился бы при нормальных температуре и давлении.

Снижение энтальпии, происходящее в нормализованной реакции девальвации, было названо энтальпией девальвации [Л. 101]:

$$d_n = i_n + \sum_j I_{nj} - \sum_k I_{nk}, \quad (4-1)$$

где i_n — нормальная удельная (т. е. абсолютная) энтальпия рассматриваемого вещества;

I_n — нормальная энтальпия (абсолютная) вещества отсчета (приходящаяся на единицу количества рассматриваемого вещества);

j — индекс дополнительного вещества отсчета;

k — индекс результирующего вещества отсчета.

Уменьшение энтропии, происходящее в нормализованной реакции девальвации, было названо *энтропией девальвации* σ_n [Л. 105]:

$$\sigma_n = s_n + \sum_j s_{nj} - \sum_k s_{nk}. \quad (4-2)$$

Индексы в этой формуле аналогичны принятым в формуле (4-1)

Подобным же образом определяется и свободная энтальпия девальвации:

$$\zeta_n = f_n + \sum_j F_{nj} - \sum_k F_{nk}, \quad (4-3)$$

Энтальпия девальвации, энтропия девальвации и нормальная химическая эксергия однородных неорганических веществ
($t_n = 25^\circ \text{C}$; $p_n = 1,01325 \text{ бар}$)

Вещество	Состояние*	Молекулярная масса, M	Энтальпия девальвации d_n , кДж/кмоль	Энтропия девальвации e_n , кДж/кмоль-град	Свободная энтальпия девальвации ζ_n , кДж/кмоль	Нормальная химическая эксергия e_n		Разность $d_n - e_n$	
						ккал/кмоль	кДж/кмоль	ккал/кмоль	кДж/кмоль
Al	т	25,98	+927 800	+146,62	+684 080	212 070	887 890	+9 530	+39 910
Al ₂ C ₃	т	143,953	+4 762 650	+552,28	+4 597 960	1 113 440	4 661 730	+24 100	+100 920
Al ₂ O ₃	т, α (корунд)	101,96	+185 810	-20,14	+191 820	49 050	205 350	-4 670	-19 540
Al ₂ O ₃ ·H ₂ O	т	119,976	+125 520	-162,99	+174 140	47 640	199 450	-17 660	-73 920
Al ₂ O ₃ ·3H ₂ O	т (гидраргелит)	156,008	+13 370	-488,72	+159 120	49 670	207 940	-46 170	-194 570
Al ₂ (SO ₄) ₃	т	150,158	+3 519 200	+144,12	+3 088 630	742 410	3 168 460	+98 100	+410 740
Al ₂ SiO ₅	т (андалузит)	342,158	+593 000	+356,36	+486 750	126 700	530 450	+14 940	+52 550
Al ₂ SiO ₅	т (андалузит)	162,05	+28 030	-8,37	+30 540	10 970	45 940	+4 280	-17 910
Al ₂ SiO ₅	т (дистен)	162,05	+25 910	-26,36	+33 810	11 750	49 200	-5 560	-23 260
Al ₂ SiO ₅	т (силиманит)	162,05	0	0	0	3 680	15 400	-3 680	-15 400
Ag	г	39,944	0	0	0	2 790	11 670	-2 790	-11 670
Ba	т, II	137,33	+741 400	-25,42	+748 980	183 380	767 760	-6 300	-26 360
BaCO ₃	т	197,371	-83 680	-295,44	+4 730	10 900	45 650	-30 890	-129 330
BaO	т, II (винтерит)	153,35	+183 200	-124,64	+220 410	57 600	241 170	-18 830	-57 910
BaSO ₄	т (барит)	233,426	0	0	0	7 350	30 790	-7 350	-30 790
Bi	т	209,00	+288 480	+135,45	+248 240	64 820	271 370	+4 090	+17 120
Bi ₂ O ₃	т	465,00	0	0	0	12 780	52 260	-12 480	-52 260
C	т (графит)	12,011	+393 510	-2,80	+391 350	98 050	210 530	-4 070	-17 020
C	т (алмаз)	12,011	+395 410	-5,06	+397 210	98 710	413 420	-4 300	-18 010
CCl ₄	ж	153,839	+577 430	+135,69	+533 970	140 830	590 030	-3 010	-12 690
CH ₄	г (метан)	16,013	+802 320	+5,38	+800 730	199 800	835 610	-8 170	-34 150
CO	г	28,011	+283 000	+86,84	+257 110	65 720	275 360	+1 830	+7 360
CO ₂	г	44,011	0	0	0	8 820	20 170	-8 820	-20 170
CS ₂	ж	75,143	+1 928 820	+883,41	+1 665 440	403 610	1 689 830	+57 080	+238 990
Ca	т, II	40,08	+813 370	+264,95	+734 380	173 070	724 630	+21 200	+88 740
CaAl ₂ O ₄	т	158,04	+388 690	+163,85	+339 820	79 790	334 050	+13 050	+54 640
Ca ₂ Al ₂ O ₅	т	270,20	+739 310	+496,57	+591 240	138 890	581 490	+37 690	+157 820
CaC ₂	т	64,102	+1 537 620	+276,62	+1 455 150	352 950	1 477 790	+14 290	+58 830
CaCO ₃	т (кальцит)	100,091	0	0	0	2 970	12 430	-2 970	-12 430
CaCO ₃	т (арагонит)	100,091	-167	-4,18	+1 080	3 220	13 470	-3 260	-13 640
CaCl ₂	т	110,994	+180 040	+302,01	+90 000	23 570	98 700	+19 430	+81 340
CaFe ₂ O ₄	т	215,78	+104 600	+175,98	+52 130	15 460	64 730	+9 520	+39 870
Ca ₂ Fe ₂ O ₅	т	271,86	+324 680	+310,25	+223 220	54 470	228 070	+23 070	+96 610
CaO	т	56,08	+177 820	+160,50	+129 960	29 180	122 170	+13 290	+55 650
Ca(OH) ₂	т	74,096	+68 620	+8,18	+66 190	16 760	70 190	-370	-1 570
Ca ₂ (PO ₄) ₂	т, α	310,190	0	0	0	4 640	19 410	-4 640	-19 410
CaS	т	72,146	+1 055 080	+650,24	+861 190	204 340	85 530	+47 650	+199 550
CaSO ₄	т (ангидрит)	136,146	+104 810	+290,17	+18 280	4 910	20 570	+20 120	+84 240
CaSO ₄ · $\frac{1}{2}$ H ₂ O	т, α	145,154	+83 260	+219,66	+17 780	6 200	25 950	+13 690	+57 310
CaSO ₄ · $\frac{1}{2}$ H ₂ O	т, β	145,154	+85 350	+223,42	+18 740	6 430	26 910	+13 960	+58 440
aSO ₄ ·2H ₂ O	т (гипс)	172,178	0	0	0	6 170	25 820	-6 170	-25 820
CaSiO ₃	т (воластонит)	116,17	+88 700	+160,92	+40 710	8 310	34 810	+12 870	+53 890
Ca ₂ SiO ₄	т	172,25	+235 140	+327,28	+137 570	29 590	123 900	+26 570	+111 240
Ca ₂ SiO ₅	т	228,33	+419 240	+489,04	+273 420	60 190	251 990	+39 950	+167 250
Cd	т, α	112,41	+353 970	+262,24	+275 770	71 070	297 550	+13 490	+56 420
CdCO ₃	т	172,421	0	0	0	10 490	43 940	-10 490	-43 940
CdCl ₂	т	183,324	+126 480	+294,06	+38 790	18 870	79 000	+11 340	+47 480
CdO	т	128,41	+99 160	+163,01	+50 540	17 750	74 310	+5 940	+24 850
CdS	т	144,476	+933 740	+652,34	+739 230	182 740	765 100	+40 280	+168 640
CdSO ₄	т	208,476	+151 930	+308,16	+60 040	22 420	93 860	+13 870	+58 060
Cl ₂	г	70,914	+161 630	+187,83	+105 650	29 640	124 080	+8 970	+37 550
Co	т, III	58,94	+292 880	+137,04	+253 800	63 030	263 900	+6 920	+28 980
Co ₂ C	т	129,891	+995 790	+271,16	+914 960	227 220	951 340	+10 620	+44 450
CoCO ₃	т	118,951	+36 180	-121,99	+190	7 750	32 440	-16 390	-68 620
CoCl ₂	т	129,854	+128 990	+173,74	+77 190	25 250	106 730	+5 560	+23 260
CoO	т	74,94	+53 560	+43,95	+40 460	12 550	52 540	+240	+1 020
Co ₂ O ₄	т	240,82	0	0	0	9 130	38 230	-9 130	-38 230
CoS	т	91,006	+921 740	+534,50	+762 370	185 480	776 550	+34 680	+145 190
CoSO ₄	т	155,006	+148 820	+176,13	+96 320	28 290	118 450	+7 250	+30 370
Cr	т	52,01	+564 210	+137,04	+523 330	128 640	538 610	+6 110	+25 600
Cr ₂ C ₃	т	180,052	+2 391 780	+408,17	+2 270 070	560 880	2 348 290	+10 390	+43 430
Cr ₂ C	т	220,051	+2 581 740	+550,44	+2 417 600	595 900	2 494 900	+20 740	+86 840
Cr ₂ Ca	т	400,103	+4 952 180	+968,24	+4 663 490	1 151 000	4 819 010	+31 810	+133 170
CrCl ₃	т	122,924	+330 200	+192,79	+272 710	73 190	306 420	+5 680	+23 780
CrCl ₃	т	158,381	+243 490	+186,11	+188 030	55 160	230 950	+2 990	+12 530

Вещество	Состояние*	Молекулярная масса, M	Энтальпия деальва- ции d_n , кДж/кмоль	Энтальпия деальва- ции a_n , кДж/кмоль-град	Свободная энтальпия деальвации ζ_n , кДж/кмоль	Нормальная химическая эксергия e_n		Разность $d_n - e_n$	
						ккал/кмоль	кДж/кмоль	ккал/кмоль	кДж/кмоль
Cr ₂ O ₃	т	100,01	-14 850	+122,48	+21 670	10 250	42 910	-13 800	-57 760
Cr ₂ O ₃	т	152,02	0	0	0	8 720	36 510	-8 720	-36 510
Cu	т	63,54	+201 250	+261,65	+123 220	31 090	130 150	+16 980	+71 100
CuCO ₃	т	123,551	0	0	0	6 950	29 090	-6 950	-29 090
CuCl	т	98,997	+147 340	+302,42	+57 200	17 520	73 350	+17 670	+73 990
CuCl ₂	т	134,454	+157 030	+306,19	+65 730	21 760	91 100	+15 750	+65 930
CuO	т	79,54	+46 020	+169,29	-4 440	1 070	4 490	+9 920	+41 530
Cu ₂ O	т	143,08	+235 980	+454,96	+100 330	27 750	116 900	+28 610	+119 790
CuS	т	95,606	+876 840	+665,31	+678 480	164 680	689 500	+44 750	+187 340
Cu ₂ S	т	159,146	+1 047 130	+948,04	+764 460	186 880	782 410	+63 230	+264 720
Cu ₂ SO ₄	т	159,606	+155 520	+301,88	+65 520	20 180	84 490	+16 970	+71 030
D ₂	г	4,028	+247 900	+49,18	+233 260	63 240	264 780	+4 030	-16 880
D ₂ O	ж	20,028	0	0	0	8 000	33 510	-8 000	-33 510
D ₂ O	ж	20,028	-46 650	-122,59	-10 080	5 590	23 420	-16 740	-70 070
Fe	т	55,85	+411 080	+136,04	+370 540	90 220	377 740	-7 960	+33 340
Fe ₂ C	т (цементит)	179,561	+1 647 660	+425,67	+1 520 760	372 260	1 558 570	+21 280	+89 090
FeCO ₃	т (сидерит)	115,861	+56 900	-114,44	+91 040	28 760	120 410	-15 170	-63 510
FeCl ₂	т	126,764	+231 710	+193,42	+174 050	47 700	199 690	+7 650	+32 020
FeCl ₃	т	162,221	+248 510	+190,92	+191 590	54 080	226 440	+5 270	+22 070
FeCr ₂ O ₄	т	223,87	+108 990	+71,16	+87 780	31 880	133 490	-5 850	-24 500
Fe ₃ N	т	125,708	+818 380	+223,26	+751 820	183 100	766 590	+12 370	+51 800
Fe ₂ N	т	237,408	+1 633 640	+495,83	+1 484 990	361 650	1 514 160	+28 540	+119 480
FeO	т	71,85	+144 140	+65,72	+124 560	31 940	133 750	+2 480	+10 390
Fe ₂ O ₃	т (гематит)	159,70	0	0	0	4 680	20 370	-4 680	-20 370
Fe ₃ O ₄	т (магнетит)	231,55	+116 110	+62,79	+97 400	30 320	126 960	-2 590	-10 850
Fe(OH) ₃	т	106,874	-50 430	-231,83	+18 700	11 110	46 530	-23 160	-96 960
FeS	т, α	87,916	+1 040 140	+546,43	+877 130	212 200	888 420	+36 240	+151 720
FeS ₂	т (пирит)	119,982	+1 681 420	+902,89	+1 412 230	340 980	1 427 610	+60 620	+253 810
Fe ₂ SO ₄	т	151,916	+212 630	+176,56	+159 160	42 810	179 240	+7 980	+33 390
FeSi	т	83,94	+1 190 140	+322,40	+1 093 990	262 510	1 088 080	+21 750	+91 060
FeSiO ₃	т	131,94	+115 690	+51,92	+100 210	26 570	111 260	+1 060	+4 430
Fe ₂ SiO ₄	т	230,79	+243 510	+118,89	+208 070	54 530	228 310	+3 630	+15 200
FeTiO ₃	т	151,75	+116 110	+61,91	+97 650	31 040	129 940	-3 300	-13 830
H	г	1,008	+338 850	+71,54	+317 520	77 010	322 410	+3 930	+16 440
H ₂	г	2,016	+241 830	+44,43	+228 570	56 930	238 350	+830	+3 480
HCl	г	36,465	+109 420	+126,04	+71 840	20 530	85 950	+5 610	+23 470
HNO ₃	ж	63,016	-52 320	-290,94	+34 430	10 900	45 650	-23 400	-97 970
H ₂ O	ж	18,016	-44 010	-118,78	-8 620	750	3 150	-11 260	-47 160
H ₂ O	г	18,06	0	0	0	2 810	11 770	-2 810	-11 770
H ₂ S	г	34,082	+945 790	+489,93	+799 730	194 320	813 600	+31 570	+132 190
H ₂ SO ₄	ж	98,082	+154 640	+30,90	+145 440	39 950	167 250	-3 010	-12 610
He	г	4,003	0	0	0	7 250	30 360	-7 250	-30 360
K	т	39,100	+355 040	-1,10	+355 380	7 360	365 760	-2 560	-10 720
KAl(SO ₄) ₂	т	288,212	+265 740	+178,08	+212 650	59 920	250 880	+3 550	+14 860
KAlSi ₃ O ₈	т (адуляр)	278,350	+7 580	-62,43	+26 210	11 930	49 950	-10 120	-42 370
K ₂ CO ₃	т	138,211	-42 500	-305,86	+48 690	21 880	91 610	-32 030	-134 110
KCl	т	74,557	0	0	0	4 680	19 590	-4 680	-19 590
K ₂ O	т	94,200	+348 600	-134,48	+388 710	98 270	411 440	-15 010	-62 840
KOH	т	56,108	+50 120	-151,35	+95 210	112 460	112 460	-14 890	-62 340
K ₂ SO ₄	т	174,266	+540	+5,65	-1 130	7 560	31 650	-7 430	-31 110
K ₂ SiO ₃	т	152,290	+1 308 010	-136,57	+1 348 710	328 000	1 373 290	-15 590	-65 280
Kr	г	83,80	0	0	0	8 200	34 320	-8 200	-34 320
Mg	т	24,32	+719 440	+283,03	+635 050	149 770	627 050	+22 070	+92 390
MgCO ₃	т	84,331	0	0	0	3 380	14 160	-3 380	-14 160
MgCl ₂	т	95,234	+239 240	+304,94	+148 320	37 920	158 760	+19 220	+80 480
MgO	т	40,320	+117 610	+174,73	+6 550	14 210	59 610	+13 880	+58 100
Mg(OH) ₂	т	58,336	+36 610	+22,36	+29 960	8 530	35 710	+210	+900
MgS	т	56,386	+1 096 290	+663,63	+898 430	213 650	894 520	+48 190	+201 770
MgSO ₄	т	120,386	+165 350	+302,30	+75 230	18 930	79 270	+20 560	+86 080
MgSiO ₃	т	100,410	+81 380	+173,89	+29 540	6 060	25 390	+13 370	+55 990
Mg ₂ SiO ₄	т (форстерит)	140,730	+255 640	+349,04	+151 590	33 780	141 430	+27 280	+114 210
Mg ₂ TiO ₄	т	160,540	+185 980	+349,41	+81 800	22 180	92 870	+22 240	+93 110
Mn	т, α , IV	54,94	+520 910	+183,76	+466 100	115 420	483 240	+9 000	+37 670
Mn ₂ C	т	176,831	+1 952 050	+546,26	+1 789 160	443 480	1 856 770	+22 760	+95 280
MnCO ₃	т	114,951	+19 460	+78,43	-3 930	8 450	35 360	-3 800	-15 900
MnCl ₂	т	125,854	+200 120	+234,04	+130 330	39 630	165 900	+8 170	+34 220
MnO	т, I	70,940	+135 980	+109,68	+103 260	29 230	122 390	+3 250	+13 590
MnO ₂	т, I	86,940	0	0	0	5 040	21 110	-5 040	-21 110
Mn ₂ O ₃	т, II	157,880	+70 710	+106,75	+38 870	18 890	79 110	-2 010	-8 400
Mn ₃ O ₄	т, I	228,820	+176 150	+194,26	+118 240	42 420	177 600	-350	-1 450
MnS	т, I (зеленый)	87,006	+1 040 850	+600,68	+861 740	210 890	882 960	+37 710	+157 890
MnSO ₄	т	151,006	+181 290	+224,29	+114 430	34 300	143 610	+9 000	+37 680

Вещество	Состояние*	Молекулярная масса, M	Энтальпия дегидратации d_n , кДж/моль	Энтальпия дегидратации d_n , кДж/моль	Энтальпия дегидратации d_n , кДж/моль	Свободная энергия дегидратации ζ_n , кДж/моль	Нормальная химическая эксергия e_n		Разность $d_n - e_n$	
							ккал/моль	кДж/моль	ккал/моль	кДж/моль
MnSiO ₃	т	131,030	+114 640	+96,71	+85 810	25 510	106 800	+1 870	+7 840	
Mo	т	95,95	+754 500	+258,13	+677 560	170 900	715 540	+9 310	+38 960	
Mo ₂ C	т	264,016	+2 131 080	+109,67	+2 163 800	551 940	2 310 880	+12 940	+179 800	
Mo(CO) ₆	т	203,911	+1 920 500	+533,04	+1 761 550	442 750	1 853 700	+15 950	+66 800	
MoCl ₅	т	273,235	+778 660	+413,71	+655 340	176 600	739 400	+9 380	+39 260	
MoO ₃	т	127,950	+210 580	+81,32	+186 360	54 530	228 310	+4 230	+17 730	
MoO ₃	т	143,950	0	0	0	10 490	43 940	+10 490	+43 940	
Mo ₂ S ₃	т	288,098	+3 254 610	+1 687,57	+2 751 440	678 240	2 839 650	+99 110	+414 950	
• N ₂	г	28,016	0	0	0	172	720	+172	+720	
N ₂ (воздух)	г	28,964	0	0	0	164	688	+164	+688	
NH ₃	г	17,032	+316 550	+32,46	+326 230	81 510	341 250	+5 900	+24 760	
(NH ₄) ₂ SO ₄	г	132,146	+511 960	+355,66	+618 020	160 000	669 890	+37 720	+157 930	
NO	г	30,008	+90 370	+12,30	+86 690	21 270	89 040	+320	+1 330	
NO ₂	г	46,008	+33 850	+60,43	+51 880	13 430	56 220	+5 340	+22 370	
N ₂ O	г	44,016	+81 550	+73,65	+103 510	25 370	106 220	+5 890	+24 670	
N ₂ O ₄	г	92,016	29 660	+297,47	+98 370	25 560	107 040	+23 260	+97 380	
Na	т	22,991	+330 200	+3,77	+331 330	81 380	340 720	+2 510	+10 520	
Na ₂ Si ₂ O ₅ × H ₂ O	т (аортит)	220,167	+5 730	+179,77	+59 330	21 970	91 970	+20 600	+86 240	
Na ₂ CO ₃	т	105,993	+76 990	+289,88	+9 460	12 030	50 380	+30 420	+127 370	
NaCl	т	58,448	0	0	0	4 440	18 600	+4 440	+18 600	
NaO ₂	т	54,991	+71 210	+144,07	+114 180	30 460	127 540	+13 450	+56 330	
Na ₂ O	т	61,982	+244 510	+139,42	+286 060	73 280	306 820	+14 880	+62 310	
NaOH	т, II	39,999	+24 390	+136,29	+65 020	19 410	81 280	+13 590	+56 890	
Na ₂ S	т	78,048	+1 011 310	+338,19	+910 480	222 920	933 340	+18 620	+77 970	
Na ₂ SO ₄	т, II	142,048	0	0	0	7 360	30 810	+7 360	+30 810	
Na ₂ SiO ₃	т	122,072	+1 000	+140,25	+42 800	15 630	65 420	+15 390	+64 420	
Na ₂ SiO ₂	т	182,162	+8 620	+131,05	+30 460	13 120	54 940	+15 180	+63 580	
Na ₂ SiO ₄	т	184,054	+175 640	+270,46	+256 270	71 570	289 650	+29 620	+124 010	
Ne	г	20,183	0	0	0	6 490	27 150	+6 490	+27 150	
Ni	т	58,71	+244 350	+94,12	+216 270	58 540	245 050	+180	+740	
Ni ₃ C	т	188,141	+1 172 570	+289,76	+1 086 170	283 940	1 188 820	+3 880	+16 250	
NiCO ₃	т	118,721	+42 890	+161,42	+5 230	13 430	56 210	+23 670	+99 100	
NiCl ₂	г	129,624	+90 080	+135,98	+49 540	23 120	96 790	+1 600	+6 710	
NiO	т	74,710	0	0	0	7 360	30 810	+7 360	+30 810	
NiS	т, I	90,776	+895 250	+501,79	+745 630	185 950	778 540	+27 880	+116 710	
Ni ₃ S ₂	т	240,262	+1 999 700	+1085,99	+167 590	422 880	1 770 530	+54 740	+229 170	
NiSO ₄	г	154,776	+277 280	+101,97	+46 860	20 950	87 720	+2 490	+10 440	
O	г	16,000	+247 520	+58,38	+230 120	55 440	232 110	+3 680	+15 410	
O ₂	г	32,000	0	0	0	950	3 970	+950	+3 970	
O ₃	г (озон)	48,00	+142 260	+70,06	+163 130	40 390	169 100	+6 410	+26 840	
P	т, III (белый)	30,975	+843 080	+0,85	+843 330	205 340	859 700	+3 970	+16 620	
P ₂ O ₅	т	141,950	+138 070	+467,28	+277 400	76 450	320 090	+43 470	+182 020	
Pb	т	207,21	+306 480	+250,14	+231 880	58 810	246 230	+14 390	+60 250	
PbCO ₃	т	267,221	0	0	0	8 720	36 510	+8 720	+36 510	
PbCl ₂	т	278,124	+108 910	+286,53	+23 470	13 440	56 260	+12 580	+52 650	
PbO	т, I (желтый)	223,210	+88 620	+152,13	+43 260	14 240	59 610	+6 930	+29 010	
PbO	т, II (красный)	223,210	+87 240	+150,46	+42 380	14 030	58 730	+6 810	+28 510	
PbO ₂	т	239,210	+20 830	+56,68	+12 930	7 470	31 260	+340	+1 430	
Pb ₃ O ₄	т	685,630	+184 720	+356,76	+78 370	30 900	129 380	+13 220	+55 340	
PbS	т	239,276	+936 300	+646,90	+743 410	181 970	761 860	+41 660	+174 440	
Pb ₂ SO ₄	т, II	303,276	+112 210	+292,68	+24 940	12 260	51 330	+14 540	+60 880	
PbSiO ₃	т	283,300	+83 050	+153,81	+37 200	13 230	55 400	+6 600	+27 050	
Pb ₂ SiO ₄	т	505,510	+164 010	+303,43	+73 550	25 820	108 100	+13 350	+55 910	
S	т, II (ромбическая)	32,066	+724 120	+402,32	+604 170	145 280	608 270	+27 670	+115 850	
S	т, I (моноклиническая)	32,066	+724 420	+402,99	+604 250	145 300	608 340	+27 730	+116 080	
S	г	32,066	+946 920	+538,15	+786 470	188 820	790 550	+37 350	+156 370	
SO ₂	г	64,066	+427 230	+413,82	+303 840	74 500	311 990	+27 540	+115 310	
SO ₃	г	80,066	+328 950	+318,95	+233 840	58 250	243 840	+20 320	+85 060	
Sb	т, III	121,76	+490 360	+494,24	+343 000	85 790	359 190	+31 330	+131 170	
Sb ₂ O ₃	т	291,520	+282 000	+203,05	+221 460	64 420	269 730	+2 930	+12 270	
Sb ₂ O ₄	т	307,520	+85 350	+104,24	+54 270	24 970	104 550	+4 580	+19 180	
Sb ₂ O ₅	т	323,520	0	0	0	12 480	52 250	+12 480	+52 250	
Si	т	28,09	+859 390	+182,00	+805 130	191 800	803 010	+13 470	+56 380	
SiC	т	40,101	+1 141 190	+171,27	+1 090 140	263 440	1 104 220	+8 830	+35 970	
SiCl ₄	ж	169,918	+542 500	+332,39	+443 380	114 200	478 130	+15 370	+64 870	
SiO ₂	т, II (кварц)	60,090	0	0	0	445	1 860	+445	+1 860	
SiO ₂	т, II (кristоболит)	60,090	+1 670	+0,79	+1 420	785	3 280	+385	+1 610	
SiP	т	59,065	+1 633 180	+146,55	+1 589 500	383 050	1 603 760	+7 030	+29 420	
SiS ₂	т (белый)	92,222	+1 303 060	+984,50	+1 009 520	242 670	1 015 580	+68 660	+267 480	
Si	т, II (белое)	118,70	+580 740	+204,30	+519 820	129 610	542 660	+29 100	+30 080	
Sn	т, III (серое)	118,70	+583 250	+197,61	+524 340	130 690	547 180	+8 620	+36 670	
SnCl ₂	т	189,614	+392 580	+240,31	+320 910	86 510	362 190	+7 260	+30 350	

Вещество	Состояние*	Молекулярная масса, M	Энтальпия деальва-ции d_n , кДж/кмоль	Энтальпия деальва-ции σ_n , кДж/кмоль-град	Свободная энтальпия деальва-ции ζ_n , кДж/кмоль	Нормальная химическая эксергия e_n		Разность $d_n - e_n$	
						ккал/кмоль	кДж/кмоль	ккал/кмоль	кДж/кмоль
SnO	т	134,700	+294 550	+106,75	+262 710	68 680	287 550	+1 670	+7 000
SnO ₂	т	150,700	0	0	0	6 410	26 820	-6 410	-26 820
SnS	т	150,766	+1 227 040	+622,02	+1 041 560	255 210	1 068 500	+37 870	+158 540
SnS ₂	т	182,832	+1 861 630	+981,16	+1 569 080	382 180	1 600 100	+62 470	+261 530
Sr	т	87,63	+824 670	+273,53	+743 120	179 020	749 500	+17 960	+75 170
SrCO ₃	т, III (стронцианит)	147,641	0	0	0	6 820	28 540	-6 820	-28 540
SrCl ₂	т	158,544	+157 860	+301,17	+68 070	22 190	92 890	+15 520	+64 970
SrO	т	103,630	+234 300	+170,96	+183 340	45 790	191 710	+10 170	+42 590
SrSO ₄	т	183,693	+104 060	+301,05	+14 310	7 820	32 730	+17 040	+71 330
Ti	т, II	47,900	+912 110	+185,18	+856 880	209 230	876 000	+8 620	+36 110
TiC	т	59,911	+1 079 680	+170,66	+1 028 800	254 160	1 064 120	+3 720	+15 560
TiO	т, II	63,900	+393 710	+87,09	+367 730	92 870	388 840	+1 160	+4 870
TiO ₂	т, III (рутил)	79,900	0	0	0	5 520	23 090	-5 520	-23 090
Ti ₂ O ₃	т, II	143,800	+288 700	+80,86	+264 600	73 750	308 790	+4 800	-20 090
Ti ₂ O ₅	т	223,700	+292 880	+81,19	+268 650	80 240	335 940	-10 280	-43 060
TiS ₂	т	112,032	+2 025 640	+974,13	+1 735 190	420 950	1 762 480	+62 850	+263 160
U	т, III	238,07	+1 263 570	+259,43	+1 186 210	292 390	1 224 180	+9 410	+39 390
UCl ₃	т	314,441	+614 820	+422,19	+488 940	132 460	554 570	+14 390	+60 250
UCl ₄	т	379,898	+535 800	+337,18	+435 260	121 840	510 110	+6 140	+25 690
UCl ₅	т	415,355	+571 010	+380,70	+457 520	129 350	541 290	+7 030	+29 420
UO ₂	т	270,070	+133 890	+81,78	+109 500	33 170	151 450	-4 190	-17 560
UO ₃	т	286,070	0	0	0	10 490	43 940	-10 490	-43 940
V	т	50,95	+780 320	+220,45	+714 590	173 370	725 880	+13 000	+54 440
VC	т	62,961	+1 121 520	+210,78	+1 058 680	259 430	1 086 170	+8 440	+35 350
VO	т	66,950	+353 550	+127,29	+315 600	78 550	328 880	+5 890	+24 670
VO ₂	т	82,950	+64 850	+37,27	+53 720	16 480	68 880	-990	-4 140
V ₂ O ₃	т	149,900	+347 270	+172,84	+295 730	77 450	324 280	+5 490	+22 990
V ₂ O ₅	т	181,900	0	0	0	7 700	32 530	-7 770	-32 530
W	т	183,86	+840 310	+257,92	+763 410	191 000	799 680	+9 700	+40 630
WC	т	195,871	+1 195 790	+251,52	+1 120 810	280 230	1 173 270	+5 380	+22 520
WO ₂	т	215,860	+270 040	+86,25	+2 443 000	67 960	284 540	-3 460	-14 500
WO ₃	т (желтый)	231,860	0	0	0	10 090	42 220	-10 090	-42 220
WS ₂	т	247,992	+2 094 850	+1 061,55	+1 778 330	435 350	1 822 760	+64 990	+272 090
Xe	г	131,30	0	0	0	9 630	40 300	-9 630	-40 300
Zn	т	65,38	+419 030	+275,42	+336 900	82 700	346 260	+17 380	+72 770
ZnCO ₃	т	125,391	0	0	0	7 530	31 520	-7 530	-31 520
ZnCl ₂	т	135,294	+164 770	+307,03	+73 220	24 130	101 020	+15 230	+63 750
ZnO	т	81,380	+71 040	+175,15	+18 830	7 210	30 180	-29 760	+40 860
ZnS	т, II (сфалерит)	97,446	+940 230	+661,96	+742 870	180 640	766 302	+43 830	+183 910
ZnSO ₄	т	161,446	+164 600	+318,62	+69 580	21 730	90 980	+17 580	+73 620
ZnSiO ₃	т	141,470	+45 810	+178,91	-7 530	1 360	5 680	+9 580	+40 130
Zn ₂ SiO ₄	т	222,850	+187 860	+351,97	+82 930	25 670	107 490	+19 200	+80 370

* Во второй колонке буквами т, г и ж обозначены твердое, газообразное и жидкое состояния. Римской цифрой обозначена валентность.

где f_n — нормальная свободная удельная (абсолютная) энтальпия рассматриваемого вещества;

F_n — нормальная свободная (абсолютная) энтальпия вещества отсчета (приходящаяся на единицу количества рассматриваемого вещества).

Указанные величины связаны следующей зависимостью:

$$\zeta_n = d_n - T_n \sigma_n. \quad (4.4)$$

В табл. 5 [Л. 19] приведены значения d_n , σ_n и ζ_n , рассчитанные на кафедре теплоэнергетики Силезского политехнического института. Рас-

чет этих значений произведен на основе данных, содержащихся в [Л. 13, 56, 90].

Значения d_n и σ_n зависят от фазового состояния рассматриваемого вещества (т. е. от агрегатного состояния и аллотропии). Поэтому в табл. 5, кроме химической формулы, приведено название вещества, для которого определены эти значения. Фазовое состояние вещества отсчета также оказывает влияние на значения d_n и σ_n . В табл. 3 и 4 указаны те фазовые состояния веществ отсчета, для которых приняты нулевые значения d_n , σ_n и ζ_n .

На величину ζ_n фазовое состояние не влияет, разве только тогда,

когда рассматриваемые фазы не находятся в состоянии термодинамического равновесия. Например, значения, приведенные в табл. 5 для водяного пара, относятся к условному нормальному состоянию при давлении p_n . В этом состоянии пар не находился бы в равновесии с водой, имеющей температуру T_n ; поэтому для водяного пара $\zeta_n = 0$, а для воды $\zeta_n \neq 0$.

При расчете химической эксергии могут получаться значения энтальпии девальвации, энтропии девальвации и свободной энтальпии девальвации, относящиеся к нормальному давлению, но к температуре, отличающейся от нормальной. Влияние температуры на величины d , σ и ζ можно выразить при помощи удельной теплоемкости исходных и конечных продуктов реакции девальвации. Соответствующую сумму¹ можно назвать *удельной теплотой девальвации* c_{pd} :

$$c_{pd} = \left(\frac{\partial d}{\partial t} \right)_p = \frac{1}{T} \left(\frac{\partial \sigma}{\partial t} \right)_p = c_p + \sum_j G_j c_{pj} - \sum_k G_k c_{pk}, \quad (4-5)$$

где c_p — удельная теплоемкость рассматриваемого вещества (при постоянном давлении);

c_{pj} , c_{pk} — удельные теплоемкости дополнтельного и результирующего веществ отсчета;

G_j , G_k — количества дополнительного и результирующего веществ отсчета, отнесенные к единице рассматриваемого вещества.

Удельная теплота девальвации вещества отсчета равна нулю.

Из уравнения (4-5) получаются следующие формулы для пересчета энтальпии девальвации, энтропии девальвации и свободной энтальпии девальвации (при условии, что в об-

¹ Изменения термодинамической функции в химической реакции можно выразить алгебраической суммой произведений коэффициентов удельных значений на количества веществ, участвующих в химической реакции. Слагаемые суммы, относящиеся к исходным продуктам, имеют положительный знак, а слагаемые, относящиеся к конечным продуктам реакции, — отрицательный.

ласти температур от T_n до T_0 величина c_{pd} постоянна):

$$d_0 = d_n + c_{pd}(T_0 - T_n); \quad (4-6)$$

$$\sigma_0 = \sigma_n + c_{pd} \ln \frac{T_0}{T_n}; \quad (4-7)$$

$$\begin{aligned} \zeta_0 &= d_n - T_0 \sigma_n + \\ &+ c_{pd} \left(T_0 - T_n - T_0 \ln \frac{T_0}{T_n} \right) = \\ &= \zeta_n + (T_n - T_0) \sigma_n + \\ &+ c_{pd} \left(T_0 - T_n - T_0 \ln \frac{T_0}{T_n} \right), \quad (4-8) \end{aligned}$$

где d_0 , σ_0 , ζ_0 — энтальпия девальвации, энтропия девальвации и свободная энтальпия девальвации при температуре T_0 и нормальном давлении.

В табл. 6 приведены значения выражения $T_0 - T_n - T_0 \times \ln T_0/T_n$. Эти значения позволяют контроли-

Таблица 6

Вспомогательные величины для расчета химической эксергии

Температура окружающей среды, t_0 , °C	$\frac{T_n - T_0}{T_n}$	$T_0 - T_n - T_0 \ln \frac{T_0}{T_n}$
-20	0,1509	-3,58
-15	0,1342	-2,81
-10	0,1174	-2,14
-5	0,1006	-1,56
0	0,0839	-1,08
+5	0,0671	-0,69
+10	0,0503	-0,38
+15	0,0335	-0,17
+20	0,0168	-0,04

ровать в формуле (4-8) влияние выражения, содержащего удельную теплоту девальвации c_{pd} . Несколько ориентировочных значений удельной теплоты девальвации собрано в табл. 7.

На основе значений табл. 6 и 7 можно прийти к выводу, что численное значение выражения, содержащего удельную теплоту девальвации, не превышает, как правило, 60 кдж/кмоль. Поскольку это значение обычно меньше ζ_n , его можно не учитывать при расчетах.

Формулы (4-1), (4-2) и (4-3) могут служить для расчета энтальпии, энтропии или свободной энтальпии вещества, участвующего в химическом процессе. Например, из формулы (4-1) получается следующее уравнение для абсолютной удель-

Таблица 7

**Удельная теплота девальвации
некоторых веществ**

Вещество	Агрегатное состояние	Удельная теплота девальвации c_{pd} , кдж/кмоль·град
Ca	т, II	-3,795
CaCO ₂	т	+16,732
CaO	т	-1,950
Fe	т	-5,050
Mg	т	+0,180
MgO	т	-0,987
Mg ₂ SiO ₄	т, II (форстерит)	-3,188
S	т, II (ромбическая)	-7,648
Si	т	+4,799
Zn	т	-3,293
ZnS	т, II (сфалерит)	-13,414

ной энтальпии химического вещества с параметрами p , t :

$$i = i_n + \Delta i \Big|_n^{t, p} = \Delta i \Big|_n^{t, p} + d_n - \sum_j I_{nj} + \sum_k I_{nk}, \quad (4-9)$$

где $\Delta i \Big|_n^{t, p}$ — прирост удельной энтальпии, отсчитываемый от нормального состояния до состояния при температуре t и давлении p .

Входящие в эту формулу значения абсолютной энтальпии нормального вещества отсчета неизвестны. Однако при выполнении практических расчетов эти величины отпадают. Если, например, составляется эксергетический баланс химического процесса, то в исходных и конечных продуктах этого процесса содержится одно и то же количество каждого из элементов. В связи с этим при расчете энергии субстратов и продуктов процесса получают две одинаковые суммы абсолютных энтальпий нормальных веществ отсчета:

$$\begin{aligned} & \Sigma' \left(\sum_j I_{nj} - \sum_k I_{nk} \right) = \\ & = \Sigma'' \left(\sum_j I_{nj} - \sum_k I_{nk} \right), \quad (4-10) \end{aligned}$$

где Σ' — символ суммы для исходных продуктов процесса;

Σ'' — символ суммы для конечных продуктов процесса.

Суммы Σ' и Σ'' присутствуют в энергетическом балансе химического процесса в обеих частях с одинаковым знаком. [Если применить уравнение (4-9) для составления энергетического баланса ядерного процесса, то суммы Σ' и Σ'' не будут одинаковыми, поскольку количество отдельных элементов неодинаково в исходных и конечных продуктах процесса].

Формула (4-9) указывает на достаточно заметное различие между эксергией и другими термическими функциями. При расчете энтальпии, энтропии, свободной энтальпии и т. д. значения, относящиеся к состоянию отсчета, неизвестны, но состояния отсчета должны быть выбраны так, чтобы эти неизвестные значения взаимно исключались из практических расчетов. При расчете эксергии величина этой функции в состоянии отсчета равна нулю. Использование определенного комплекса веществ отсчета в этом случае может только увеличить точность расчета эксергии и обеспечить однозначность полученных результатов.

В связи с тем, что суммы, входящие в уравнение (4-10), в практических расчетах сокращаются, в приведенном выше уравнении величины I_{nj} и I_{nk} можно исключить или придать им любые условные значения. Следовательно, вместо формулы (4-9) можно применять для расчета так называемой химической энтальпии, т. е. удельной энтальпии вещества, участвующего в химическом процессе, формулу

$$i = \Delta i \Big|_n^{t, p} + d_n. \quad (4-11)$$

Так же можно рассчитать и химическую энтропию:

$$s = \Delta s \Big|_n^{t, p} + \sigma_n. \quad (4-12)$$

Формула (4-9) выражает абсолютную энтальпию, а формулы (4-11) и (4-12) определяют относительные энтальпию и энтропию. Величина, определяемая формулой (4-12), удовлетворяет требованиям III закона термодинамики, так же как и повсеместно применяемые зна-

чения, рассчитанные на основании постулата Планка¹.

Энтальпия девальвации, определенная по формуле (4-1), находит применение не только при расчете эксергии. Эту величину можно, пожалуй, рассматривать как обобщение понятия теплотворной способности. Теплотворная способность выражает снижение энтальпии в реакции отсчета при условии, что веществами отсчета являются не имеющие ценности компоненты продуктов полного сгорания (CO_2 , H_2O , SO_2 , N_2 , O_2). При определении энтальпии девальвации правило выбора таких веществ отсчета было расширено и обобщено. Энтальпия девальвации, так же как и теплотворная способность, выражает химическую энергию вещества по отношению к бесплатным компонентам окружающего пространства. В связи с этим при составлении энергетического баланса произвольных химических процессов энтальпия девальвации может быть использована так же, как теплотворная способность при составлении энергетического баланса процессов горения. В частности, энтальпия девальвации облегчает расчет термического к. п. д. химических процессов и потерь химической энергии в этих процессах.

Для элементов С, Н, О и N вещества отсчета реакции девальва-

ции те же, что и для реакции горения. В связи с этим теплотворная способность топлив, содержащих только элементы С, Н, О и N, равна энтальпии девальвации:

$$d_n = W_d. \quad (4-13)$$

Веществом отсчета для серы в реакции горения является SO_2 . Но это вещество трудно причислить к повсеместно распространенным в окружающей среде. Поэтому для реакции девальвации принято другое вещество отсчета ($\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$).

Энтальпия девальвации соединений серы больше их теплотворной способности на величину энтальпии девальвации SO_2 , образующегося при сгорании данного соединения:

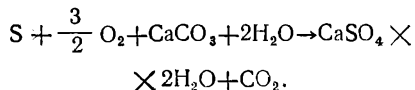
$$d_n = W_d + n_s d_{n\text{SO}_2}, \quad (4-14)$$

где n_s — количество киломолей серы, приходящихся на единицу рассматриваемого вещества; $d_{n\text{SO}_2}$ — энтальпия девальвации.

Пример 4-1. Расчет энтальпии девальвации элемента

В термодинамических таблицах обычно имеются значения энтальпии образования однородных химических веществ и значения нормальной химической энтропии. Обычно эти значения служат основой для расчета таблиц энтальпии девальвации и энтропии девальвации. Можно также воспользоваться иными термодинамическими таблицами, например таблицами теплотворной способности, энтальпии образования и даже таблицами термодинамических эффектов различных химических реакций.

В табл. 8 приведены значения энтальпии образования и нормальной химической энтропии нескольких однородных соединений. Энтальпию девальвации элемента или химического соединения можно определить по формуле (4-1), относящейся к реакции девальвации. Например, для серы реакция девальвации выражается уравнением



Определив в формуле (4-1) при помощи энтальпии образования нормальную энтальпию и взяв значения из табл. 8, получим следующее выражение для энтальпии девальвации серы:

$$d_{n_s} = -1,206 \cdot 870 - 2 \cdot 241 \cdot 827 + 2 \times 0,21 \cdot 120 + 393,510 = 724 \cdot 106 \text{ кдж/кмоль.}$$

¹ При рассмотрении химических процессов для некоторой совершенно определенной системы вещества отсчета можно принять произвольные значения энтропии при температуре 0° К. Тогда значения энтропии других химических веществ будут вытекать из III закона термодинамики, который гласит, что для реакции, происходящей при температуре 0° К между идеальными кристаллами, сумма энтропий исходных продуктов равна сумме энтропий конечных продуктов. Если предположить, что энтропия вещества отсчета при температуре 0° К равна нулю, то и для других веществ получится это же значение. Этот вывод, согласующийся с постулатом Планка, является следствием принятых условий. Вполне возможно также и другие условия, приводящие, например, к формуле (4-12). Значения энтропии, получающиеся по постулату Планка, не являются, следовательно, абсолютными. Применение этих значений при расчете приращений энтропии в ядерных реакциях недопустимо.

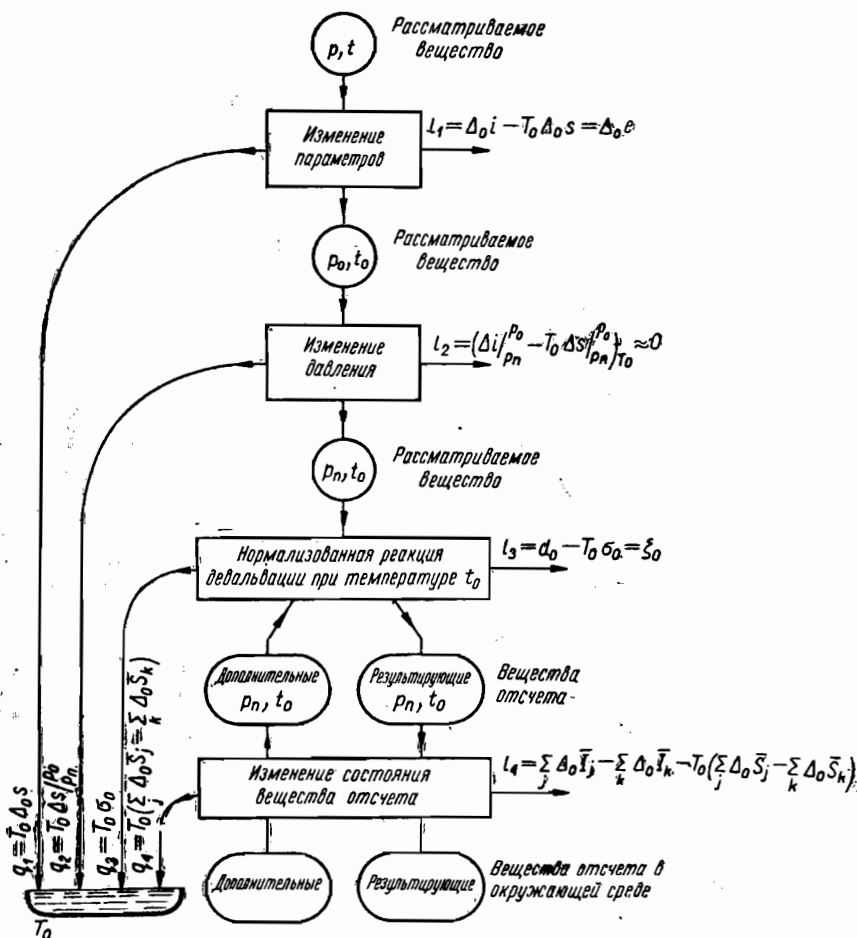


Рис. 29. Составляющие термической эксергии химического соединения.

Таблица 8 Пример 4-2. Расчет энтальпии деальзации химического соединения

Энтальпия образования и нормальная химическая энтропия нескольких однородных веществ

Вещество	Агрегатное состояние	Энтальпия образования, кДж/моль	Нормальная химическая энтропия s^0 , кДж/к.моль.град
CO ₂	г	-393 510	213,64
CaCO ₃	т (кальцит)	-1 206 870	92,88
CaSO ₄ × 2H ₂ O	т (гипс)	-2 021 120	193,97
Fe ₂ O ₃	т	-822 160	89,96
FeS ₂	т	-177 900	53,14
H ₂ O	г	-241 827	188,72
O ₂	г	0	205,14
S	т (ромбическая)	0	31,88

При расчете энтальпии деальзации химического соединения можно применить более простой метод, чем тот, который описан в примере 4-1, если известны значения энтальпии деальзации элементов и энтальпия образования данного соединения. Можно использовать определение энтальпии образования, которое выражает приращение энтальпии в реакции образования соединения и данных элементов:

$$H_{nzw} = d_{nzw} - G_{el} d_{nel}, \quad (4-15)$$

где H_{nzw} , d_{nzw} — энтальпия образования и энтальпия деальзации соединения;

G_{el} , d_{nel} — количество вещества и энтальпия деальзации участвующих элементов.

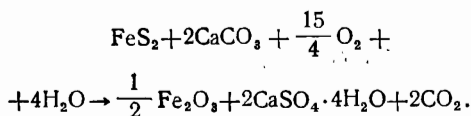
В примере 4-1 определена энтальпия деальзации серы S. Энтальпия деальзации Fe равна 411 080 кДж/к.моль. Воспользовавшись этими значениями и энтальпией образования, взятой из табл. 8, можно по

формуле (4-15) определить энтальпию де-
вальзации FeS_2 :

$$d_n \text{FeS}_2 = 411\,080 + 2 \cdot 724\,106 - \\ - 177\,900 = 1\,681\,390 \text{ кДж/кмоль.}$$

**Пример 4-3. Расчет энтальпии
девальзации и свободной
энтальпии девальзации**

Обычно в термохимических таблицах не приводятся значения энтропии образования. В связи с этим энтропию девальзации можно найти только посредством исходного уравнения (4-2). Например, для FeS_2 уравнение реакции девальзации запишется так:



Используя это уравнение и значения из табл. 8, по формуле (4-2) получим следующее выражение:

$$\sigma_n = 53,14 + 2 \cdot 92,83 + \frac{15}{4} \times \\ \times 205,14 + 4 \cdot 188,72 - \frac{1}{2} \cdot 89,96 - \\ - 2 \cdot 193,97 - 2 \cdot 213,64 = \\ = 902,86 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

Свободная энтальпия девальзации FeS_2 составит:

$$\zeta_n = 1\,681\,390 - 298,15 \cdot 902,86 = \\ = 1\,412\,170 \text{ кДж/кмоль.}$$

**4-2. ФОРМУЛЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ
ТЕРМИЧЕСКОЙ ЭКСЕРГИИ
ВЕЩЕСТВА, УЧАСТВУЮЩЕГО
В ХИМИЧЕСКОМ ПРОЦЕССЕ**

**4-2-1. ТЕРМИЧЕСКАЯ ЭКСЕРГИЯ ВЕЩЕСТВА,
УЧАСТВУЮЩЕГО В ХИМИЧЕСКОМ
ПРОЦЕССЕ**

На рис. 29 представлены отдельные этапы процесса, в котором максимальная работа равна термической эксергии. Исходными продуктами процесса, кроме единицы количества рассматриваемого вещества, являются дополнительные вещества отсчета, черпаемые из окружающей среды. Продуктами процесса являются результирующие вещества отсчета в состоянии термодинамического равновесия с компонентами окружающей среды [Л. 105, 119].

На первом этапе представленного на рис. 29 процесса параметры рассматриваемого вещества приводятся к параметрам окружающей среды p_0 и T_0 . Максимальная работа на этом этапе определяет физическую эксергию.

На втором этапе давление вещества получает нормальное значение. Максимальная работа этого этапа, естественно, очень мала. Далее протекает нормализованная реакция девальзации при температуре окружающей среды (исходные и конечные продукты этой реакции участвуют порознь при нормальном давлении).

На последнем этапе результирующее вещество отсчета переходит в состояние термодинамического равновесия с окружающей средой, а дополнительные вещества отсчета подвергаются изменениям, происходящим в обратном направлении.

На основе описанной схемы получается следующая формула для термической эксергии:

$$e_t = \Delta_0 i - T_0 \Delta_0 s + \zeta_0 + \\ + \left(\Delta i \left| \frac{p_0}{p_n} - T_0 \Delta s \right| \frac{p_0}{p_n} \right)_{T_0} + \\ + \sum_j \Delta_0 \bar{i}_j - \sum_k \Delta_0 \bar{i}_k - T_0 \times \\ \times \left(\sum_j \Delta_0 \bar{s}_j - \sum_k \Delta_0 \bar{s}_k \right), \quad (4-16)$$

где $\Delta_0 i$, $\Delta_0 s$ — физическая энтальпия и удельная энтропия рассматриваемого вещества, отсчитываемые от их значений при параметрах p_0 , T_0 до значений при действительных параметрах p , T ;

ζ_0 — свободная энтальпия девальзации при температуре окружающей среды (при нормальном давлении);

$\Delta i \left| \frac{p_0}{p_n} \right.$, $\Delta s \left| \frac{p_0}{p_n} \right.$ — изотермические приращения энтальпии и энтропии рассматриваемого вещества в интервале от нормального давления до давления окружающей среды;

$\Delta_0 \bar{h}$, $\Delta_0 \bar{S}$ — изотермические приращения парциальной энтальпии и энтропии вещества отсчета, измеряемые от состояния p_n , T_0 до состояния окружающей среды¹.

Два первых члена в правой части уравнения (4-16) выражают физическую эксергию $\Delta_0 e$, а остальные — химическую в соответствии с определением, представленным формулой (2-2).

Член в правой части уравнения (4-16), содержащий величины $\Delta i \left| \frac{p_0}{p_n} \right.$ и $\Delta s \left| \frac{p_0}{p_n} \right.$, очень мал. В связи с этим в последующих формулах главы он не учитывается. При расчете величины ζ_0 при помощи формулы (4-8) можно также не учитывать и член, в который входит удельная теплота деэвалюации, что вытекает из соображений, сопровождающих вывод формулы (4-8). Используя, кроме того, уравнение (2-7), формулу (4-16) можно выразить следующим образом:

$$e_i = \Delta_0 e + \zeta_n + (T_n - T_0) \sigma_n + \sum_j \Delta_0 \bar{h}_j - \sum_k \Delta_0 \bar{h}_k - T_0 \times \times \left(\sum_j \Delta_0 \bar{S}_j - \sum_k \Delta_0 \bar{S}_k \right). \quad (4-17)$$

4-2-2. ТЕРМИЧЕСКАЯ, ЭКСЕРГИЯ ВЕЩЕСТВ, СОДЕРЖАЩИХ ИСКЛЮЧИТЕЛЬНО ЭЛЕМЕНТЫ C, H, O, N, Ar, Ne, He, Kr, Xe

Использование формулы (4-17) не вызывает никаких трудностей, если в состав рассматриваемого вещества входят только такие элементы, вещества отсчета которых являются газообразными составляющими

¹ Парциальную энтальпию компонента раствора выражает частная производная энтальпии раствора по количеству вещества рассматриваемого компонента при постоянном количестве вещества остальных компонентов, постоянной температуре и постоянном давлении. Энтальпия раствора является суммой частных энтальпий. Подобное же определение относится к парциальной энтропии компонента раствора.

ми атмосферного воздуха. Воздух можно рассматривать как идеальный раствор; при этом значительно упрощается расчет приращений парциальной энтальпии и парциальной энтропии вещества отсчета. В идеальном растворе изотермическое приращение энтальпии равно нулю; парциальная энтропия рассчитывается по мольной доле компонента в растворе. Следовательно, изотермическое приращение энтропии вещества отсчета выражается формулой

$$\Delta_0 \bar{S} = -n R_u \ln \frac{z_0 p_0}{p_n}, \quad (4-18)$$

где n — количество вещества отсчета, кмоль;

R_u — универсальная газовая постоянная;

z_0 — мольное содержание вещества отсчета в атмосферном воздухе;

p_0 , T_0 — давление и температура окружающей среды;

p_n — нормальное давление.

После подстановки уравнения (4-18) в формулу (4-17) последняя примет следующий вид:

$$e_i = \Delta_0 e + \zeta_n + (T_n - T_0) \sigma_n + + R_u T_0 \left(\sum_j n_j \ln \frac{p_{0j}}{p_n} - - \sum_k n_k \ln \frac{p_{0k}}{p_n} \right), \quad (4-19)$$

где p_{0j} , p_{0k} — парциальные давления дополнительного и результирующего веществ отсчета в атмосферном воздухе.

4-3. ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ ТЕРМИЧЕСКОЙ ЭКСЕРГИИ ВЕЩЕСТВА, УЧАСТВУЮЩЕГО В ХИМИЧЕСКОМ ПРОЦЕССЕ

4-3-1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИБЛИЖЕННЫХ ЗНАЧЕНИЙ ПРИРАЩЕНИЙ ПАРЦИАЛЬНОЙ ЭНТРОПИИ ПРИ ПОСТОЯННЫХ ВЕЩЕСТВАХ ОТСЧЕТА

Вещества отсчета многих элементов встречаются в окружающей среде в виде твердых веществ, вхо-

дящих в состав литосферы. Литосфера является очень сложной многофазной смесью растворов, в связи с чем невозможно точно рассчитать входящие в формулу (4-17) приращения парциальной энтропии и энтропии вещества отсчета.

Для того чтобы обеспечить возможность произвести хотя бы приближенный расчет в случае, когда вещество отсчета находится в окружающей среде в твердом состоянии, Шаргут предложил считать, что твердые вещества отсчета ведут себя в окружающей среде, как компоненты идеального раствора [Л. 105]. Из этого предположения следует формула изотермического приращения парциальной энтропии твердого вещества отсчета от состояния чистого вещества до состояния в окружающей среде:

$$\Delta_0 \bar{S} = -nR_u \ln z_0, \quad (4-20)$$

где z_0 — мольное содержание твердого вещества отсчета в окружающей среде.

Для облегчения записи можно формулам (4-18) и (4-20) придать одинаковый вид:

$$\Delta_0 \bar{S} = -nR_u \ln k. \quad (4-21)$$

Величина k в уравнении (4-21) имеет несколько различающиеся значения при газообразных и твердых веществах отсчета. При газообразных веществах отсчета величина k выражает отношение парциального давления вещества отсчета в окружающей среде к нормальному давлению, принятому в термодинамических таблицах:

$$k = \frac{z_0 p_0}{p_n}. \quad (4-22)$$

Для твердых веществ отсчета справедливо равенство

$$k = z_0. \quad (4-23)$$

Величину k можно назвать *относительной концентрацией вещества отсчета в окружающей среде*.

Учитывая приведенные выше соображения, формулу (4-17) можно записать подобно формуле (4-19):

$$e_t = \Delta_0 e + \zeta_n + (T_n - T_0) \tau_n + R_u T_0 \left(\sum_j n_j \ln k_j - \sum_k n_k \ln k_k \right). \quad (4-24)$$

Первый член этой формулы определяет физическую эксергию, а остальные дают значение химической эксергии.

Последнее слагаемое формулы (4-24), содержащее выражения $R_u n \ln k$, учитывает влияние распространения элемента в окружающей среде на эксергию его соединений. Чем менее распространен данный элемент, тем большее значение имеет выражение $-R_u n_k \ln k_k$ для вещества отсчета этого элемента. Следовательно, чем более редок данный элемент, тем больше эксергия его соединений.

Ту часть химической эксергии, которую определяет последнее слагаемое формулы (4-24), можно назвать остаточной химической эксергией, поскольку при расчете химической эксергии вещества, содержащего в своем составе только вещество отсчета, величины ζ_n и σ_n равны нулю и значение химической эксергии определяется только этим слагаемым формулы (4-24). Таким образом, остаточная химическая эксергия выражается формулой

$$e_{chr} = R_u T_0 \left(\sum_j n_j \ln k_j - \sum_k n_k \ln k_k \right). \quad (4-25)$$

Результаты расчета остаточной химической эксергии связаны с неточностями, возникающими по двум причинам: 1) применением формул, справедливых для идеальных растворов; 2) неточностью определения значения k , выражающего концентрацию вещества отсчета в окружающей среде. Для того чтобы хотя бы вторую причину свести к минимуму, следует в качестве вещества отсчета принять такое соединение рассматриваемого элемента, которое максимально распространено в окружающей среде.

Следовательно, правило выбора наиболее распространенных веществ отсчета находит в формуле (4-24) серьезное подтверждение.

Все выражения формулы (4-24), кроме тех, которые содержат член $\ln k$, определяются только на основе данных термохимических таблиц.

т. е. эти выражения имеют такую же степень точности, как и приведенные в термохимических таблицах значения.

4-3-2. РАСЧЕТ ТЕРМИЧЕСКОЙ ЭКСЕРГИИ ПРИ ПОМОЩИ НОРМАЛЬНОЙ ХИМИЧЕСКОЙ ЭКСЕРГИИ

Расчеты, производимые на основе формулы (4-24), можно упростить, если ввести понятие *нормальной химической эксергии*. Приняв условные нормальные значения k_n , можно составить таблицы нормальной химической эксергии однородного вещества. На основании этих таблиц можно построить номограммы и графики для определения нормальной химической эксергии типичных веществ, участвующих в технических процессах.

Для того чтобы обеспечить возможность подстановки нормальных значений k_n в формулу (4-24), следует соответствующим образом модифицировать схему, изображенную на рис. 29, введя дополнительную промежуточную стадию, в которой состояние вещества отсчета характеризуется нормальными значениями k_n . Модифицированная схема обратимого процесса, в котором максимальная работа равна эксергии, изображена на рис. 30. Кроме того, эта схема учитывает положения, определяемые формулой (4-21) [Л. 119].

Первый, второй и третий этапы процесса, представленного на рис. 30, остаются без изменений по сравнению с процессом, изображенным на рис. 29.

Работа второго этапа очень мала и ее можно не учитывать. В соответствии с анализом формулы (4-8) максимальную работу на третьем этапе с достаточной точностью определяет выражение $\zeta_n + (T_n - T_0)\sigma_n$.

На четвертом этапе происходит изотермическое изменение концентрации вещества отсчета. Результирующие вещества отсчета обратимо рассеиваются в окружающей среде до нормальной концентрации. Направление изменений дополнительных веществ отсчета обратное.

На последнем этапе происходит изотермический переход результи-

рующих веществ отсчета от нормальной к действительной концентрации в окружающей среде. (Изменение дополнительных веществ происходит в противоположном направлении.) Максимальная работа на этом этапе получается из-за отличия действительной концентрации вещества отсчета в окружающей среде от ее нормального значения. Следовательно, формулы, определяющие эту максимальную работу, играют корректирующую роль и, как правило, не должны иметь большого значения при расчете эксергии.

Суммируя максимальную работу отдельных этапов описанного процесса, получим формулу, которая отличается от формулы (4-24) только формой записи:

$$e_l = \Delta_0 e + \zeta_n (T_n - T_0) \sigma_n + \\ + R_u T_0 \left(\sum_j n_j \ln k_{nj} - \sum_k n_k \ln k_{nk} \right) + \\ + R_u T_0 \left(\sum_j n_j \ln \frac{k_j}{k_{nj}} - \right. \\ \left. - \sum_k n_k \ln \frac{k_k}{k_{nk}} \right). \quad (4-26)$$

Часть членов формулы (4-26) можно упростить при помощи введения *удельной химической нормальной эксергии* e_n . Эту эксергию рассчитывают для нормальных значений технических параметров рассматриваемого вещества, исходя из предположения, что параметры окружающей среды согласуются с нормальными значениями, принятыми в термохимических таблицах при нормальной концентрации вещества отсчета в окружающей среде:

$$e_n = \zeta_n + R_u T_n \left(\sum_j n_j \ln k_{nj} - \right. \\ \left. - \sum_k n_k \ln k_{nk} \right). \quad (4-27)$$

В соответствии с определением, приведенным при выводе формулы (4-24), последнее слагаемое уравнения (4-27) называется *нормальной остаточной химической эксергией* e_{nr} . Следовательно, нормальная химическая эксергия является суммой свободной энтальпии девальвации и

нормальной остаточной химической эксергии.

В табл. 3 приведены условные нормальные значения $k_n = p_{0n}/p_n$ и значения $-T_n R_u \ln k_n$ для газообразных веществ отсчета. В табл. 4 приведены условные нормальные значения $k_n = z_{0n}$ и значения $-T_n R_u \ln k_n$ для твердых веществ отсчета. Способ определения условных значений k_n пояснен в подпараграфах 4-3-3 и 4-3-4. Таблица 5 содержит значения нормальной химической эксергии однородных веществ, рассчитанные по формуле (4-27).

По формуле (4-27) находят величину

$$R_u \left(\sum_j n_j \ln k_{nj} - \sum_k n_k \ln k_{nk} \right) =$$

и подставляют её в формулу (4-26), в результате чего получается уравнение термической эксергии веществ, участвующих в химическом процессе:

$$e_t = \Delta_0 e + e_n + \frac{T_n - T_0}{T_n} (d_n - e_n) + + R_u T_0 \left(\sum_j n_j \ln \frac{k_j}{k_{nj}} - \sum_k n_k \ln \frac{k_k}{k_{nk}} \right). \quad (4-28)$$

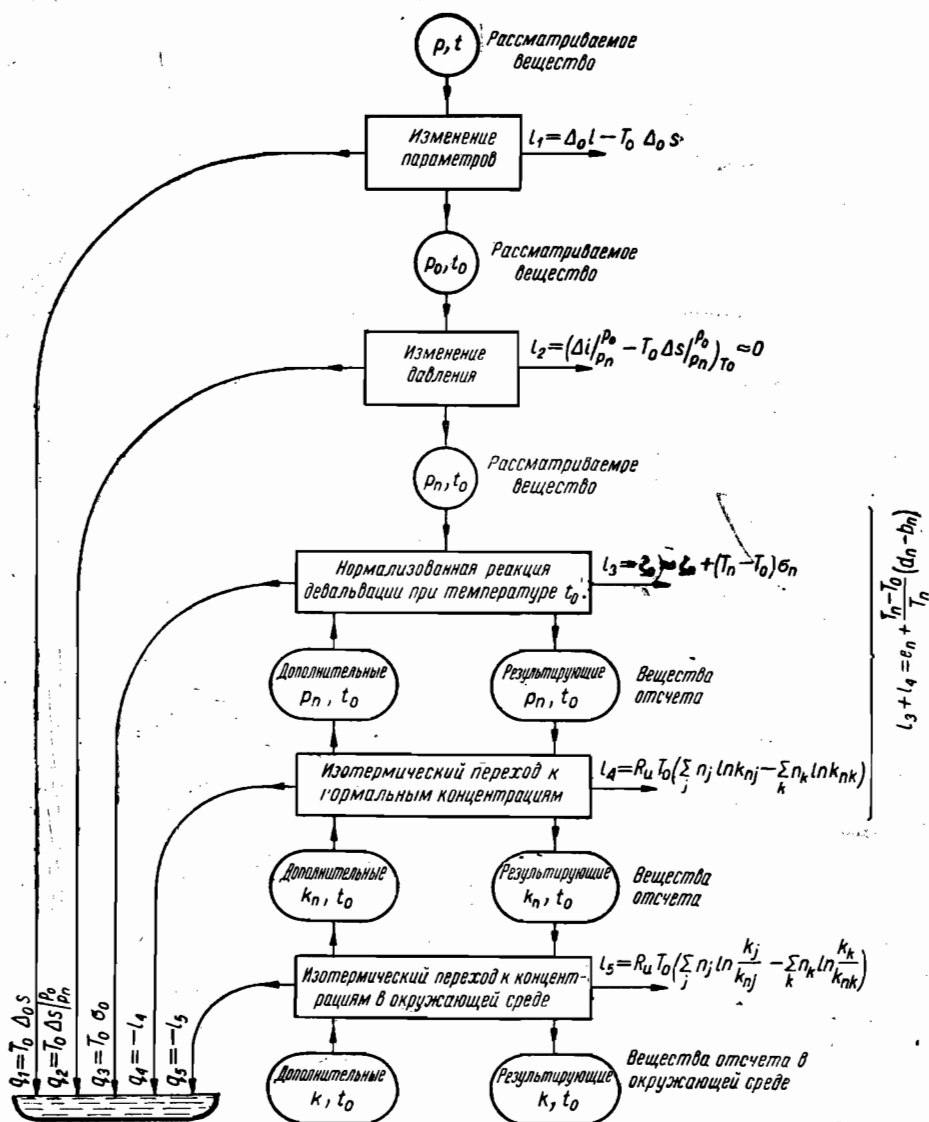


Рис. 30. Расчет термической эксергии химического соединения при помощи нормальной химической эксергии.

В табл. 6 приведены значения вспомогательной величины $\frac{T_n - T_0}{T_n}$, входящей в формулу (4-29). Если учесть числовые значения по табл. 5 и 6, то получится, что значение выражения $\frac{T_n - T_0}{T_n} (d_n - e_n)$ может достигать до 12 000 кдж/кмоль и даже больше. Это значение уже соизмеримо с величиной e_n и поэтому при расчетах им нельзя пренебрегать.

Вместе с тем можно не учитывать большинство выражений последнего члена уравнения (4-28), поскольку или невозможно точно определить значения k в окружающей среде, или же разность между k и k_n слишком мала, чтобы оказывать заметное влияние на величину эксергии. Легче всего определить значение k для газообразных веществ отсчета, из которых только водяной пар обладает резко изменяющейся концентрацией в окружающей среде. В последнем члене формулы (4-28) достаточно учесть только водяной пар, участвующий в реакции девальвации как вещество отсчета:

$$e_i = \Delta_0 e + e_n + \frac{T_n - T_0}{T_n} (d_n - e_n) + \\ + n_{\text{H}_2\text{O}} R_u T_0 \ln \frac{p_0 \text{H}_2\text{O}_n}{p_0 \text{H}_2\text{O}}, \quad (4-29)$$

где $n_{\text{H}_2\text{O}}$ — число киломолей водяного пара, участвующих в реакции девальвации в качестве вещества отсчета (если H_2O является результирующим веществом отсчета, то знак последнего члена положителен; если же H_2O — дополнительное вещество отсчета, то последний член уравнения имеет отрицательный знак).

Формулой (4-29) можно пользоваться, если известна нормальная химическая эксергия рассматриваемого вещества.

4-3-3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВНЫХ НОРМАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ДЛЯ ГАЗООБРАЗНЫХ ВЕЩЕСТВ ОТСЧЕТА

Газообразные вещества отсчета являются компонентами атмосферного воздуха.

Следовательно, величину k_n для газообразных веществ отсчета следует определять по среднему составу и давлению атмосферного воздуха. Состав сухого атмосферного воздуха можно считать постоянным. Содержание в мольных долях компонентов воздуха, принятых за вещества отсчета, приведено в табл. 3.

Для того чтобы определить средний состав влажного атмосферного воздуха и его среднее давление, были учтены метеорологические данные по Силезскому промышленному району. По этим данным можно принять 0,0088 бар за нормальное парциальное давление водяного пара в воздухе. Учитывая среднее атмосферное давление (735 торр), принятое нормальное парциальное давление водяного пара в воздухе и состав сухого воздуха, были определены нормальные парциальные давления p_{0n} и для остальных компонентов атмосферного воздуха. Эти значения приведены в табл. 3. Там приведены также значения выражения — $R_u T_n \ln k_n$.

4-3-4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВНЫХ НОРМАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ $k_n = z_{0n}$ ДЛЯ ТВЕРДЫХ ВЕЩЕСТВ ОТСЧЕТА

Нормальное мольное содержание z_{0n} твердого вещества отсчета должно быть выбрано так, чтобы оно как можно меньше отличалось от действительного мольного содержания в окружающей данную промышленную установку среде. Только в этом случае можно пользоваться упрощенной формулой (4-29).

Твердые вещества отсчета являются компонентами литосферы. Следовательно, мольное содержание z_{0n} приходится определять на основе геохимических данных, относящихся ко внешней оболочке литосферы (так называемой зоне выветривания), учитывая при этом локальные условия, существующие в данном промышленном районе.

Если учитывать локальные отклонения от среднего состава, то потребуются составлять отдельно для каждого промышленного района таблицы нормальной эксергии, основанные на изученности локаль-

ного состава внешней оболочки литосферы. Но из-за отсутствия соответствующих данных и приближенного характера описываемого метода расчет основан на среднем составе литосферы, предложенном Кларком [Л. 96]. Данные Кларка довольно удобны, так как они описывают содержание не отдельных элементов, а химических групп. Однако эти данные непосредственно не годятся для расчета, так как они относятся ко всей литосфере, а не к ее внешним пластам. В связи с этим следует предположить, что, например, мольное содержание карбонатов, рассчитанное по Кларку, меньше, чем действительное, существующее в зоне выветривания.

Литосфера является чрезвычайно сложным образованием. Таким образом, определение мольного содержания z_{0n} должно быть условным. При определении величины z_{0n} принята следующая последовательность. Для гипотетической пробы, дающей средний состав литосферы, рассчитано количество киломолей отдельных химических групп, рассмотренных Кларком (при этом следует иметь в виду, что сумма содержания их, выраженная Кларком, составляет 99,9%). Для элементов, отсутствующих у Кларка, следует основываться на данных Гольдшмидта [Л. 96]. Далее приступим к расчету соединений.

Вначале рассмотрим группу CO_2 , существующую в литосфере главным образом в виде карбонатов, которые по распространенности можно расположить следующим образом: CaCO_3 , MgCO_3 , FeCO_3 . На 1 кмоль $(\text{CaO} + \text{MgO})$ приходится 0,045 кмоль CO_2 . Принято, что 1% группы FeO образует в литосфере карбонат FeCO_3 . Остальная часть группы CO_2 разделена в молевом отношении 2:1 между CaCO_3 и MgCO_3 . Другие элементы, входящие в виде карбонатов в литосферу, распространены очень редко и связывают исчезающе малое количество CO_2 . При рассмотрении элементов Cu , Pb , Sn и Zn , веществами отсчета которых являются карбонаты, принято, что 3,5% атомов элемента существует в виде карбонатов.

При определении количества вещества отсчета фосфора принято (по Смуликовскому [Л. 96]), что 15% группы P_2O_5 связано с группой CaO .

Главным компонентом минералов натрия в литосфере является альбит $\text{NaAlSi}_3\text{O}_8$. На это соединение приходится около 90% натрия в литосфере, но определить термохимические показатели альбита не удалось. Продукт выветривания соединений натрия—сульфат Na_2SO_4 —хорошо растворим в воде и в основном мигрировал в море. Поэтому принято, что только 1% группы SO_3 существует в виде Na_2SO_4 . Остальная часть группы Na_2O связана в альбите и других алюмосиликатах.

Группа SO_3 в литосфере связана главным образом с группами CaO , MgO , Na_2O и K_2O . В связи с этим группу SO_3 равномерно разделили между соединениями CaSO_4 , MgSO_4 , $\text{Na}_2\text{Mg}(\text{SO}_4)_2$ и $\text{K}_2\text{Ca}(\text{SO}_4)_2$. Далее принято, что половина соединения CaSO_4 существует в виде гипса, который является веществом отсчета для серы.

Для элемента бария также в качестве вещества отсчета принят сульфат. Но в литосфере барий проявляется в основном в виде примеси в полевых шпатах. Поэтому принято, что только 0,1% атомов Ba существует в виде сульфата.

Веществом отсчета хлора является NaCl . Принято что 30% хлора в литосфере представлено этим распространенным соединением.

Далее рассмотрены вещества отсчета, являющиеся окислами. Принято, что 1% атомов висмута встречается в виде Bi_2O_3 . Это же соотношение принято для веществ отсчета кобальта Co_3O_4 , никеля NiO , ванадия V_2O_5 и урана UO_3 . Во всех перечисленных случаях элемент проявляется в виде окисла, принятого за вещество отсчета, не слишком часто, но и не исключительно редко. В качестве вещества отсчета хрома принят Cr_2O_3 . В природе из-за большой стойкости к выветриванию первичных магматических минералов хрома этот окисел встречается довольно редко. Поэтому считается,

что только 0,1% атомов Cr существует в виде Cr. Эта же пропорция принята для молибдена, вольфрама и сурьмы. Элементы Mo и W окисляются с трудом и в зоне выветривания встречаются не в виде окислов, а в виде молибдатов и вольфраматов, термохимические данные которых не установлены. Окисел Sb_2O_5 растворим и не слишком часто встречается в литосфере. Довольно распространенным в литосфере элементом является титан, который в первичных минералах встречается главным образом в виде $FeTiO_3$. Окисел TiO_2 , являющийся продуктом выветривания первичных минералов, встречается гораздо реже, поэтому принято, что только 0,5% атомов этого элемента существует в виде двуокиси.

Большое содержание свободного кислорода принято для соединений марганца (10%) и олова (50%). MnO_2 является довольно распространенным конечным продуктом выветривания минералов марганца. Наконец, SnO_2 является главным соединением, в котором сконцентрировано олово в земной коре.

Элемент Fe находится в земной коре в виде очень разнородных соединений (например, Fe_3O_4 , $FeTiO_3$, $FeCr_2O_4$, Fe_2O_3 , железистые силикаты и др.). Считают, что 1% группы Fe_2O_3 встречается в свободном виде. Значительная часть группы Fe_2O_3 связана с FeO в виде Fe_3O_4 . Принято, что остальная часть группы FeO образует магнезиально-железистые силикаты.

Соединения алюминия в литосфере также очень разнообразны. Чаще всего это алюмосиликаты или продукты их гидролиза — гидроалюмосиликаты. Принято, что 1% алюминия встречается в виде силиманита Al_2SiO_5 . Кроме того, считается, что остальная часть окисла Al_2O_3 образует алюмосиликаты натрия, калия и кальция.

Вещество отсчета калия KCl распространено так же, как и NaCl. Поэтому принято, что 20% хлора существует в литосфере в виде KCl. Остальная часть калия находится в других алюмосиликатах.

После приведенных выше химических соединений остается еще некоторое количество свободных групп CaO и MgO и много кремнезема. Остатки групп CaO и MgO соединяются с кремнеземом, образуя силикаты. Из-за избыточного количества кремнезема большая часть его остается в свободном состоянии, что, кстати, согласуется с данными геохимии.

После установления состава описанной пробы литосферы рассчитано содержание в молях веществ отсчета в этой пробе. Результаты этого расчета приведены в табл. 4. В таблице приведены также значения $R_u T_n \ln z_{0n}$.

Следует обратить внимание на то, что на последнюю величину большое влияние оказывает порядок значения z_{0n} . Проведенные в связи с этим проверочные расчеты показали, что изменение условий, принятых при определении z_{0n} , не оказывает решающего влияния на величину $-R_u T_n \ln z_{0n}$. Если же для какого-нибудь промышленного района известно локальное содержание веществ отсчета во внешнем слое литосферы, то отклонения от принятых нормальных значений можно учесть, воспользовавшись формулой (4-28).

4-3-5. РАСЧЕТ ТАБЛИЦ НОРМАЛЬНОЙ ЭКСЕРГИИ

Прежде чем приступить к расчету нормальной эксергии, следует определить значения энтальпии девальвации d_n и энтропии девальвации σ_n , причем обе величины должны относиться к нормальным условиям. Расчеты основаны главным образом на данных, полученных из [Л. 90].

Часть отсутствующих данных почерпнута из [Л. 13, 56]. Во всех этих источниках приняты нормальные параметры — температура $25^\circ C$ и давление 1 физическая атмосфера (1,01325 бар). В основной из использованных работ [Л. 90] в качестве единицы энергии принята термохимическая калория, которой в системе СИ соответствует эквивалент 4,1840 дж/кал. Однако в колон-

ках 7 и 9 табл. 5 приведены значения, выраженные в международных килокалориях (1 kcal_{IT}).

После определения значений d_n и σ_n рассчитаны значения ξ_n при помощи формулы (4-4), а потом и нормальная химическая эксергия e_n на основе нормальных значений k_n , принятых в табл. 3 и 4. Следует обратить внимание на то, что величины d_n , σ_n и ξ_n в отличие от e_n основаны исключительно на термохимических данных и, следовательно, не сопровождаются ошибками, возникающими в результате принятых упрощений.

В термохимических таблицах [Л. 90], из которых взято большинство данных, многие расчеты произведены с точностью, большей, чем следовало бы, исходя из результатов измерений, использованных для этих расчетов. Поэтому число знаков после запятой в значениях d_n , σ_n и ξ_n в табл. 5 не может являться основанием для оценки точности этих данных.

Пример 4-4. Расчет нормальной химической эксергии

В примере 4-3 рассчитана свободная энтальпия деальвации соединения FeS₂. При расчете остаточной нормальной химической эксергии следует использовать уравнение реакции деальвации, приведенное в примере 4-3, и значения $R_u T_n \ln k_n$, взятые из табл. 3 и 4:

$$e_{nr} = -2 \cdot 12\,406 - \frac{15}{4} \cdot 3\,975 - \\ - 4 \cdot 11\,765 + \frac{1}{2} \cdot 20\,368 + \\ + 2 \cdot 25\,816 + 2 \cdot 20\,171 = \\ = 33\,900 \text{ кдж/кмоль.}$$

Нормальная химическая эксергия равна:
 $e_n = \xi_n + e_{nr} = 1\,412\,170 + 33\,900 = \\ = 1\,446\,160 \text{ кдж/кмоль.}$

4-3-6. ТЕРМИЧЕСКАЯ ЭКСЕРГИЯ РАСТВОРА

В табл. 5 приведены значения нормальной химической эксергии однородных веществ. Встречаемые на практике материалы, как правило, являются растворами (иногда даже многофазовыми смесями растворов). Эксергия раствора меньше суммы эксергий его компонентов.

Для расчета снижения эксергии в процессе образования раствора

следует для этого процесса составить эксергетический баланс, причем удобнее всего принять, что в изобарно-изотермическом процессе образования раствора не происходит необратимого теплообмена между рассматриваемыми веществами и внешним источником тепла.

В эксергетическом балансе следует также учесть изменение эксергии источника тепла, участвующего в процессе образования раствора. При помощи этого баланса получим следующую формулу снижения эксергии в процессе образования раствора:

$$-\Delta E_m = -\Delta I_m + \Delta S_m T_0, \quad (4-30)$$

где ΔI_m — приращение энтальпии в процессе образования раствора (разность между энтальпией раствора и суммой энтальпий его компонентов);

ΔS_m — приращение энтропии в процессе образования раствора.

Формула (4-30) справедлива как для обратимого, так и для необратимого процессов образования раствора. Ее можно использовать двояко.

а) Можно рассчитать эксергию отдельных компонентов раствора для технических параметров, которые рассматриваемый раствор имеет в исследуемой установке. Тогда для однородных компонентов определяются приращения энтальпии и энтропии и принимается, что изобарно-изотермическое образование раствора протекает при параметрах, которые имеют место в исследуемой установке.

б) Можно принять, что изобарно-изотермическое образование раствора происходит при параметрах p_0 , T_0 . Тогда приращения энтальпии и энтропии следует определять для раствора, рассматриваемого как единое целое.

Расчет снижения эксергии в процессе образования раствора значительно упрощается, если рассматриваемый материал можно считать идеальным раствором. Тогда приращение энтальпии в процессе обра-

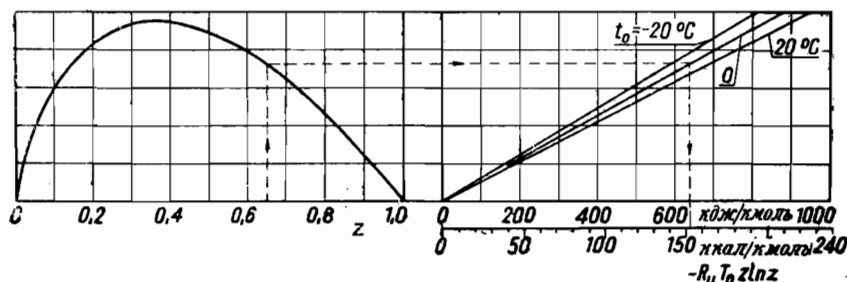


Рис. 31. Падение эксергии компонента при образовании идеального раствора.

зования раствора равно нулю, а приращение энтропии определяется при помощи мольного содержания z_i компонентов раствора, после чего получается формула

$$-\Delta E_m = -R_u T_0 \sum_i n_i \ln z_i, \quad (4-31)$$

где n_i — количество компонента в растворе, кмоль.

Величина выражения, определяемого формулой (4-31), не зависит от температуры, при которой образуется раствор. В случае идеальных растворов, естественно, не существует различия между описанными выше методами «а» и «б» расчета эксергии раствора.

Снижение эксергии при изобарно-изотермическом образовании 1 кмоль идеального раствора, приходящееся на один компонент раствора, можно определить по представленной на рис. 31 номограмме. Ординаты кривой в левой половине номограммы пропорциональны приращению парциальной энтальпии $-R_u z_i \ln z_i$, приходящемуся на z_i кмоль компонента. В правой части номограммы можно получить множитель этой величины по температуре окружающей среды. Величины, взятые по рис. 31 для отдельных компонентов раствора, следует сложить, чтобы получить снижение эксергии $-\Delta E_m$, приходящееся на 1 кмоль раствора.

На рис. 32 представлена номограмма, позволяющая непосредственно получать значения $-\Delta E_m$ для двух- и трехкомпонентных идеальных растворов. Содержание третьего компонента раствора на этом графике не отражено, поскольку значение его однозначно определя-

ется содержанием остальных компонентов:

$$z_3 = 1 - (z_1 + z_2). \quad (4-32)$$

Линия $z_2 = 0$ на рис. 32 относится к двухкомпонентным растворам.

Формулу (4-31) можно использовать прежде всего для газообразных веществ, которые при нормальных давлениях и температуре ведут себя, как идеальные газы. Тогда на основе уравнения (4-29) получается следующая приближенная формула для определения термической эксергии:

$$\begin{aligned} E_t = & \sum_i G_i \Delta i_i \Big|_{T_0}^T - T_0 \sum_i G_i \Delta s_{pi} \Big|_{T_0}^T + \\ & + n R_u T_0 \ln \frac{p}{p_0} + \sum_i G_i e_{ni} + \\ & + \frac{T_n - T_0}{T_n} \sum_i G_i (d_{ni} - e_{ni}) + \\ & + R_u T_0 \sum_i n_i \ln z_i + \\ & + n_{H_2O} R_u T_0 \ln \frac{p_{H_2O} n}{p_{H_2O}}, \quad (4-33) \end{aligned}$$

где $\Delta i_i \Big|_{T_0}^T$, $\Delta s_{pi} \Big|_{T_0}^T$ — приращение энтальпии и изобарное приращение энтропии компонента в интервале от температуры окружающей среды до действительной температуры;

G_i — количество вещества компонента раствора (в произвольных единицах, приведенных в согласии с удельными);

n_i — количество вещества компонента раствора, кмоль;

z_i — мольное содержание компонента раствора;

e_{ni} , d_{ni} — нормальная химическая эксергия и энтальпия деальвации чистого компонента раствора.

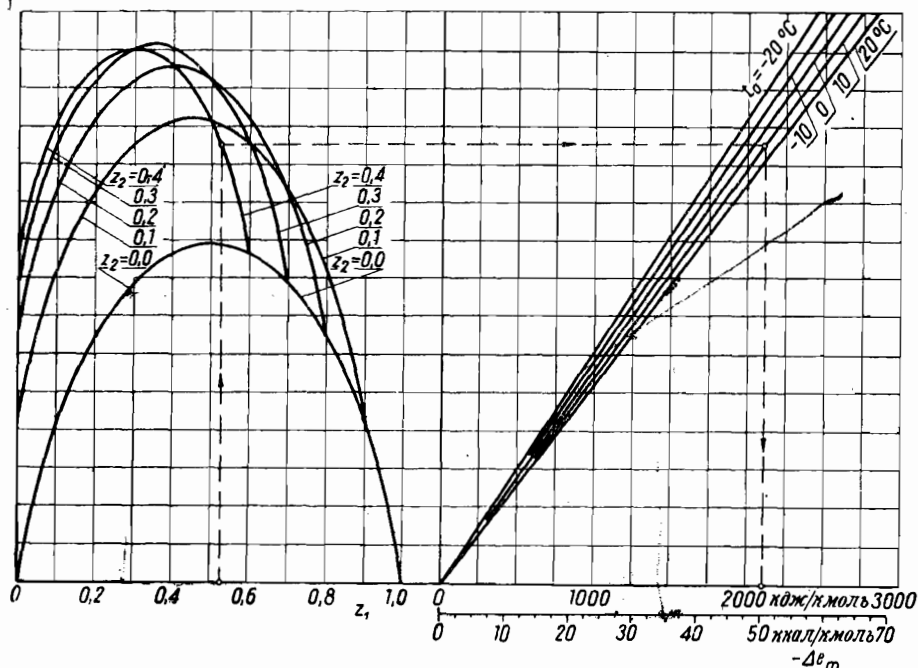


Рис. 32. Снижение эксергии при образовании двух- и трехкомпонентных растворов.

Три первых члена формулы (4-33) определяют физическую эксергию.

Формула (4-33) очень удобна для расчета таблиц. Эту формулу можно также применять при расчете эксергии твердого или жидкого вещества, если оно может рассматриваться как идеальный раствор. В этом случае, однако, следует исключить из формулы выражение

$$R_u T_0 n \ln \frac{p}{p_0},$$

поскольку оно отражает влияние давления на энтропию газа и теряет смысл для твердых и жидких тел.

Пример 4-5. Расчет термической эксергии химического вещества

В табл. 9 приведен пример расчета термической эксергии коксового газа при параметрах $p=0,98$ бар; $t=300^\circ\text{C}$. Принято, что воздух в окружающей среде находится при параметрах $p_0=0,98$ бар; $t_0=15^\circ\text{C}$; $\phi_0=80\%$.

Таблица 9

Пример расчета термической эксергии газообразного топлива

Вещество	Количество вещества n , кмоль	Приращение энтальпии		Изобарное приращение энтропии		Нормальная химическая эксергия		Разность		Логарифм мольного содержания	
		Δh , $\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$	$\frac{T}{T_0}$, $\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$	Δs , $\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$	$\frac{T}{T_0}$, $\frac{\text{кДж}}{\text{град}}$	$e_{\text{нх}}$, $\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$	$n_i e_{\text{нх}}$, $\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$	$d_{\text{нх}} - e_{\text{нх}}$, $\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$	$n_i (d_{\text{нх}} - e_{\text{нх}})$, $\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$	$\ln z_i$	$n_i \ln z_i$
CO ₂	0,050	11 957	598	26,68	1,43	20 171	1 009	-20 171	-1 009	-3,018	-0,151
CO	0,120	8 418	1 010	20,46	2,46	274 170	32 900	+8 828	+1 059	-2,143	-0,257
CH ₄	0,220	12 130	2 669	28,78	6,33	837 110	184 164	-34 250	-7 535	-1,537	-0,338
C ₂ H ₆	0,024	19 631	471	46,35	1,11	1 504 306	36 105	-75 580	-1 814	-3,752	-0,090
H ₂	0,506	8 304	4 202	20,08	8,15	250 910	126 960	-9 083	-4 595	-0,704	-0,355
N ₂	0,072	8 352	601	20,31	1,46	694	50	-694	-50	-2,654	-0,191
O ₂	0,008	8 676	69	20,91	0,17	3 975	32	-3 975	-32	-4,851	-0,039
H ₂ O	0,023	9 855	227	23,84	0,53	11 765	271	-11 765	-271	-3,795	-0,087
Сумма	1,02		9 847		21,66		381 491		-14 248		-1,509

Формулы для расчета термической эксергии

Вид агента	Расчетная формула	Обозначения
Циркулирующий агент постоянного состава	$\Delta e_t = i - i_b - T_0(s - s_b) = i - T_0s + d$	Δe_t — превышение термической эксергии, отсчитываемое от условного состояния отсчета
Циркулирующий агент переменного состава (цикл состоит из физических изменений)	$\Delta e_t = i - T_0s - \sum_i g_{ik} (i_{ik} - T_0s_{ik}) = i - T_0s - \sum_i g_{ik} d_{ik}$	i_b, s_b — условные значения удельных энтальпии и энтропии в состоянии отсчета; g_{ik} — весовое содержание компонента агента; d, d_{ik} — условные постоянные
Двухкомпонентный циркулирующий агент переменного состава (цикл состоит из физических изменений)	$\Delta e_t = i - T_0s + (c + g_1d)$	c, d — условные постоянные; g_1 — весовое содержание одного из компонентов агента
Агент, содержащий только основные компоненты атмосферного воздуха: $O_2, N_2, CO_2, H_2O,$ Ar, He, Ne, Kr, Xe	$e_t = i - T_0s - \sum_i g_{ik} (i_{0ik} - T_0s_{0ik})$	e_t — удельная термическая эксергия; i_{0ik}, s_{0ik} — удельные энтальпия и энтропия компонента агента при температуре и парциальном давлении окружающей среды, p_{0ik}
Идеальный газ, содержащий только $O_2, N_2, CO_2, H_2O,$ Ar, He, Ne, Kr, Xe	$e_t = \Delta_0 i - T_0 \Delta_0 s + R_u T_0 \sum_i n_{ik} \ln \frac{z_{ik}}{z_{0ik}} = \Delta i \left \frac{T}{T_0} - T_0 \Delta s_p \right \frac{T}{T_0} + R_u T_0 \sum_i n_{ik} \ln \frac{z_{ik} p}{p_{0ik}}$ $E_t = \sum_i G_{ik} \left(\Delta i_{ik} \left \frac{T}{T_0} - T_0 \Delta s_{p_{ik}} \right \frac{T}{T_0} - R_u T_0 \ln \frac{z_{ik} p}{p_{0ik}} \right)$	B_t — термическая эксергия всего количества вещества; $\Delta_0 i, \Delta_0 s$ — удельные превышения энтальпии и энтропии от состояния, определяемого параметрами p_0, t_0 , до действительного состояния $\Delta i \left \frac{T}{T_0} - T_0 \Delta s_p \right \frac{T}{T_0}$ — удельное приращение энтальпии и изобарное приращение энтропии от температуры окружающей среды до действительной; G_{ik} — количество вещества (общий символ, не зависит от применяемых единиц); n_{ik}, z_{ik} — количество молей и молярное содержание компонента в агенте;

Вид агента	Расчетная формула	Обозначения
		z_{oi} , p_{oi} — мольное содержание и парциальное давление в окружающей среде; R_u , R_u — газовые постоянные: индивидуальная и универсальная
Химическое вещество с известной нормальной химической эксергией ¹	$e_t = \Delta_{oit} - T_0 \Delta_{os} + e_n +$ $+ \frac{T_n - T_0}{T_n} (d_n - e_n) +$ $+ n_{H_2O} R_u T_0 e_n \frac{p_{0H_2O} n}{p_{0H_2O}}$	e_n , d_n — нормальные химическая эксергия и энтальпия девальвации; n_{H_2O} — количество киломолей водяного пара, участвующего в реакции девальвации в качестве результирующего вещества отсчета; $\left. \begin{matrix} p_{0H_2O} n \\ p_{0H_2O} \end{matrix} \right\}$ — нормальное и действительное парциальные давления водяного пара в окружающей среде
Газообразное вещество, рассматриваемое как идеальный раствор	$E_t = \sum_i G_{it} \Delta i_{it} \left \frac{T}{T_0} - \right.$ $- T_0 \sum_i G_{it} \Delta s_{pit} \left \frac{T}{T_0} + \right.$ $+ n R_u T_0 \ln \frac{p}{p_0} + \sum G_{it} e_{nit} +$ $+ \frac{T_n - T_0}{T_n} \sum_i G_{it} (d_{nit} - e_{nit}) +$ $+ R_u T_0 \sum_i n_{it} \ln z_i +$ $+ n_{H_2O} R_u T_0 \ln \frac{p_{0H_2O} n}{p_{0H_2O}}$	G_{it} — количество вещества компонента раствора; n_{it} , n — количество киломолей компонента и общее количество киломолей вещества раствора; p — давление рассматриваемого вещества
Твердое или жидкое вещество, рассматриваемое как идеальный раствор	$E_t = \sum_i G_{it} \Delta i_{it} \left \frac{T}{T_0} - \right.$ $- T_0 \sum_i G_{it} \Delta s_{pit} \left \frac{T}{T_0} + \right.$ $+ \sum_i G_{it} e_{nit} + \frac{T_n - T_0}{T_n} \times$	

Вид агента	Расчетная формула	Обозначения
Твердое или жидкое вещество, рассматриваемое как идеальный раствор	$\times \sum_i G_i (d_{ni} - e_{ni}) +$ $+ R_u T_0 \sum_i n_i \ln z_i +$ $+ n_{H_2O} R_u T_0 \ln \frac{p_{0H_2O} n}{p_{0H_2O}}$	
Продукты сгорания, содержащие один горючий компонент (например, CO)	$e_i = \Delta i \left \frac{T}{T_0} - T_0 \Delta s_p \right \frac{T}{T_0} +$ $+ R_u T_0 \sum_i n_i \ln \frac{z_i p}{p_{0i}} +$ $+ n_{CO} \left[e_{nCO} + \frac{T_n - T_0}{T_n} \times \right.$ $\times (d_{nCO} - e_{nCO}) +$ $\left. + R_u T_0 \ln \frac{z_{CO} p}{p_n} \right]$	z_i, n_i, p_{0i} — величины, относящиеся ко всем компонентам продуктов сгорания, за исключением горючего компонента

¹ Эту формулу можно применять к однородным веществам, а также ко всем веществам, для которых приведены формулы или графики для определения нормальной химической эксергии (топливо, металлургическое сырье и продукты, технические газы, продукты сгорания).

Парциальное давление водяного пара в окружающей среде имеет, таким образом, значение $p_{0H_2O} = 0,0136$ бар.

После подстановки значений из табл. 9 в уравнение (4-33) получим:

$$\begin{aligned}
 E_i &= 9847 - 288,15 \cdot 21,66 + \\
 &+ 381491 - \frac{10}{298,15} \cdot 14248 - \\
 &- 8,3144 \cdot 288,15 \cdot 1,509 + \\
 &+ n_{H_2O} \cdot 9,3144 \cdot 288,15 \times \\
 &\times \ln \frac{0,0088}{0,0136} = 381004 - \\
 &- n_{H_2O} \cdot 1043 \text{ кдж.}
 \end{aligned}$$

Количество водяного пара, участвующее в реакции девальвации в качестве результирующего вещества отсчета, равно $n_{H_2O} = 1,041$ кмоль. Поправка, возникающая из-за необычной концентрации водяного пара в окружающей среде, равна, таким образом, -1086 кдж. При использовании не коксового газа, а иного газообразного топлива водяного пара образуется меньше.

Термическая эксергия рассматриваемого газа составляет 379 920 кдж на 1 кмоль сухого газа.

4-3-7. КОМБИНИРОВАННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ХИМИЧЕСКОЙ ЭКСЕРГИИ

Для газообразных веществ, состоящих почти полностью из веществ отсчета, расчет эксергии можно упростить, комбинируя метод, применяемый к физическим процессам, с методом расчета химической эксергии. Применение такого комбинированного метода целесообразно, например, при исследовании продуктов сгорания, содержащих только один горючий компонент (например, CO).

Комбинированный метод приводит к следующей формуле для определения удельной термической эксергии:

$$\begin{aligned}
 e_i &= \Delta i \left| \frac{T}{T_0} - T_0 \Delta s_p \right| \frac{T}{T_0} + R_u T_0 \times \\
 &\times \sum_i n_i \ln \frac{z_i p}{p_{0i}} + n_{CO} \left[e_{nCO} + \right. \\
 &+ \frac{T_n - T_0}{T_n} (d_{nCO} - e_{nCO}) + \\
 &\left. + R_u T_0 \ln \frac{z_{CO} p}{p_n} \right], \quad (4-34)
 \end{aligned}$$

где n_i, z_i — количество киломолей и мольное содержание каждого компонента, кроме горючего;

p_{oi} — парциальное давление этих компонентов в окружающей среде;

z_{CO}, n_{CO} — концентрация в мольных долях и количество киломолей горючего компонента (CO).

В уравнении (4-34) учтено, что нормальная химическая эксергия соответствует веществу, находящемуся

при нормальном давлении. Поэтому в формулу включен член $R_u T_o \ln \frac{z_{CO} p}{p_n}$, учитывающий переход горючего компонента от парциального давления в рассматриваемом газе до нормального давления.

В табл. 10 приведены формулы для расчета термической эксергии. Формулы, относящиеся к химическим процессам, упрощены в соответствии с условиями, поясненными при рассмотрении уравнения (4-26).

ТЕРМИЧЕСКАЯ ЭКСЕРГИЯ НАИБОЛЕЕ РАСПРОСТРАНЕННЫХ РАБОЧИХ ТЕЛ

5-1. ТЕРМИЧЕСКАЯ ЭКСЕРГИЯ СУХОГО ВОЗДУХА

Термическую эксергию проще всего выразить, если не учитывать содержания в воздухе влаги. Такое допущение возможно, если в исследуемом процессе изменение эксергии из-за содержания в воздухе влаги существенно меньше, чем те, которые возникают в результате измерений давления или температуры. Влияния влажности на эксергию воздуха можно, таким образом, не учитывать при рассмотрении процессов, в которых участвует воздух, сжатый или подогреваемый до достаточно высокой температуры (например, при рассмотрении камер сгорания, питаемых подогретым воздухом). Но совершенно недопустимо не учитывать влияния влажности при исследовании, например, процессов кондиционирования воздуха.

На рис. 33 представлено (по Ранту [Л. 85]) изобарное приращение эксергии сухого воздуха, рассматриваемого как идеальный газ. Верхнее семейство кривых вместе с верхним масштабом температур и правым масштабом эксергии относится к воздуху при умеренной температуре. Нижнее семейство кривых с нижним масштабом температур и левым масштабом эксергии охватывает температуры до 1400°C . На графике учтены три значения температуры окружающей среды (0 , 15 и 30°C).

Рант трактует график, изображенный на рис. 33, как график термической эксергии воздуха при давлении

1 бар. В действительности значения, взятые по графику, выражают термическую эксергию сухого воздуха только тогда, когда давление этого воздуха равно парциальному давлению сухого воздуха в окружающей среде. Если это условие не выполняется, то следует ввести поправку по формуле

$$e_t = \Delta e_p + RT_0 \ln \frac{p}{p_{0su}}, \quad (5-1)$$

где Δe_p — изобарное приращение эксергии по графику;

p — абсолютное давление рассматриваемого сухого воздуха;

p_{0su} — парциальное давление сухого воздуха в окружающей среде.

Формула (5-1) может также служить для расчета термической эксергии сухого сжатого воздуха при условии, что параметры этого воздуха позволяют трактовать его как идеальный газ.

На рис. 34 изображена номограмма для определения изотермического приращения эксергии любого идеального газа в интервале давлений от давления отсчета p_0 до действительного p . Как уже было выяснено в гл. 3 [формула (3-40)], изотермическое приращение эксергии идеального газа зависит только от давления и температуры окружающей среды и не зависит от температуры, при которой происходит рассматриваемое термодинамическое изменение.

Номограмму на рис. 34 можно использовать и для определения

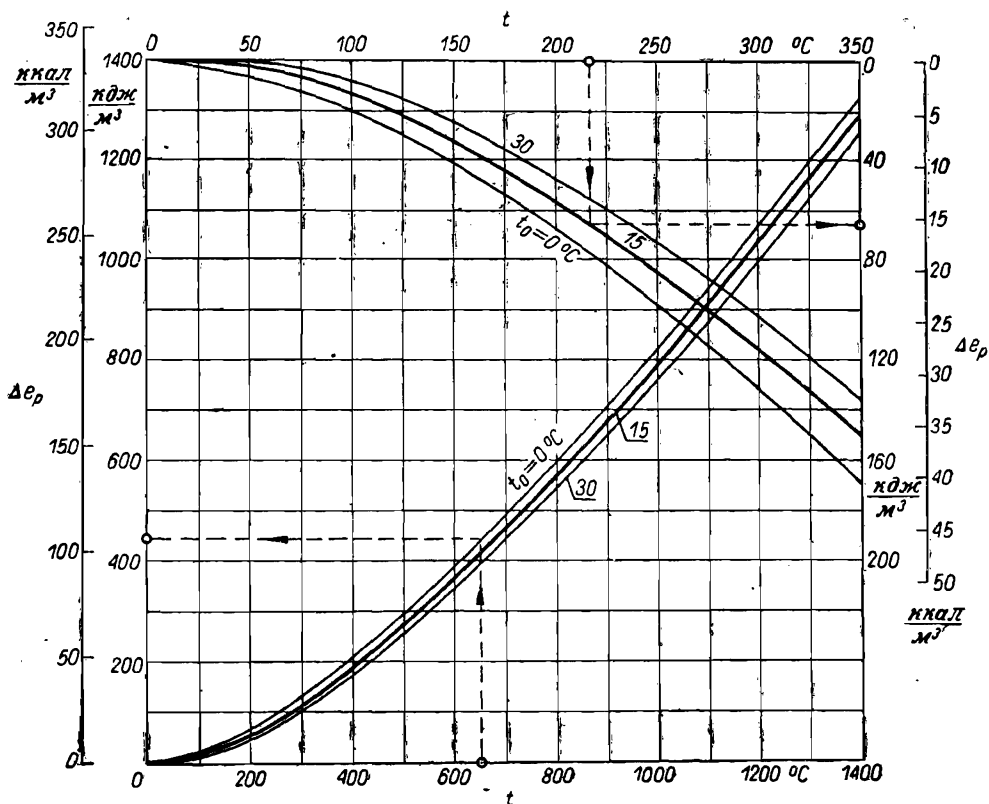


Рис. 33. Изобарное приращение эксергии сухого воздуха.

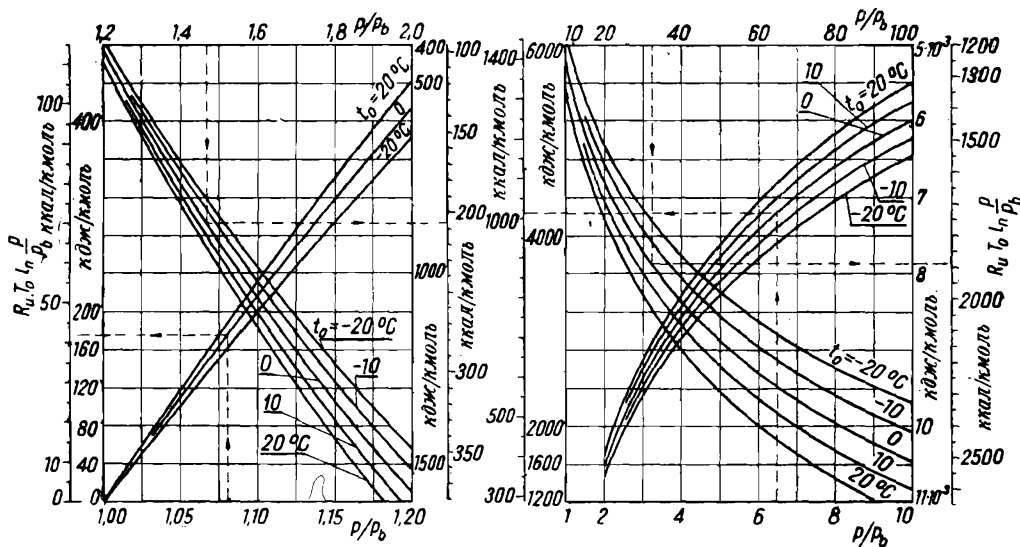


Рис. 34. Изотермическое приращение эксергии идеального газа.

второго члена уравнения (5-1).

Баер [Л. 4] опубликовал диаграмму эксергия — энтальпия для воздуха, охватывающую широкий диапазон давлений. В составленном Баером графике (рис. 35) влаж-

ность воздуха также не учитывается. При составлении этой диаграммы было принято, что температура окружающей среды равна 15°C, а давление отсчета для сухого воздуха $p_b = 1$ бар. Левая часть

диаграммы характеризует состояния, близкие к кривой насыщения $x=0$. В правой части графика даны состояния, близкие к $x=1$.

Если температура окружающей среды и парциальное давление сухого воздуха отличаются от принятых для диаграммы, то соответствующие поправки можно ввести по формуле, предложенной авторами:

$$e_t = e_w + (s - s_w + s_p)(T_w - T_0) + T_0 c_p \ln \frac{T_0}{T_w} + RT_0 \ln \frac{p_b}{p_{0su}}, \quad (5-2)$$

где e_w — величина, полученная из диаграммы;

p_b — давление отсчета, принятое для диаграммы;

s_w — энтропия воздуха в состоянии отсчета, принятом на диаграмме;

T_w — температура окружающей среды, принятая на диаграмме;

T_0 — действительная температура окружающей среды;

c_p — удельная теплоемкость воздуха в состоянии, близком к состоянию отсчета ($T = T_0$; $p = p_b$);

p_{0su} — парциальное давление сухого воздуха в окружающей среде.

Формула (5-2) выведена, исходя из предположения, что в области температур от T_w до T_0 теплоемкость c_p воздуха при давлении p_b имеет постоянное значение. Последний член в формуле (5-2) учитывает отличие парциального давления сухого воздуха в окружающей среде от принятой для графика величины p_b . Эту поправку можно также определить по номограмме, приведенной на рис. 34; обычно она невелика. Второй и третий члены формулы (5-2) учитывают отклонение температуры окружающей среды от принятого значения. Обозначив эту поправку через $\Delta e(T_0)$, формулу (5-2) можно записать короче:

$$e_t = e_w + \Delta e(T_0) + RT_0 \ln \frac{p_b}{p_{0su}}. \quad (5-2a)$$

Поправка $\Delta e(T_0)$ является линейной функцией энтальпии. Поэтому она выражена пучком прямых, нанесенных на рис. 35 под графиком. Каждая прямая характеризует определенную температуру окружающей среды. Поправка $\Delta e(T_0)$ на рис. 35 имеет в основном отрицательное значение. График поправок разделен на две части, чтобы охватить весь нужный диапазон значений энтропии. Метод пользования поправкой $\Delta e(T_0)$ показан на рис. 35 и разъяснен в примере (5-2).

Пример 5-1. Определение термической эксергии сухого воздуха по графикам на рис. 33 и 34

Рассматриваемый поток воздуха имеет параметры $t=80^\circ\text{C}$; $p=3,84$ бар, а параметры окружающей среды $t_0=0^\circ\text{C}$; $p_{0su}=0,96$ бар.

По графику Ранга (см. рис. 33) берем изобарное приращение эксергии $\Delta e_p = 18$ кДж/м³. На рис. 34 для отношения $p/p_{0su}=4$ находим изотермическое приращение эксергии:

$$R_u T_0 \ln \frac{p}{p_{0su}} = 3140 \text{ кДж/кмоль} = 140 \text{ кДж/м}^3.$$

Общая термическая эксергия равна 158 кДж/м³.

Пример 5-2. Определение термической эксергии сухого воздуха при помощи графика на рис. 35

Рассматриваемый поток воздуха имеет параметры $t=400^\circ\text{C}$; $p=200$ бар. Параметры окружающей среды: $t_0=0^\circ\text{C}$; $p_{0su}=0,96$ бар.

На графике определяется положение точки А, соответствующее параметрам рассматриваемого воздуха. Величина энтропии точки А переносится на график поправок, где получается отрезок $A'B'$ между осью абсцисс и прямой $t_0=0^\circ\text{C}$. Эту поправку переносят на график эксергии ($AB=A'B'$) и в полученной точке В отсчитывают:

$$e_w + \Delta e(T_0) = 436 \text{ кДж/кг.}$$

Поправку, получающуюся из последнего члена уравнения (5-2), отсчитываем на рис. 34:

$$R_u T_0 \ln \frac{p_b}{p_{0su}} = 92 \text{ кДж/кмоль} = 3 \text{ кДж/кг.}$$

Общая термическая эксергия равна 439 кДж/кг.

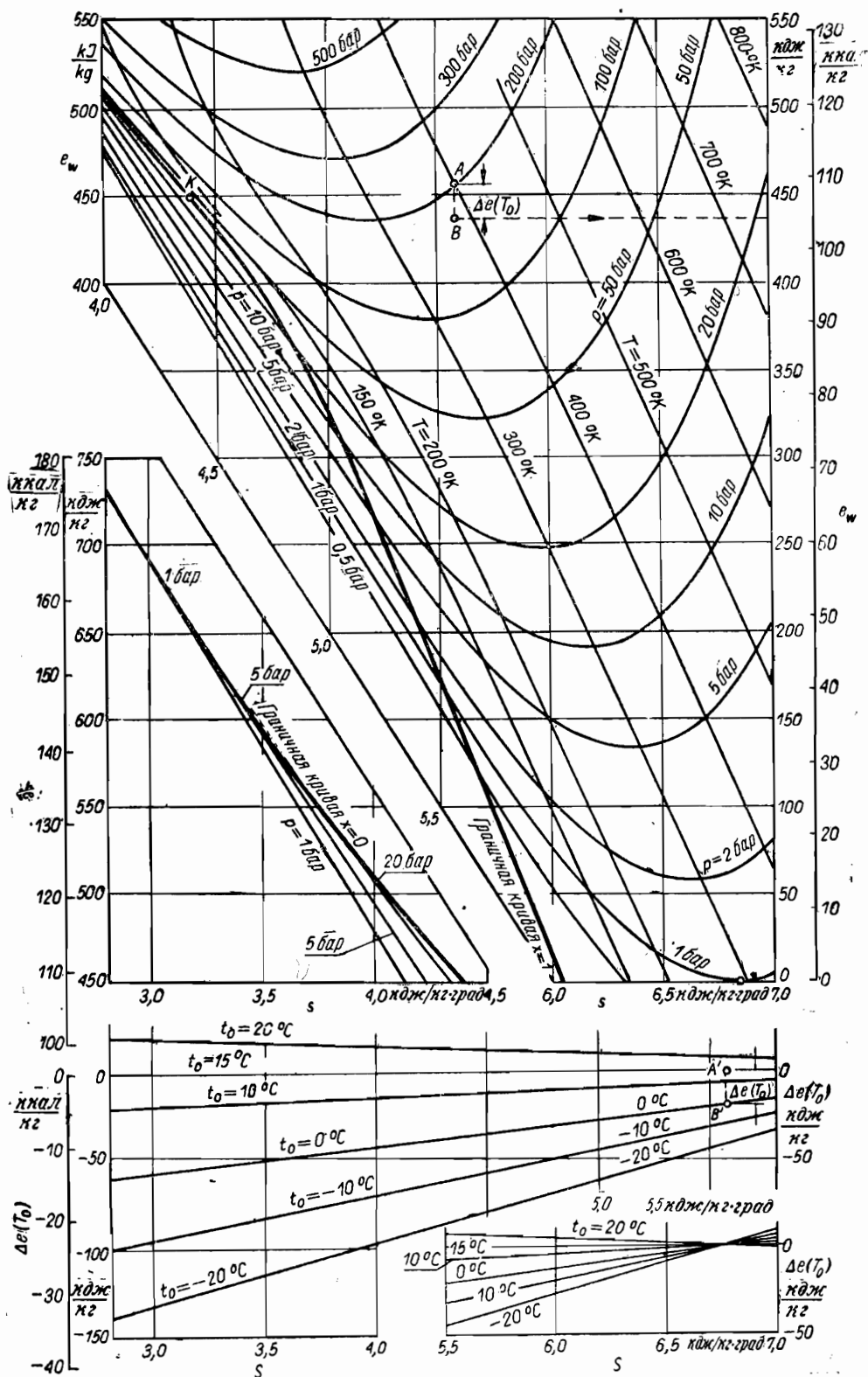


Рис. 35. График эксергия — энтальпия для сухого воздуха ($t_0 = 15^\circ\text{C}$; $p_b = 1$ бар).

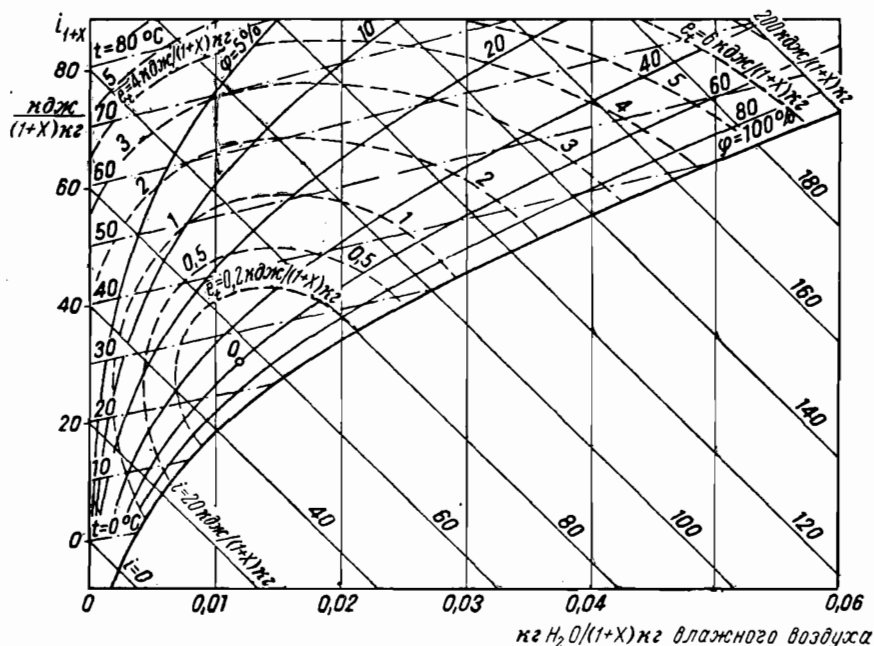


Рис. 36. График i, X влажного воздуха с линиями постоянной эксергии ($t_0 = 25^\circ \text{C}$; $\varphi_0 = 60\%$; $p_0 = 1 \text{ бар}$).

5-2. ТЕРМИЧЕСКАЯ ЭКСЕРГИЯ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

При рассмотрении изменений состояния воздуха, сопровождающихся изменениями влажности и протекающих при параметрах, близких к параметрам окружающей среды, недопустимо не учитывать влияние влажности на эксергию. Это относится, например, к процессам сушки, кондиционирования и т. п.

Расчет термической эксергии влажного воздуха затруднен тем, что величина этой функции зависит не только от влажности рассматриваемого воздуха, но и от влажности воздуха в окружающей среде. В связи с этим эксергия влажного воздуха является функцией шести независимых переменных: температуры, влажности и давления рассматриваемого воздуха, а также температуры, влажности и давления воздуха в окружающей среде. Давление воздуха в окружающей среде изменяется в относительно небольших пределах, а давление воздуха в кондиционерах и сушилках обычно близко к давлению окружающей среды. В связи с этим процессы кон-

диционирования, сушки и т. п. рассматривают обычно как изобарные при давлении, близком к среднему давлению окружающей среды. Этот метод можно также применять для определения эксергии влажного воздуха, но, несмотря на это упрощающее предположение, эксергия все же остается функцией четырех независимых переменных.

Для того чтобы изобразить эксергию влажного воздуха на графике, следовало бы принять параметры окружающей среды постоянными. Но такое допущение привело бы к слишком большим ошибкам при рассмотрении процессов кондиционирования и сушки. На рис. 36 представлена диаграмма i, X с линиями постоянной эксергии при определенных параметрах окружающей среды. Подобный же график опубликовал Бок [Л. 8].

Вопрос графического определения эксергии влажного воздуха был решен Бесом (Силезский политехнический институт), который составил номограмму, позволяющую учитывать изменения температуры и влажности воздуха в окружающей среде [Л. 7].

В соответствии с уравнением (3-4) термическую эксергию влажного воздуха можно выразить формулой

$$e_{i(1+x)} = i_g - i_{g0} - T_0(s_g - s_{g0}) + \\ + X[i_p - i_{p0} - T_0(s_p - s_{p0})], \quad (5-3)$$

где X — влажность воздуха (отношение количества вещества H_2O к количеству вещества сухого воздуха);

g, p — индексы, обозначающие соответственно сухой воздух и пар;

0 — индекс, обозначающий состояние термодинамического равновесия с атмосферным воздухом.

Формула (5-3) отнесена к такому количеству влажного воздуха, в котором содержится единица сухого воздуха.

Практически в большинстве случаев сухой воздух можно считать идеальным газом (т. е. принимать теплоемкость его постоянной). Тогда уравнение (5-3) примет вид:

$$e_{i(1+x)} = c_{pg}(t - t_0) - \\ - T_0 \left[c_{pg} \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{p - \varphi p_s(t)}{p_0 - \varphi_0 p_s(t_0)} \right] + \\ + X[i_p - i_{p0} - T_0(s_p - s_{p0})], \quad (5-4)$$

где c_{pg} — удельная теплоемкость сухого воздуха при постоянном давлении;

φ, φ_0 — влажность (относительная) воздуха и окружающей среды;

$p_s(t), p_s(t_0)$ — давление насыщенного водяного пара при температуре t воздуха и температуре t_0 окружающей среды;

p — давление воздуха.

Если, кроме того, предположить, что давление воздуха равно давлению окружающей среды, то получится уравнение

$$e_{i(1+x)p_0} = c_{pg}(t - t_0) - \\ - T_0 \left[c_{pg} \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{p_0 - \varphi p_s(t)}{p_0 - \varphi_0 p_s(t_0)} \right] + \\ + X[i_p - i_{p0} - T_0(s_p - s_{p0})]. \quad (5-5)$$

После*определения давления p_0 окружающей среды в уравнении (5-5) участвуют только четыре независимые переменные: T, T_0, φ и φ_0 .

Чтобы составить номограмму для отсчета величины, определяемой формулой (5-5) последнюю следует разложить на два выражения, каждое из которых является функцией только трех независимых переменных:

$$e_{i(1+x)p_0} = h + h_0, \quad (5-6)$$

где

$$h = i_{1+x} - T_0 s_{1+x} = c_{pg}t + X i_p - \\ - T_0 \{ c_{pg} \ln T - R \ln [p_0 - \varphi p_s(t)] + \\ + X s_p \}; \quad (5-7)$$

$$h_0 = - i_{(1+x)0} + T_0 s_{(1+x)0} = \\ = - (c_{pg}t_0 + X i_{p0}) + \\ + T_0 \{ c_{pg} \ln T_0 - R \ln [p_0 - \varphi p_s(t_0)] + \\ + X s_{p0} \}. \quad (5-8)$$

Величину h_0 можно выразить через энтальпии сухого воздуха и водяного пара:

$$h_0 = - i_{g0} - X f_{p0}, \quad (5-9)$$

где

$$i_{g0} = c_{pg}t_0 - T_0 \{ c_{pg} \ln T_0 - \\ - R \ln [p_0 - \varphi_0 p_s(t_0)] \}; \quad (5-10)$$

$$f_{p0} = i_{p0} - T_0 s_{p0}. \quad (5-11)$$

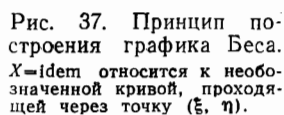
На рис. 37 показан принцип построения номограммы Беса. Верхняя часть номограммы служит для определения величины h . Эта часть включает кривые $i = idem$ и $X = idem$ (относящиеся к воздуху, не содержащему тумана), нанесенные в косоугольной системе координат ξ, η . Эти координаты определяются формулами:

$$\xi = \frac{a}{a + s_{1+x}}; \quad (5-12)$$

$$\eta = (i_{1+x} - d s_{1+x}) a, \quad (5-13)$$

где a, d — константы, определяющие форму номограммы (a имеет величину удельной энтальпии, а d — абсолютной температуры).

Учитывая то, что каждому значению ξ соответствует только одно значение s_{1+x} , ось ξ можно градуи-



В верхней части графика линии $i_{1+x} = \text{idem}$ являются прямыми, выходящими из общего полюса. Если из уравнений (5-12) и (5-13) исключить выражение s_{1+x} , то получится:

Уравнение (5-14) представляет собой пучок прямых, проходящих через точку с координатами $\xi=0$; $\eta=-ad$.

На прямую $\xi_1=1$ наносится масштаб h по принятому масштабу i_{1+x} . Величину h находим, проводя прямую из точки, соответствующей температуре окружающей среды на оси $\xi_0=0$, через точку, характеризующуюся температурой t и влажностью X воздуха, до тех пор, пока она не пересечется с прямой $\xi_1=1$.

Правильность построения можно проверить при помощи уравнения в отрезках вспомогательной прямой, служащей для определения величины h . В это уравнение подставляются координаты точек, через которые должна проходить прямая:

92

Подставив в уравнение (5-16) значения $\xi_0=0$; $\xi_1=1$; $\eta_0=(T_0-d)a$; $\eta_1=h$, и кроме того, значения ξ и η в соответствии с формулами (5-12) и (5-13), получим зависимость (5-7), определяющую величину h .

Нижняя часть номограммы служит для определения величины h_0 . Эта часть графика нанесена в косоугольной системе координат z, y , координаты в которой определяются формулами:

$$z = \frac{A}{A - t_{p0}}; \quad (5-17)$$

$$y = -f_{g0}z. \quad (5-18)$$

Каждому значению z соответствует только одно значение f_{p0} энтальпии пара. Ось z , таким образом, можно градуировать при помощи величины f_{p0} .

В графике использованы два начала отсчета для двух интервалов температур окружающей среды: отдельно для интервала от $+35$ до -5°C (переменные обозначены символами y, z) и отдельно для интервала от -5 до -30°C (переменные обозначены символами $\bar{y}, \bar{z}$). Такое разделение сделано для того, чтобы линии $t_0=\text{idem}$ и $\varphi_0=\text{idem}$ не пересекались. Оси y и $\bar{y}$ лежат на одной прямой. Благодаря этому масштаб f_{p0} , нанесенный на прямую, перпендикулярной оси y , является общим для обеих систем.

На оси y и $\bar{y}$ нанесены масштабы влажности воздуха по отношению

$$y_0 = -AX. \quad (5-19)$$

Оба масштаба одинаковы, но смещены друг относительно друга. Величина AX имеет то же значение, что и удельная энтальпия или удельная эксергия. Масштаб на оси y_0 должен быть нанесен так, чтобы для величины AX он совпадал с принятым ранее масштабом h на прямой $\xi_1=1$.

На прямой $z_1=1$ нанесен масштаб h_0 (такой, как и масштаб h). Величину h_0 находят, проводя прямую из точки, расположенной на оси $z_0=0$ (определяющую влажность воздуха), через точку с температурой t_0 и влажностью φ_0 воздуха в окружающей среде до пересече-

ния с масштабом h_0 . Масштабы h и h_0 лежат на одной прямой и имеют общее начало, что облегчает отсчет суммы $h+h_0=e_{t(1+x)}$.

Контроль правильности определения h_0 можно произвести так же, как для верхней части номограммы. Для этого следует рассмотреть уравнение в отрезках прямой, служащей для определения h_0 :

$$\frac{z - z_0}{z_1 - z_0} = \frac{y - y_0}{y_1 - y_0}. \quad (5-20)$$

В это уравнение следует подставить $z_0=0$; $z_1=1$; $y_0=-AX$, $y_1=h_0$ и значения z и y из соотношений (5-13) и (5-14). Подставив эти значения, получим зависимость (5-8).

Целиком номограмма Беса приведена на рис. 38 (вкладка). Эта номограмма составлена для давления $p_0=0,98$ бар, которое примерно соответствует среднему давлению окружающей среды.

Пример 5-3. Определение термической эксергии влажного воздуха по номограмме Беса

На рис. 38 (см. вкладку) приведен пример пользования номограммой Беса для следующих исходных данных: параметры воздуха в окружающей среде $t_0=10^\circ\text{C}$; $p_0=98$ бар; $\varphi_0=80\%$; параметры воздуха $t=80^\circ\text{C}$; $p=0,98$ бар; $X=0,02$ кг H_2O в 1 кг сухого воздуха.

В верхней части номограммы находят точку, характеризующуюся параметрами воздуха. На оси температур окружающей среды (правая сторона номограммы) находят точку B , соответствующую температуре окружающей среды. Проведя через A и B прямую, получим на пересечении ее с осью h точку C .

В нижней части номограммы находим точку D , соответствующую параметрам окружающей среды. На оси X выбираем точку E по заданной влажности исследуемого потока воздуха. Температура окружающей среды выше -5°C , поэтому пользуемся правым масштабом оси X . Через точки D и E проводим прямую и получаем на оси h_0 (в левой половине номограммы) точку F . Отрезок CF определяет термическую эксергию рассматриваемого потока воздуха:

$$e_{t(1+x)} = 0,27 \text{ кДж}/(1+X) \text{ кг воздуха.}$$

5-3. ТЕРМИЧЕСКАЯ ЭКСЕРГИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ ГАЗОВ, ПОЛУЧАЕМЫХ ИЗ ВОЗДУХА

Технические газы, получаемые из воздуха, имеют большую, чем атмосферный воздух, эксергию (при

одних и тех же термических параметрах). Эти газы получаются путем частичного разделения газового раствора, каким является воздух. Термическую эксергию газов, получаемых из воздуха, можно определить по формулам, приведенным в гл. 3. Для облегчения расчета можно воспользоваться понятием нормальной химической эксергии, введенным в гл. 4. Этот метод применил Гузик (Силезский политехнический институт) [Л. 47, 49].

Нормальную химическую эксергию отдельного компонента атмосферного воздуха определяет уравнение

$$e_n = T_n R \ln \frac{p_n}{p_{oin}}, \quad (5-21)$$

где p_{oin} — условное нормальное парциальное давление компонента воздуха в окружающей среде.

При расчете нормальной химической эксергии смеси компонентов атмосферного воздуха следует учитывать падение эксергии при образовании раствора:

$$\begin{aligned} E_n &= R_u T_n \left(\sum_i n_i \ln \frac{p_n}{p_{oin}} + \right. \\ &\quad \left. + \sum n_i \ln z_i \right) = \\ &= R_u T_n \sum n_i \ln \frac{z_i p_n}{p_{oin}}. \end{aligned} \quad (5-22)$$

Для того чтобы однозначно определить нормальную химическую эксергию технических газов, получаемых из воздуха, введено понятие примешанного газа. Например, в состав примешанного газа в техническом кислороде входят все компоненты сухого воздуха, кроме кислорода, водяного пара и углекислого газа. Примешанный газ в техническом азоте не содержит азота, водяного пара и углекислого газа. В состав примесей технического аргона входят все компоненты сухого воздуха, кроме аргона и углекислого газа. Отсутствие углекислого газа в числе примесей происходит из-за того, что перед сжиже-

нием и ректификацией воздух очищается от этого компонента.

Состав сухого примешанного газа в технических газах указан в табл. 11. В этой таблице приведены также значения нормальных парциальных давлений p_{ozn} этих примесей в окружающей среде, определенные по условным нормальным парциальным давлениям чистых газов (по данным табл. 3).

Введение понятия примешанных газов позволило выразить это загрязнение как один компонент постоянного состава. Такое условие не строгое. Но, как правило, содержание примесей в техническом газе невелико. Следовательно, если бы даже состав примесей отличался от принятого, то это не оказало бы существенного влияния на результат расчета эксергии.

На рис. 39 изображена схема обратимого процесса, в котором максимальная работа равна термической эксергии технического газа, полученного из воздуха. На первом этапе этого процесса параметры газа приводятся к температуре T_0 окружающей среды и нормальному давлению p_n . На втором этапе компоненты газа разделяются при помощи, например, полупроницаемых перегородок на чистый газ, примешанный газ и водяной пар, которые далее изотермически расширяются до условного нормального парциального давления. Максимальную работу на этом этапе можно рассчитать при помощи нормальной химической эксергии по формуле (5-22):

$$L_2 = T_0 R_u \sum_i n_i \ln \frac{z_i p_n}{p_{oin}} = E_n \frac{T_0}{T_n}. \quad (5-23)$$

На третьем этапе происходит изотермическое изменение состояния компонентов технического газа до действительных парциальных давлений, существующих в окружающей среде.

На основе схемы, представленной на рис. 39, получается следующая формула для определения термической эксергии технического га-

		Примеси						
		в аргоне	в гелии	в криптоне	в неоне	в ксеноне	в азоте	в кислороде
Мольное содержание компонентов в сухом газе	Ar	—	0,009333	0,009333	0,009333	0,009333	0,042525	0,011813
	CO ₂	—	—	—	—	—	—	—
	He	0,000005	—	0,000005	0,000005	0,000005	0,000023	0,000006
	Kr	0,000001	0,000001	0,000001	0,000001	0,000001	0,000005	0,000001
	N ₂	0,787887	0,780538	0,780535	0,780548	0,780534	—	0,987972
	Ne	0,000018	0,000018	0,000018	—	0,000018	0,000082	0,000023
	O ₂	0,21194	0,209964	0,209963	0,209967	0,209963	0,956700	—
	Xe	0,00000009	0,00000009	0,00000009	0,00000009	—	0,00000041	0,00000014
Другие		0,000147	0,000146	0,000146	0,000146	0,000146	0,000665	0,000185
Нормальное парциальное давление в окружающей среде p_{0zn}	атм/бар	0,981 0,962481	0,990698 0,971543	0,990702 0,971547	0,990685 0,971530	0,990703 0,971548	0,217425 0,213221	0,782692 0,767559
Нормальная химическая эксергия	кдж/кмоль	127	104	104	104	104	3 864	688
	кдж/м ³	5,66	4,64	4,64	4,64	4,64	172,35	30,69
	10 ⁴ квт·ч/м ³	15,7	12,9	12,9	12,9	12,9	478,7	85,3

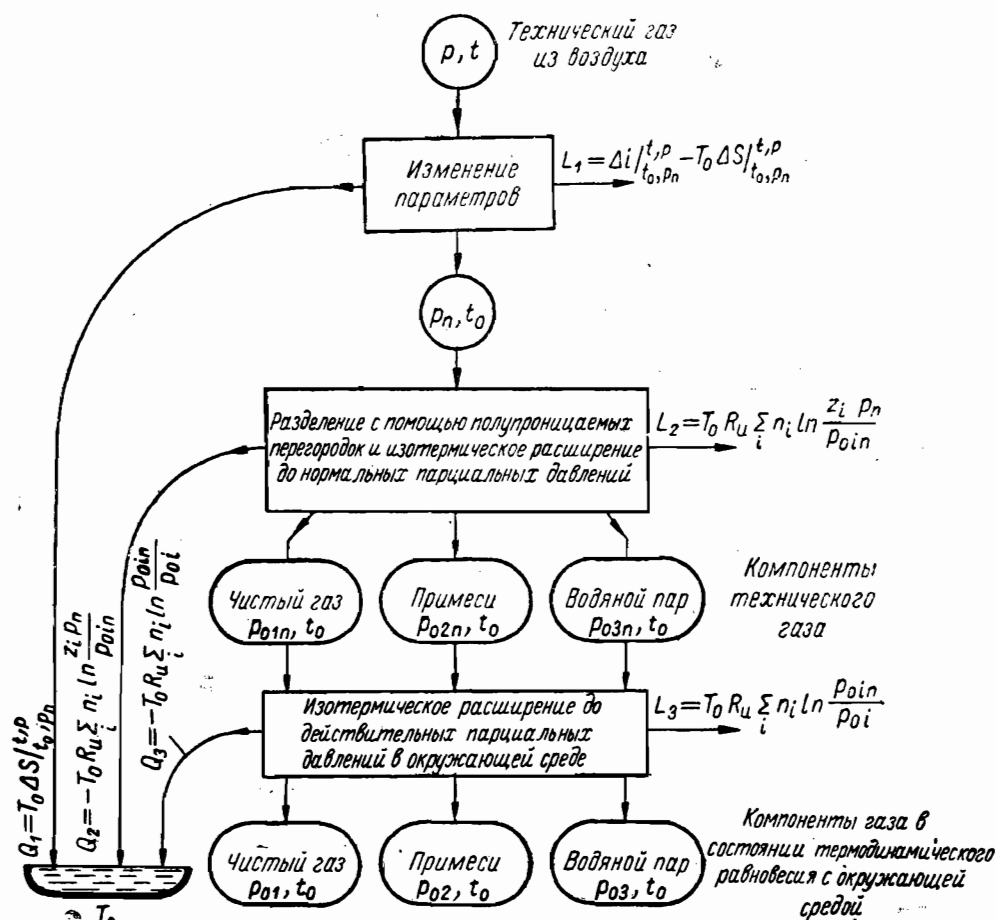


Рис. 39. Схема расчета эксергии технического газа, получаемого из воздуха.

за, полученного из воздуха:

$$E_4 = G(\Delta i|_{t_0, p_n}^{t, p} - T_0 \Delta s|_{t_0, p_n}^{t, p}) + \\ + G e_n \frac{T_0}{T_n} + R_u T_0 \sum_i n_i \ln \frac{p_{0Hn}}{p_{0d}}. \quad (5-24)$$

Индекс i обозначает порядковый номер компонента технического газа и относится последовательно к чистому газу, примешанному газу и водяному пару. Последний член уравнения (5-24) позволяет скорректировать значение эксергии, когда парциальные давления в окружающей среде не согласуются с условными нормальными значениями, приведенными в табл. 3 и 11. Чаще всего такую корректировку можно полностью не производить, а при большой влажности рассматриваемого газа ограничиться введением поправки лишь для водяного пара, парциальное давление которого в атмосферном воздухе изменяется в довольно широких пределах.

Воспользовавшись значениями нормальной химической эксергии чистых газов, приведенными в табл. 5, и значениями нормальной химической эксергии примесей технических газов из табл. 11, рассчитаем значение $e_n \frac{T_0}{T_n}$ для рассматриваемых технических газов в зависимости от их концентрации. Результаты этих расчетов отражены на графиках. Рисунок 40 относится к техническому азоту, рис. 41 содержит данные для технического кислорода, а рис. 42 составлен для инертных газов, полученных из воздуха.

При рассмотрении технического азота и кислорода учтено влияние их влажности на нормальную химическую эксергию. Значения на графиках справедливы при $p_n = 1,01325 \text{ бар}$ и $t_n = 25^\circ \text{C}$.

Ординаты отдельных кривых пропорциональны нормальной химической эксергии. Пучки прямых служат для определения величин $e_n \frac{T_0}{T_n}$ при различных температурах окружающей среды. Сплошные кривые линии относятся к

сухим газам, а штриховые — к влажным.

На рис. 40 и 41, кроме того, нанесены штрих-пунктирные линии, позволяющие отсчитывать значения $e_n \frac{T_0}{T_n}$ такого количества технического газа, в котором содержится единица чистого газа. Например штрих-пунктирная кривая на рис. 41 позволяет определить значения $e_n \frac{T_0}{T_n}$

такого количества технического кислорода, в котором содержится 1 м³ чистого кислорода. Эти кривые относятся только к сухим газам.

Пример 5-4. Расчет термической эксергии воздуха, обогащенного кислородом

Для непрерывной работы газогенератора, дающего газ для синтеза NH_3 , его питают дутьем, обогащенным кислородом до 45% O_2 при параметрах $t = 22^\circ \text{C}$; $p = 1\% \text{ 11 бар}$.

При параметрах воздуха окружающей среды $p_0 = 0,98 \text{ бар}$; $t_0 = 22^\circ \text{C}$; $\varphi_0 = 55\%$ влажность равна:

$$X_0 = \frac{0,55 \cdot 0,0264}{0,98 - 0,55 \cdot 0,0264} = \\ = 0,015 \text{ м}^3 \text{ H}_2\text{O/м}^3 \text{ сухого воздуха.}$$

Предположим, что технический кислород сухой и содержит 95% O_2 ; тогда получим влажность дутья, обогащенного кислородом до 45%:

$$X_1 = \frac{0,015}{1 + \frac{0,45 - 0,21}{0,95 - 0,45}} =$$

$$= 0,0101 \text{ м}^3 \text{ H}_2\text{O/м}^3 \text{ сухого газа.}$$

На рис. 41 отсчитаем

$$e_n \frac{T_0}{T} = 19,8 \text{ кДж/м}^3.$$

Парциальное давление водяного пара в воздухе равно:

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{X_0}{1 + X_0} p_0 = \\ = \frac{0,015}{0,015 + 1} \cdot 0,98 = 0,0145 \text{ бар.}$$

Поправка, возникающая из-за этого нормального значения, равна:

$$R_u T_0 \frac{X}{1 + X} \ln \frac{p_{\text{H}_2\text{O}} n}{p_{\text{H}_2\text{O}}} = \\ = 0,37085 \cdot 295,15 \cdot 0,01 \times \\ \times \ln \frac{0,0088}{0,0145} = -0,55 \text{ кДж/м}^3.$$

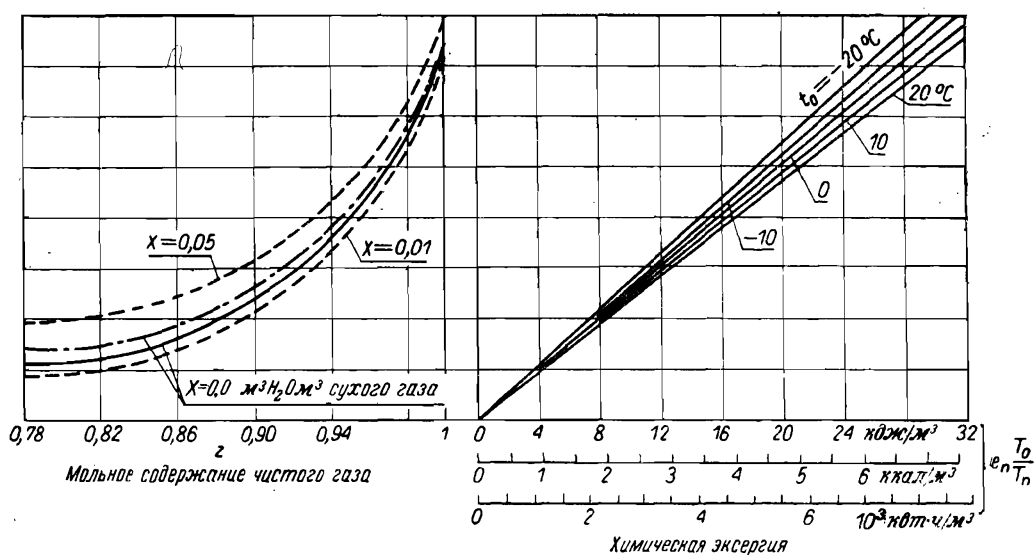


Рис. 40. Нормальная химическая эксергия технического азота.

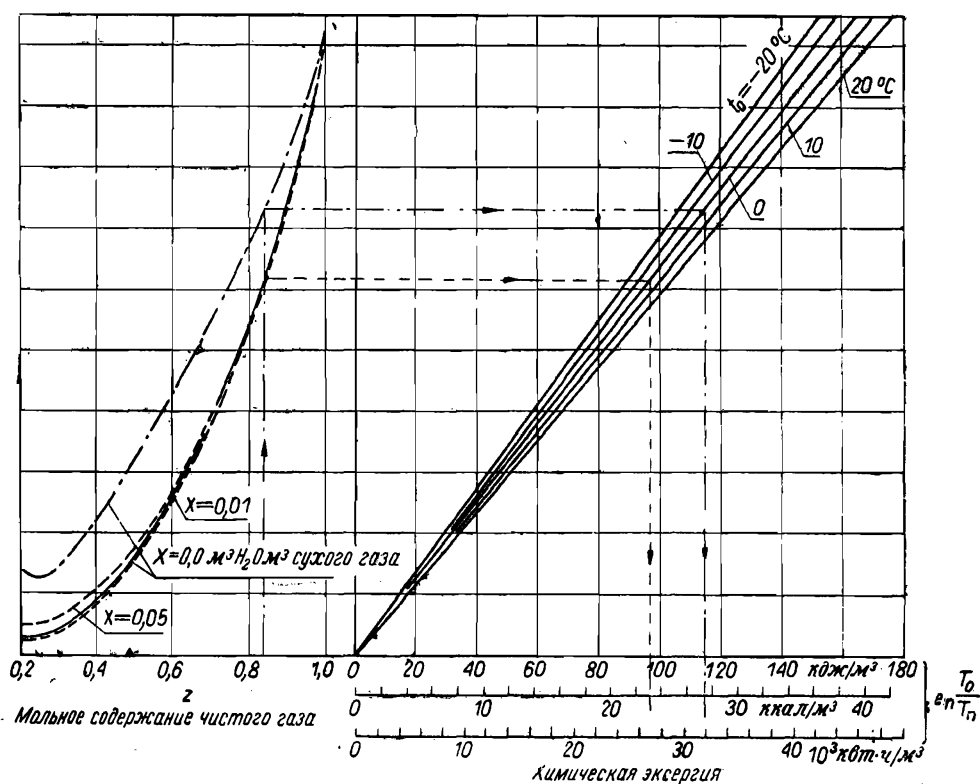


Рис. 41. Нормальная химическая эксергия технического кислорода.

Парциальные давления кислорода и его примесей в окружающей среде также отличаются от нормальных:

$$p_{O_2} = 0,2099(0,98 - 0,0145) = 0,2027 \text{ бар},$$

где 0,2099 обозначает содержание в молях кислорода в сухом воздухе, взятое из табл. 3.

Парциальное давление примесей кислорода получим, вычтя из давления окружающей среды парциальные давления O_2 , H_2O и CO_2 :

$$p_{O_2} = 0,98 - 0,2027 - 0,0145 - 0,0003 = 0,7625 \text{ бар}.$$

Поправка, получающаяся для этих значений парциальных давлений, равна:

$$R_u T_0 \left(\frac{0,45}{1 + X} \ln \frac{p_{O_2} n}{p_{O_2}} + \frac{0,55}{1 + X} \times \right. \\ \left. \times \ln \frac{p_{O_2} n}{p_{O_2}} \right) = 0,70 \text{ кДж/м}^3.$$

(В этом случае содержание CO_2 в обогащенном воздухе не учитывается.)

Поправки для O_2 и N_2 имеют знак, противоположный знаку поправки для H_2O ; поэтому они почти всегда взаимно уничтожаются. Однако в рассматриваемом примере поправка для H_2O имеет очень малое значение из-за небольшого содержания пара в потоке обогащенного воздуха.

После подстановки полученных величин в уравнение (5-24) получим:

$$c_t = 0,37085 \cdot 295,15 \ln \frac{1,11}{1,0132} + \\ + 19,8 + 0,70 = 0,55 = \\ = 29,93 \text{ кДж/м}^3 \text{ влажного обогащенного воздуха}.$$

Пример 5-5. Расчет эксергетического к. п. д. агрегата для разделения воздуха

Агрегаты для разделения воздуха небольшой производительности (30—125 m^3 кислорода в час) работают под высоким и средним давлением воздуха, производя газообразный кислород, содержащий 99,2—99,5% O_2 . В этих агрегатах расход энергии на привод составляет 1—1,4 кВт·ч на 1 m^3 кислорода (без учета расхода на его сжатие).

Средний эксергетический к. п. д. производства кислорода из воздуха при нормальных давлении и температуре окружающей среды, при температуре кислорода 10°С и нормальных парциальных давлениях в этом случае равен:

$$\eta_b = \frac{e_n \frac{T_0}{T_n}}{e_{el}} = \\ = \frac{0,0455}{1,2} = 0,038 = 3,8\%.$$

Значение $e_n \frac{T_0}{T_n}$ взято по рис. 41.

При выпуске менее чистого кислорода (95—98% O_2) в агрегатах с высокой производительностью (5000 m^3 кислорода в час и более) расход энергии можно сократить до 0,45 кВт·ч на 1 m^3 кислорода. При этих условиях эксергетический к. п. д. производства кислорода с концентрацией 98% O_2 достигает значения

$$\eta_b = \frac{0,04}{0,45} = 0,089 = 8,9\%.$$

В некоторых агрегатах наряду с кислородом получают аргон с содержанием 60—75% Ar . Степень извлечения аргона составляет 50—70% его содержания в воздухе. Тогда для аргона с концентрацией 70% Ar при степени извлечения его из воздуха 0,6 и производстве кислорода с концентрацией 96% O_2 эксергетический к. п. д. составит:

$$\eta_b = \frac{0,0400 + 0,60 \cdot \frac{0,00933}{0,2099} \cdot 0,080}{0,45} = \\ = 0,094 = 9,4\%.$$

Эксергия аргона взята по рис. 42. Если бы получаемый в этом процессе азот, содержащий 97—98% N_2 , тоже был использован, то был бы достигнут еще больший к. п. д. процесса разделения воздуха:

$$\eta_b = \frac{0,0400 + \frac{0,60 \cdot 0,00933}{0,2099} \cdot 0,080 + \\ + \frac{0,7803}{0,2099} \cdot 0,0060}{0,45} \dots = 0,143 = 14,3\%.$$

Нормальная эксергия азота взята по рис. 40.

Результаты расчетов показывают, что процесс разделения воздуха еще далек от совершенства¹.

5-4. ТЕРМИЧЕСКАЯ ЭКСЕРГИЯ КОМПОНЕНТОВ ВОЗДУХА ПРИ ТЕМПЕРАТУРАХ, БЛИЗКИХ К АБСОЛЮТНОМУ НУЛЮ

Знание эксергии главных компонентов воздуха при низких температурах может быть полезным при эксергетическом анализе процессов ожижения и разделения воздуха, а также при рассмотрении процессов, в которых жидкий воздух или его компоненты участвуют в качестве криогенных жидкостей.

Графики для определения термической эксергии компонентов воз-

¹ Более подробно этот вопрос изложен в [Л. 16, 134, 136]. (Прим. ред.)

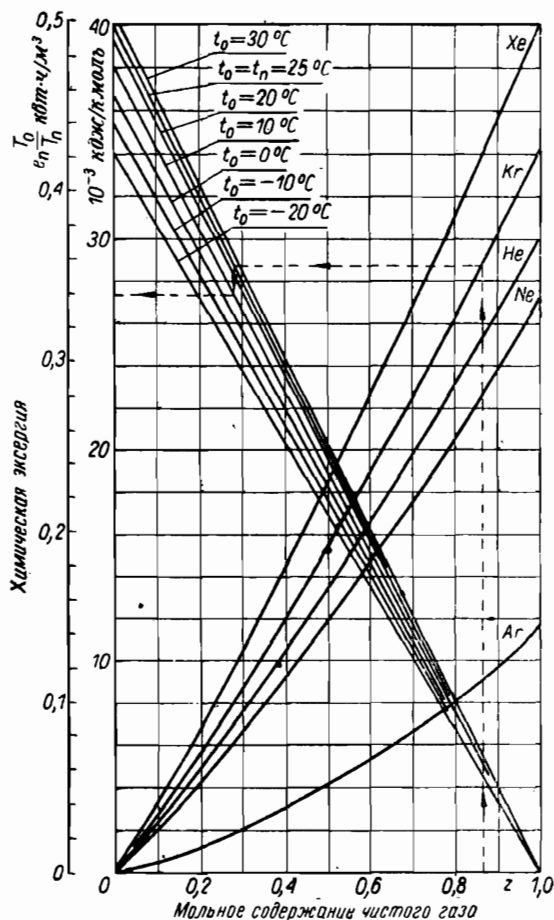


Рис. 42. Нормальная химическая эксергия инертных газов, полученных из воздуха.

духа в жидком и твердом состояниях были составлены Гузиком [Л. 48]. При составлении этих графиков влияние давления на энтальпию и энтропию конденсированных веществ не учитывалось. Поэтому графики справедливы при не слишком высоких давлениях.

Гузик после преобразования уравнения (3-4), относящегося к отдельному компоненту воздуха, получил формулу термической эксергии сконденсированного компонента воздуха при произвольных параметрах окружающей среды:

$$e_i = \Delta_n e + \frac{T_0}{T_n} e_n + C_1 + C_2, \quad (5-25)$$

где $\Delta_n e$ — нормальная физическая эксергия при условии, что

окружающая среда имеет нормальную температуру $T_n = 298,15^\circ \text{K}$ и нормальное давление $p_n = 1,01325 \text{ бар}$;

e — нормальная химическая эксергия (см. табл. 5);

C_1, C_2 — поправки, учитывающие влияние параметров окружающей среды на величину эксергии.

При выведении формулы (5-25) можно воспользоваться схемой, аналогичной приведенной на рис. 39.

Значения нормальной физической эксергии $\Delta_n e$ конденсированных компонентов воздуха приведены на рис. 43. Эти значения получены путем измерения планиметром площадей на графике T, s (см. рис. 23).

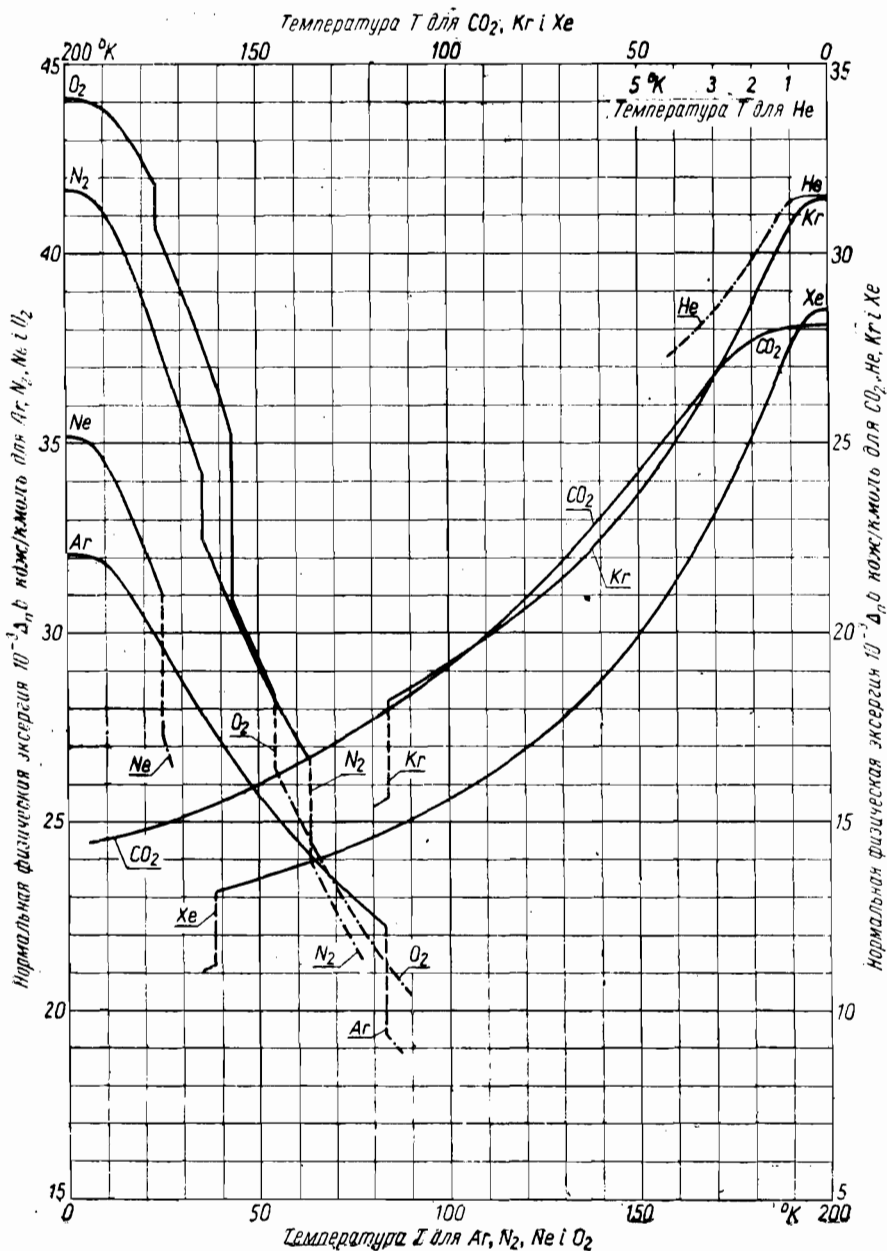


Рис. 43. Нормальная физическая эксергия компонентов воздуха в твердом и жидком состояниях.

$p=1,01235$ бар; — — — твердое состояние; — — — — плавление; — · — · — жидкое состояние.

Поправка C_1 в уравнении (5-25) определяется формулой

$$C_1 = (T_n - T_0) (s - s_n). \quad (5-26)$$

Значения поправки C_1 можно отсчитать на рис. 44. На рисунке показан способ определения этой поправки для кислорода.

Поправку C_2 можно привести к простому виду, если предполо-

жить, что в интервале температур $T_0 - T_n$ компоненты воздуха ведут себя, как идеальные газы. Тогда будет справедлива следующая формула:

$$C_2 = c_p \left(T_n - T_0 - T_0 \ln \frac{T_n}{T_0} \right) + RT \ln \frac{p_{04n}}{p_{04}}, \quad (5-27)$$

где p_{0in} , p_{0i} — нормальные и действительные парциальные давления рассматриваемого вещества в окружающей среде.

Поправка C_2 по сравнению с поправкой C_1 мала и в практических расчетах может не учитываться.

Таблица 12

Нормальная термическая эксергия компонентов воздуха при температуре 0° К

Вещество	Нормальная удельная термическая эксергия e_{tn}	
	кдж/кмоль	ккал/кмоль
N_2	42 360	10 120
O_2	48 050	11 480
Ar	43 780	10 460
CO_2	48 280	11 050
Ne	62 350	14 890
He	61 888	14 800
Kr	65 730	15 700
Xe	68 890	16 450

Как было указано в подпараграфе 3-3-3, термическая эксергия стремится к конечному значению, если температура данного вещества стремится к абсолютному нулю. В табл. 12 приведены значения нормальной термической эксергии компонентов воздуха при температуре 0° К*.

5-5. ТЕРМИЧЕСКАЯ ЭКСЕРГИЯ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ, НЕ СОДЕРЖАЩИХ ГОРЮЧИХ ВЕЩЕСТВ

Если содержания горючих компонентов в продуктах сгорания можно не учитывать, то расчет термической эксергии продуктов сгорания должен быть основан на формуле (3-4) или (3-5) **. Если рассматривать продукты сгорания как идеальный газ (что обычно допустимо), то физическую эксергию в формуле

(3-5) можно разбить на изобарное и изотермическое превышения:

$$E_t = \Delta E_p + n R_u T_0 \ln \frac{p}{p_0} + R_u T_0 \sum_i n_i \ln \frac{z_i}{z_{0i}}, \quad (5-28)$$

где ΔE — изобарное превышение эксергии в интервале температур от T_0 до температуры продуктов сгорания;

p — давление рассматриваемых продуктов сгорания;

n_i , n — количество компонента продуктов сгорания и общее количество продуктов сгорания в киломолях;

z_i , z_{0i} — мольные содержания компонента в продуктах сгорания и окружающей среде.

Второй член в правой части уравнения (5-28) выражает изотермическое превышение эксергии продуктов сгорания, которое можно отсчитать по рис. 34. Если давление продуктов сгорания мало отличается от давления окружающей среды, то этот член можно не учитывать.

Последний член уравнения (5-28) определяет химическую эксергию, являющуюся результатом разности концентраций компонентов в продуктах сгорания и окружающей среде.

Изобарное превышение эксергии продуктов сгорания можно рассчитать при помощи калориметрических таблиц для идеальных газов. Удельное изобарное превышение эксергии выражается уравнением

$$\Delta e_p = \int_{T_0}^T \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) di = \Delta i \left|_{T_0}^T - T_0 \int_{T_0}^T \frac{di}{T} = \Delta i \left|_{T_0}^T - T_0 \Delta s_p \right|_{T_0}^T. \quad (5-29)$$

При рассмотрении продуктов, полученных после сгорания природного технического топлива в атмосферном воздухе, можно воспользо-

* См. примечание на стр. 51.

** Для продуктов сгорания, содержащих горючие компоненты, можно применить метод расчета, описанный в подпараграфе 4-3-7.

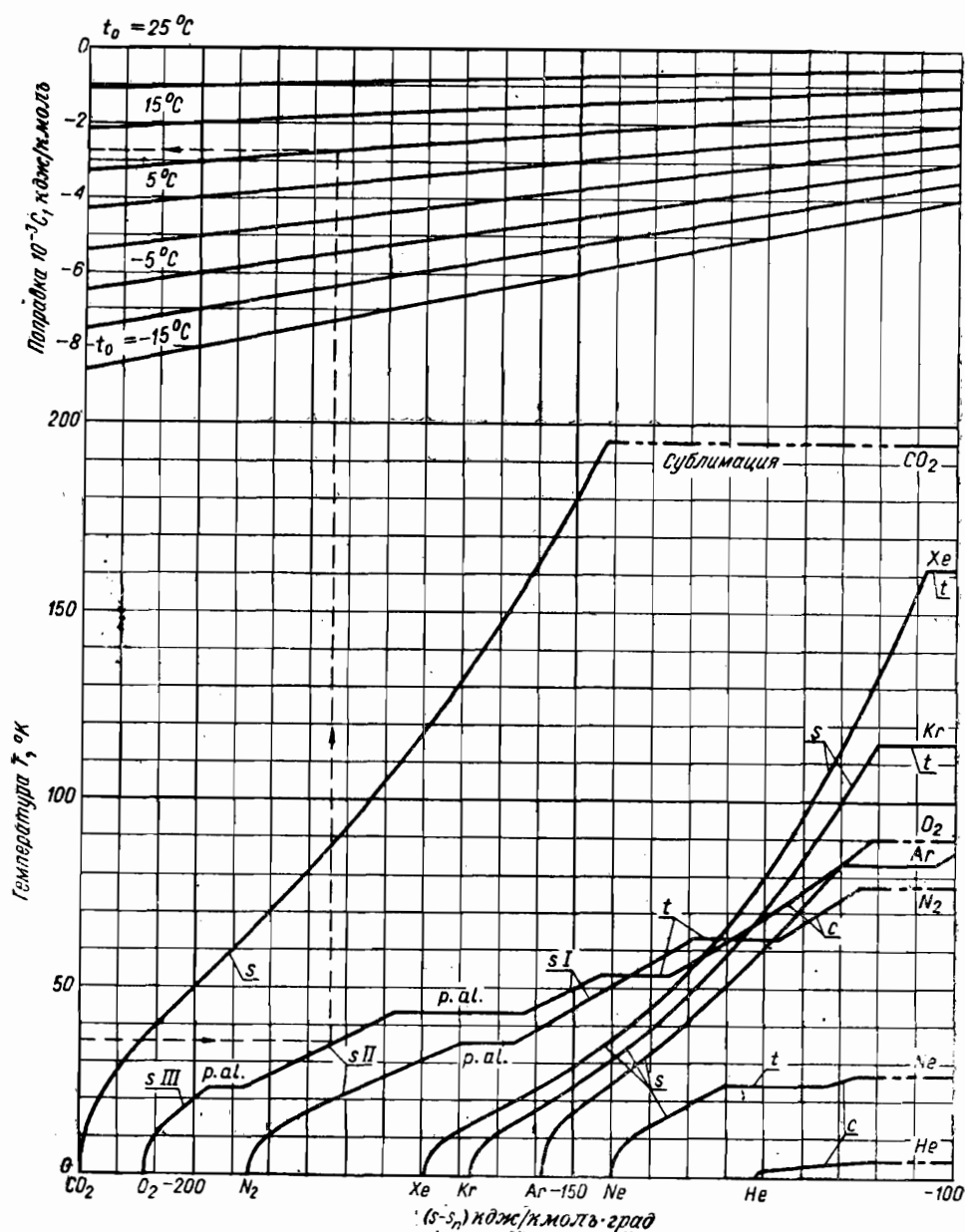


Рис. 44. Поправка C_1 при определении термической эксергии компонентов воздуха в твердом и жидком состояниях.

$p=1,01325$ бар; s — твердое состояние; t — плавление; c — жидкое состояние.

ваться графиками, опубликованными Рантом [Л. 85] (рис. 45). Рант указывает, что эти графики определяют полную эксергию продуктов сгорания при давлении окружающей среды. Однако в действительности они описывают только изобарное превышение эксергии, определяемое первым членом уравнения (5-28). Один из графиков характеризует интервал от 0 до 2500, а другой от 0 до 750°С.

Графики Ранта были составлены на основе известного графика i, t Росина — Фелинга. На этом графике в качестве параметра выступает так называемое *содержание воздуха в продуктах сгорания* r_L , определяемое формулой

$$r_L = \frac{(\lambda - 1)n_{L\text{мин}}}{n_{sp}}, \quad (5-30)$$

где λ — коэффициент избытка воздуха;

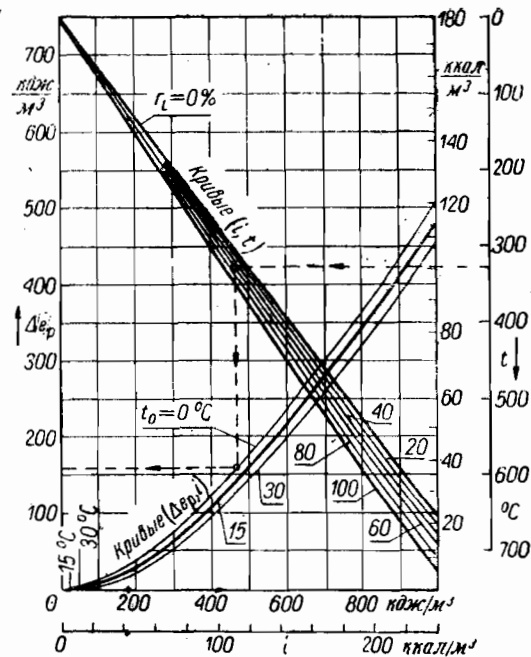
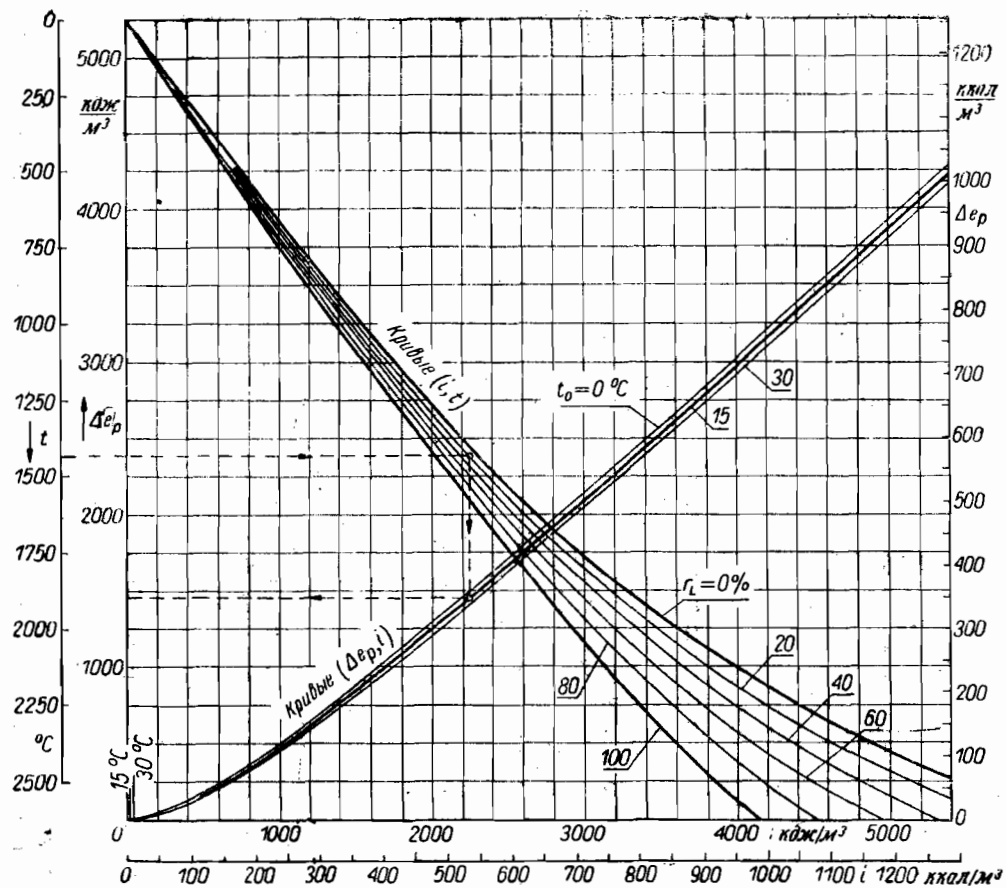


Рис. 45. График Ранга для определения энтальпии и изобарного превышения эксергии продуктов сгорания.

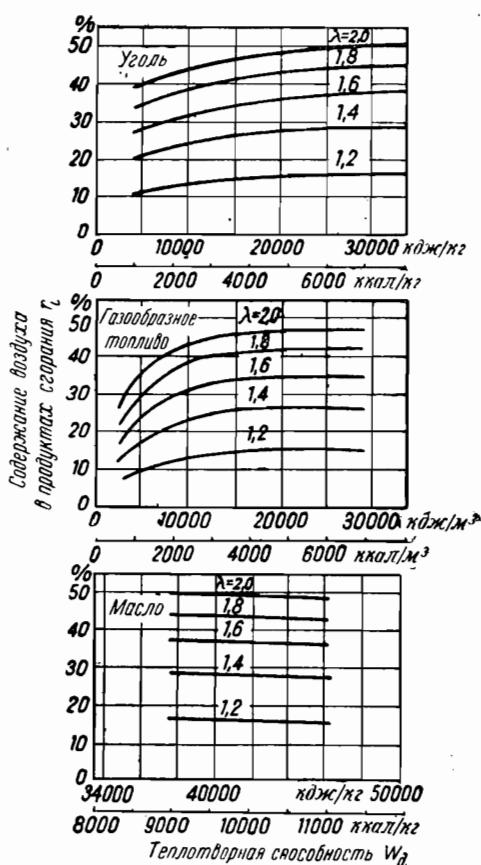


Рис. 46. Содержание воздуха в продуктах сгорания.

$n_{L\text{мин}}$ — теоретическая потребность в воздухе для сгорания;

n_{sp} — количество влажных продуктов сгорания.

Содержание r_L берется по вспомогательным графикам (рис. 46), где оно представлено как функция теплотворной способности топлива и коэффициента избытка воздуха.

Рант по графику Росина — Фелинга и уравнению (5-29) во второй модификации рассчитал путем измерения планиметром площадей в координатах i , $1/T$ значения Δe_p для различных значений энтальпии и трех значений содержания воздуха в продуктах сгорания: $r_L = 0$; 0,6 и 1.

На основе полученных результатов Рант пришел к выводу, что, приняв величину Δe_p за однозначную функцию энтальпии продуктов сгорания, он не совершит большой ошибки. Тогда величину Δe_p при

определенной температуре окружающей среды можно представить одной кривой в системе координат Δe_p , i . При низких температурах относительная ошибка, возникающая вследствие принятого выше условия, становится ощутимой (для $i = 100 \text{ кДж/м}^3$ она равна $\pm 7\%$), но поскольку сама величина Δe_p при этих температурах очень мала, то и абсолютная ошибка невелика. При высоких температурах относительная ошибка резко уменьшается. Для того чтобы оценить суммарную ошибку всего графика, Рант принял во внимание также допускаемую относительную ошибку графика Росина — Фелинга, равную $\pm 2,5\%$. Максимальная ошибка на графике Ранта равна $\pm 5,5\%$ при $i = 500 \text{ кДж/м}^3$ и $\pm 3,9\%$ при $i = 1500 \text{ кДж/м}^3$.

На графике Ранта (рис. 45) нанесены кривые для трех значений температуры окружающей среды. Зная температуру продуктов сгорания и значение r_L , следует найти на графике удельную энтальпию, а потом при помощи кривой $\Delta e_p = f(i)$ определить изобарное превышение эксергии.

Рант дополнял свой график поправками, учитывающими дополнительное влияние водяного пара на эксергию продуктов сгорания. После охлаждения продуктов сгорания ниже точки росы происходит конденсация пара, что, как считает Рант, следует учитывать при расчете эксергии. Величина эксергии вещества зависит, однако, только от его параметров в рассматриваемом состоянии и состоянии отсчета. Следовательно, при расчете эксергии нет необходимости рассматривать изменения, которым подвергается данный термодинамический агент. Кроме того, при расчете эксергии водяного пара в качестве состояния отсчета необходимо принимать состояние пара в атмосферном воздухе. Таким образом, переход в состояние отсчета происходит без изменения агрегатного состояния.

Поправку Ранта для водяного пара можно трактовать иначе. Можно предположить, что она должна учитывать разницу концентраций водя-

ного пара в продуктах сгорания и окружающей среде (при условии, что атмосферный воздух насыщен влагой). Но поправка, учитывающая разность концентраций, должна быть введена не только для водяного пара, но и для всех компонентов продуктов сгорания. Без этой поправки получатся значения, которые не удовлетворяют условиям уравнения эксергетического баланса.

Таким образом, на графике Ран-та отсутствует поправка, учитывающая так называемую «эксергию конденсации водяного пара». Авторы книги рекомендуют учитывать разность концентраций компонентов продуктов сгорания и окружающей среды посредством последнего члена уравнения (5-28).

Для облегчения расчета химической эксергии продуктов сгорания можно в последнем члене формулы (5-28) выразить мольное содержание компонентов атмосферного воздуха через содержание компонентов сухого воздуха и влажность воздуха в окружающей среде:

$$z_{0i} = \frac{[z_{0i}]}{1 + X_{z0}}, \quad (5-31)$$

где $[z_{0i}]$ — мольное содержание компонента сухого воздуха;

X_{z0} — влажность воздуха в окружающей среде, $\text{кмоль H}_2\text{O/кмоль}$ сухого воздуха.

После подстановки в зависимость (5-31) значений $[z_{0i}]$ из табл. 3 получим следующее уравнение для химической эксергии продуктов сгорания, отнесенной к 1 кмоль или 1 м^3 влажных продуктов сгорания:

$$e_{ch} = R_u T_0 \left[(N_2) \ln \frac{(N_2)}{0,7898} + (O_2) \ln \frac{(O_2)}{0,2099} + (CO_2) \ln \frac{(CO_2)}{0,0003} + (H_2O) \ln \frac{H_2O}{X_{z0}} + \ln(1 + X_{z0}) \right], \quad (5-32)$$

где (N_2) , (O_2) — мольные содержания компонентов влажных продуктов сгорания.

В уравнение (5-32) введено мольное содержание атмосферного азота в сухом воздухе, поскольку в продукты сгорания азот попадает в основном из воздуха.

Если известны мольные содержания компонентов сухих продуктов сгорания и их влажность X_z , то уравнение (5-32) можно выразить в следующем виде, отнеся его к $(1 + X_z) \text{ м}^3$ или к 1 кмоль влажных продуктов сгорания:

$$e_{ch} = R_u T_0 \left\{ [N_2] \ln \frac{[N_2]}{0,7898} + [O_2] \ln \frac{[O_2]}{0,2099} + [CO_2] \ln \frac{[CO_2]}{0,0003} + X_z \ln \frac{X_z}{X_{z0}} + (1 + X_z) \ln \frac{1 + X_{z0}}{1 + X_z} \right\}, \quad (5-33)$$

где $[N_2]$, $[O_2]$ — мольные содержания компонентов сухих продуктов сгорания.

Чтобы облегчить пользование формулами (5-32) и (5-33), на рис. 47 приведен график [Л. 120]. Половина a этого графика позволяет определить ту часть формулы (5-32) или (5-33), которая относится к N_2 , O_2 и CO_2 . Половина b графика служит для определения выражений, характеризующих влажность. Верхняя группа кривых в половине b относится к формуле (5-32), нижняя группа кривых — к формуле (5-33). Последней формулой следует пользоваться тогда, когда известны содержания компонентов в сухих продуктах сгорания. Способ пользования номограммой описан в примере 5-7.

Пример 5-6. Расчет изобарного приращения эксергии продуктов сгорания с помощью графика Ран-та [см. рис. 45]

В примере 4-2 были приведены расчеты термической эксергии продуктов сгорания состава $(CO_2)=8,5\%$; $(O_2)=9,4\%$; $(N_2)=82,1\%$; $X_z=0,121 \text{ кмоль H}_2\text{O/кмоль}$ сухих продуктов сгорания. Продукты сгорания имеют температуру $t=685^\circ\text{C}$ и давление, равное давлению окружающей среды.

Параметры окружающей среды: $t_0=15^\circ\text{C}$; $p_0=0,98 \text{ бар}$; $\phi_0=80\%$ ($X_{z0}=0,01145 \text{ кмоль H}_2\text{O/кмоль}$ сухого воздуха). Продукты сгорания образовались из газа, состав которого приведен в подпараграфе 9-2-1 ($W_d=9420 \text{ кДж/м}^3$). Такой состав продуктов сгорания получается при коэф-

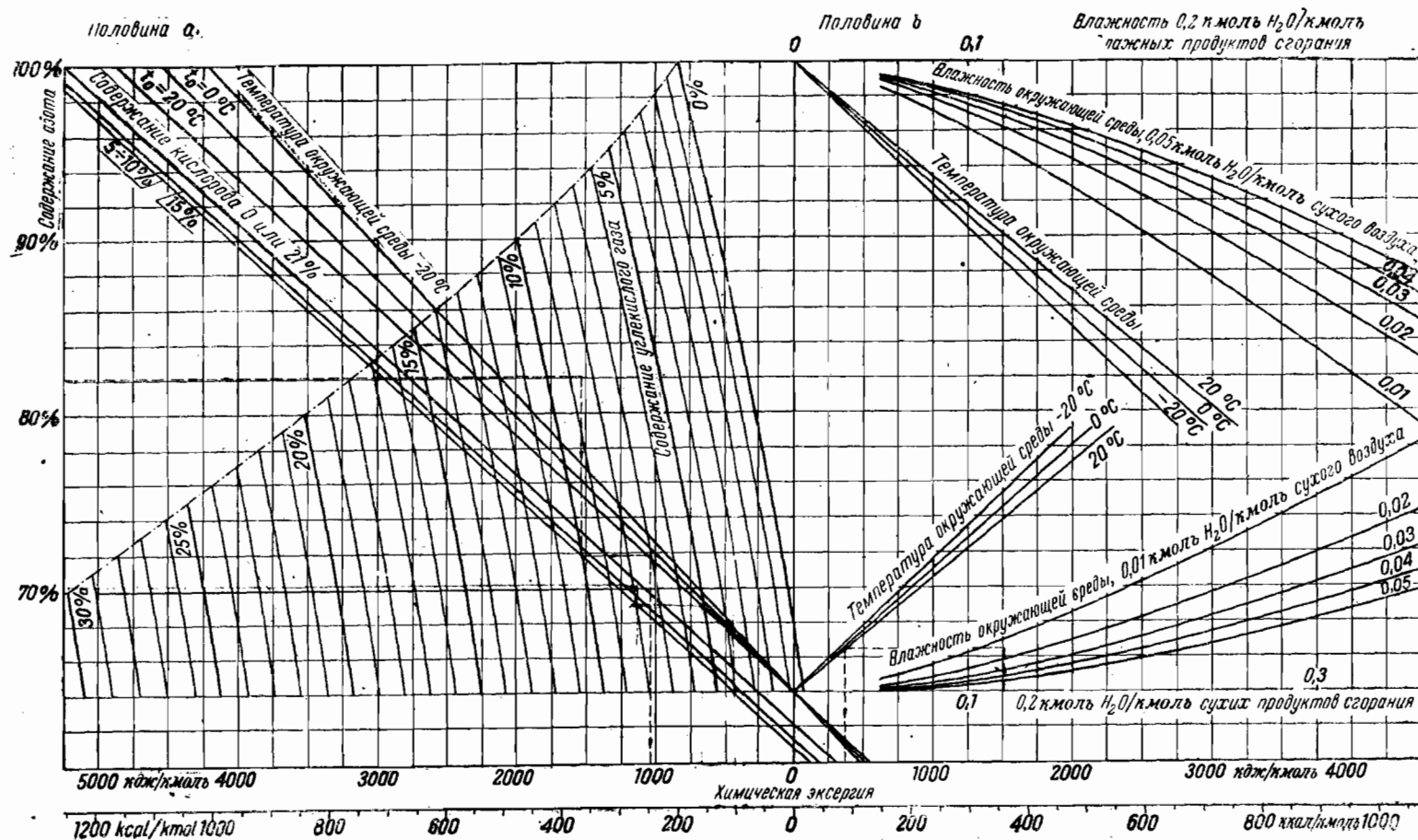


Рис. 47. Номограмма для определения химической эксергии продуктов сгорания.

коэффициенте избытка воздуха $\lambda = 1,5$. Для этих значений на рис. 46 получаем содержание воздуха в продуктах сгорания $r_L = 28\%$.

Точное значение получается по формуле (5-30) и составляет $r_L = 27,5\%$.

По рис. 45 берем изобарное приращение эксергии $\Delta e_p = 485 \text{ кдж/м}^3$.

Точное значение Δe_p можно рассчитать при помощи данных табл. 1:

$$\Delta e_p = \frac{24\,870 - 288,15 \cdot 43,062}{1,121 \cdot 22,42} = 495 \text{ кдж/м}^3 \text{ влажных продуктов сгорания.}$$

Ошибка, получающаяся при использовании приближенного метода Ранга, в данном случае равна 2%.

Пример 5-7. Расчет химической эксергии продуктов сгорания

На рис. 47 показан способ определения химической эксергии продуктов сгорания, состав которых приведен в примере 5-6. Последовательность определения следующая.

В половине *a* графика на оси содержания азота следует найти точку, соответствующую составу продуктов сгорания, и провести из нее прямую, параллельную оси эксергии, до соответствующего содержания CO_2 . Из полученной точки следует опустить на ось эксергии перпендикуляр до прямой, соответствующей температуре окружающей среды.

Поскольку содержание компонентов в сухих продуктах сгорания известно, в половине *b* графика следует пользоваться нижней группой кривых. На масштабе влажности продуктов сгорания следует найти нужную точку, из нее провести прямую, перпендикулярную оси эксергии, и продолжить этот перпендикуляр до пересечения с кривой, определяющей влажность воздуха в окружающей среде. Отсюда проводится прямая, параллельная оси эксергии, до пересечения с прямой, соответствующей температуре окружающей среды. Из полученной точки опускается перпендикуляр на ось эксергии.

Между полученными точками на оси эксергии отсчитываем значение химической эксергии продуктов сгорания:

$$e_{ch} = 1410 \frac{\text{кдж}}{(1 + X_z) \text{ кмоль}} = 5,61 \frac{\text{кдж}}{\text{м}^3 \text{ влажных продуктов сгорания.}}$$

Точность отсчета по номограмме составляет $\pm 20 \text{ кдж/кмоль}$, или $\pm 1 \text{ кдж/м}^3$.

Более точное значение химической эксергии продуктов сгорания получается по

числовым данным, приведенным в табл. 1:

$$e_{ch} = \frac{R_u T_0}{1 + X_z} \sum_i n_i \ln \frac{p_i}{p_{0a}} = \frac{0,37085 \cdot 288,15 \cdot 0,5809}{1,121} = 55 \frac{\text{кдж}}{\text{м}^3 \text{ влажных продуктов сгорания.}}$$

Сравнивая результаты, полученные в примерах 5-6 и 5-7, можно сделать вывод, что химическая эксергия продуктов сгорания сопоставима по величине с их физической эксергией. Следовательно, в эксергетическом балансе нельзя не учитывать химическую эксергию этих продуктов.

5-6. ТЕРМИЧЕСКАЯ ЭКСЕРГИЯ ВОДЯНОГО ПАРА И ВОДЫ

При рассмотрении циклов достаточно пользоваться приращением эксергии водяного пара, отсчитываемым от состояния насыщенного пара при температуре окружающей среды. Эта величина достаточно точно определяет физическую эксергию $\Delta_0 e$ водяного пара. Ее можно легко определить в системе координат i, s как изоэнтропное падение энтальпии в интервале от состояния равновесия до состояния, характеризованного изобарой, соответствующей температуре окружающей среды (рис. 48).

При рассмотрении открытых систем следует учитывать полную термическую эксергию воды или водяного пара. При этом к величине, изображенной на рис. 48, следует добавить поправку, возникающую в результате неполного насыщения атмосферного воздуха водяным паром:

$$e_t = \Delta e_t + RT_0 \ln \frac{1}{\varphi_0} = \Delta e_t + e_0, \quad (5-34)$$

где R — газовая постоянная водяного пара;

φ_0 — относительная влажность атмосферного воздуха.

Поправка e_0 , входящая во вторую модификацию уравнения (5-34), определяет термическую эксергию

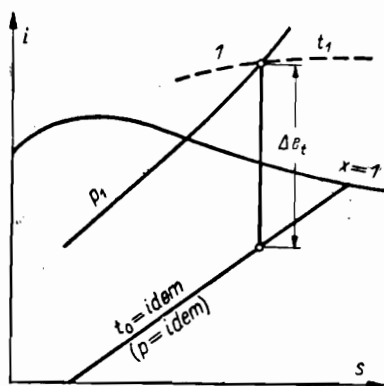


Рис. 48. Изображение физического превышения эксергии пара в системе координат i, s .

воды при давлении насыщения или насыщенного пара при температуре окружающей среды. Эта величина почти точно выражает химическую эксергию воды. Ее можно представить в виде номограммы, изображенной на рис. 49. Эксергия e_0 при практически встречающихся параметрах окружающей среды имеет значение около 50 кДж/кг.

Формула (5-34) также может служить для определения термической эксергии пара. Однако в этом случае на диаграмме невозможно выразить значения Δe_t , поскольку эта диаграмма не включает состояния, близкие к линии $x=0$. Поэтому для воды на пограничной кривой жидкости составлен график приращений эксергии Δe_t при нескольких температурах окружающей среды (рис. 50). Учитывая небольшое влияние давления на эксергию воды, значения, полученные по этому графику, можно также применять для воды, находящейся под несколько большим давлением, чем давление насыщения. На рис. 50 величина Δe_t определяет, следовательно, достаточно точно физическую эксергию Δe_{0e} воды.

Как уже отмечалось в подпараграфе 2-1-4, вода характеризуется гораздо большей плотностью эксергии, чем пар при той же температуре. Плотность термической эксергии определяется уравнением

$$k_b = \frac{e_t}{v}, \quad (5-35)$$

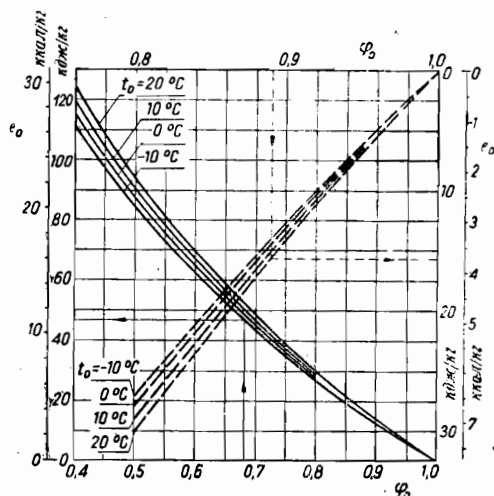


Рис. 49. Термическая эксергия воды или насыщенного пара при температуре окружающей среды ($e_0 \approx e_{ch}$).

где v — удельный объем термодинамического агента.

В табл. 13 приведены значения плотности эксергии воды k'_b для линии $x=0$ и k''_b для линии $x=1$. Приведены также значения отношения k'_b/k''_b .

Таблица 13
Плотность эксергии воды и водяного пара при $t_0 = 10^\circ \text{C}$ и $\varphi_0 = 70\%$

$t, ^\circ \text{C}$	$k'_b (X=0),$ кДж/м ³	$k''_b (X=1),$ кДж/м ³	k'_b/k''_b
20	46 680	2,255	20 698
30	48 730	6,355	7 668
40	51 880	14,47	3 586
50	56 220	29,22	1 924
100	91 800	382,6	240
150	144 400	2 183	66
200	206 900	8 007	26
250	272 900	22 540	12,1
300	334 900	54 550	6,1
350	372 400	129 000	2,9
374,15	273 700	273 700	1,0

Как можно видеть, плотность эксергии воды и насыщенного пара возрастает с увеличением температуры, но отношение k'_b/k''_b уменьшается и в критической точке достигает 1. При температурах ниже 100°C величина k'_b более чем в 100 раз превосходит значение k''_b *.

* При $T \rightarrow T_0$ отношение k'_b/k''_b стремится к v''/v' . Но исследование значения этого отношения при температурах, близких к температуре окружающей среды, не имеет практического значения.

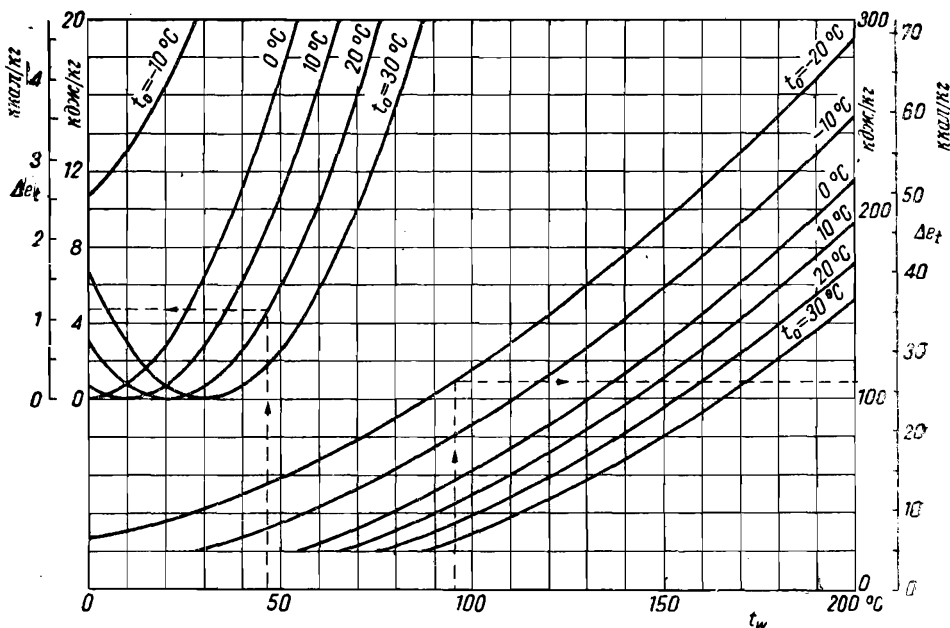


Рис. 50. Физическая эксергия воды при различных температурах окружающей среды ($\Delta e_t \approx \Delta_0 e$).

Пример 5-8. Расчет термической эксергии воды

Рассмотрим воду, имеющую температуру $t = 80^\circ \text{C}$.

Параметры окружающей среды: $t_0 = 10^\circ \text{C}$; $\varphi_0 = 70\%$.

Приращение термической эксергии воды, взятое по рис. 50, имеет значение $\Delta e_t = 31,4 \text{ кДж/кг}$. Термическая эксергия при температуре окружающей среды, отсчитанная по рис. 49, равна $e_0 = 46,7 \text{ кДж/кг}$. Общая термическая эксергия составляет $e_t = 78,1 \text{ кДж/кг}$. Отсюда видно, что величина e_0 во много раз больше физической эксергии. Поэтому ее нельзя не учитывать при расчете, например, эксергии воды, которая теряется в открытых системах.

5-7. ТЕРМИЧЕСКАЯ ЭКСЕРГИЯ ХЛАДОАГЕНТОВ

5-7-1. ОДНОРОДНЫЕ ХЛАДОАГЕНТЫ

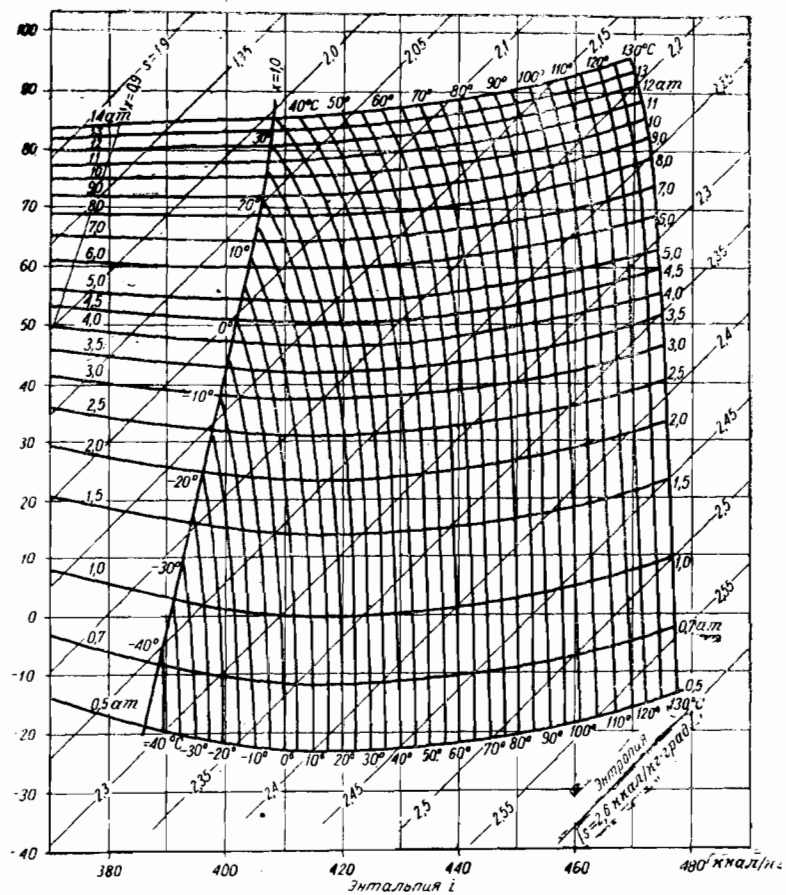
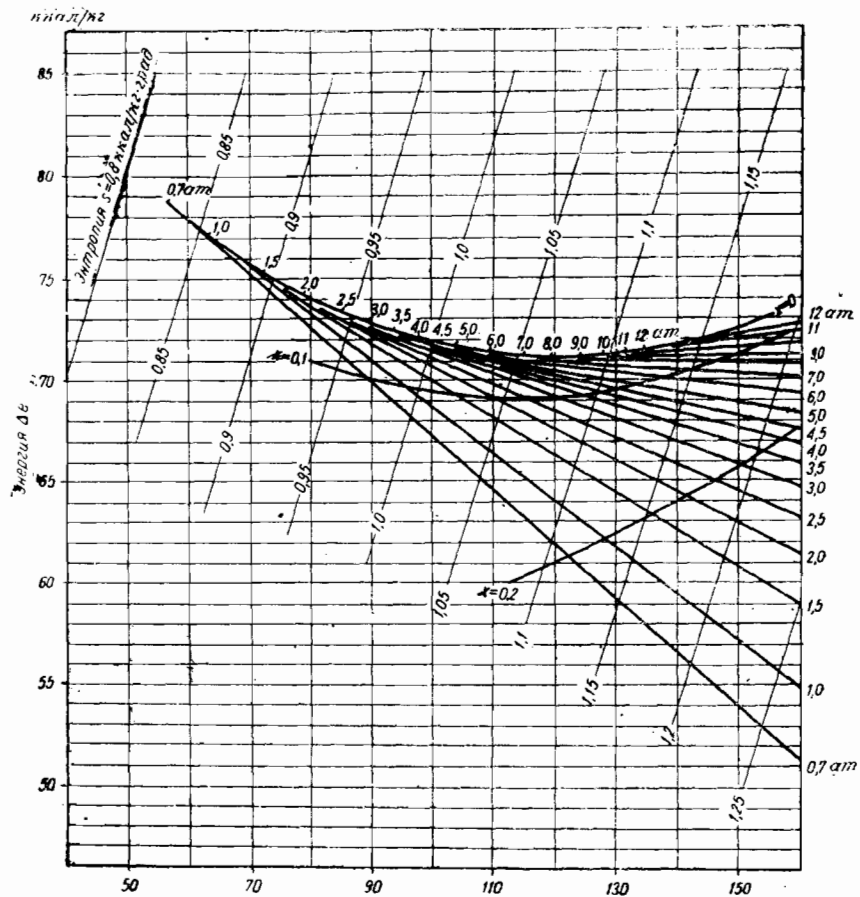
При рассмотрении холодильных циклов достаточно воспользоваться величиной эксергии Δe_t хладагента, отсчитываемой от условно взятого состояния отсчета [см. уравнение (3-1)].

При определенной температуре окружающей среды можно воспользоваться диаграммой, в которой одной из независимых переменных является эксергия. В. М. Бродянский составил для аммиака диаграм-

му Δe_t , i [Л. 18]. Эта диаграмма приведена на рис. 51. В левой ее половине отражены состояния, близкие к линии $x=0$, а в правой — близкие к линии $x=1$. Для состояния отсчета приняты параметры $t_b = t_0 = 20^\circ \text{C}$; $p_b = 1 \text{ ат}$. Принятое для состояния отсчета давление не очень удобно, потому что давление в холодильных машинах часто бывает ниже 1 ат ; поэтому получаются отрицательные значения Δe_t . Для того чтобы избежать этого, для состояния отсчета следовало бы выбрать давление, меньшее встречающихся на практике.

При различных температурах окружающей среды для определения эксергии Δe_t удобнее всего пользоваться диаграммой i, s в соответствии с описанным в подпараграфе 3-4-1 методом, проиллюстрированным также на рис. 24.

На рис. 52 (см. вкладку) в косоугольной системе координат изображена диаграмма i, s для аммиака [Л. 62]. Под диаграммой прямые отсчета для шести значений температуры окружающей среды. Эксергия Δe_t выражается формулой (3-21), причем величину d_t определяет отрезок изоэнтропы между точкой,

Рис. 51. График Δt , i для аммиака.

характеризующей рассматриваемое состояние, и прямой отсчета; величина c_i определяется на прямой отсчета. Принято, что состояние отсчета определено параметрами $p_b = 1 \text{ бар}$; $t_b = t_0$.

Если в балансе получаются неудобные отрицательные значения Δe_i , то можно соответствующим образом изменить значения c_i .

5-7-2. ВОДОАММИАЧНЫЙ РАСТВОР

В абсорбционных холодильных установках циркулирующим агентом является раствор «вода — аммиак». При тепловом расчете таких установок обычно пользуются графиками i, g (удельная энтальпия — содержание вещества) и s, g (удельная энтропия — содержание вещества). Значения, взятые по этим графикам, могут служить для расчета эксергии по формуле (3-2) или (3-3). В формуле (3-3) величины, связанные с состоянием отсчета, образуют линейную функцию $c + g_i d$ содержания произвольного компонента раствора. Коэффициенты c и d нужно выбирать так, чтобы значение эксергии Δe_i во всех точках системы было положительным, причем в тех точках системы, где эксергия минимальна, указанные значения должны быть как можно ближе к нулю. В связи с этим следует обратить внимание на две точки процесса, в которых отмечается минимальная эксергия, причем в одной точке циркулирующий агент содержит максимум H_2O , а в другой — максимум NH_3 (например, бедный раствор на выходе из теплообменника и пар на выходе из испарителя). В этих точках следует принять положительные, но возможно более близкие к нулю значения Δe_i и при помощи уравнения (3-3) определить значения коэффициентов c и d .

5-8. ХИМИЧЕСКАЯ ЭКСЕРГИЯ ТОПЛИВА

5-8-1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХИМИЧЕСКОЙ ЭКСЕРГИИ ТОПЛИВА

Определение химической эксергии топлива, естественно, следует из общего определения эксергии, приве-

денного в гл. 2, и частных положений, содержащихся в гл. 4. Однако в литературе в основном встречаются иные определения эксергии топлива. Ниже приведен анализ последствий, к которым приводят такие определения.

В связи с большими трудностями расчета эксергии некоторых топлив Буимовичи [Л. 22] предложил считать эксергией топлива эксергию продуктов сгорания, получающихся после полного адиабатного сжигания топлива. Рант [Л. 87] совершенно правильно критиковал это предложение. Горение в большой степени является необратимым процессом, следовательно, между эксергиями топлива и продуктов его сгорания существует большая разница.

В свою очередь Рант предложил при расчете эксергии топлива считать, что состояние термодинамического равновесия продуктов сгорания с окружающей средой определяется температурой и давлением окружающей среды. Таким образом, Рант не учитывает остаточной химической эксергии продуктов сгорания (возникающей из-за разности концентраций компонентов продуктов сгорания и компонентов атмосферного воздуха). Такой подход мотивируется невозможностью при современном уровне техники использовать химическую эксергию продуктов сгорания¹. Конечно, потери эксергии из-за неиспользования химической эксергии продуктов сгорания в эксергетическом балансе можно интерпретировать иначе, чем другие потери, но не учитывать эту статью баланса нельзя, поскольку она обычно составляет примерно 5% химической эксергии топлива.

Если не учитывать химическую эксергию продуктов сгорания, то, естественно, придется столкнуться с невыполнением условий уравнения эксергетического баланса. Это положение можно пояснить на примере

¹ Такое утверждение не вполне правильно. Например, продукты сгорания, лишенные окислов серы, используются в качестве «газообразного удобрения», позволяя ускорить рост растений в парниках, поскольку увеличение концентрации CO_2 в атмосфере уменьшает минимальную работу усвоения CO_2 .

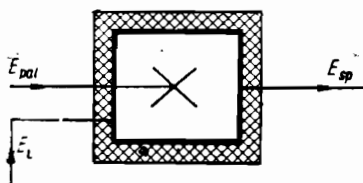


Рис. 53. Схема адиабатной камеры сгорания.

адиабатной камеры сгорания (рис. 53). Эксергетический баланс этой камеры выражается уравнением

$$E_{pal} + E_L = E_{sp} + \nabla E, \quad (5-36)$$

где E_{pal} , E_L , E_{sp} — эксергии топлива, воздуха и продуктов сгорания;

∇E — внутренние потери эксергии в результате необратимости процесса горения.

Если бы все выражения уравнения (5-36) были рассчитаны независимо друг от друга, без учета остаточной химической эксергии, то полученные значения не удовлетворяли бы этому уравнению, поскольку в различных членах уравнения состояния отсчета одного и того же вещества не были бы одинаковыми. Например, при расчете E_L состояние отсчета для азота определяется парциальным давлением этого газа в атмосферном воздухе, а при расчете E_{sp} состояние отсчета для того же самого газа определялось бы его парциальным давлением в продуктах сгорания.

Фратцшер [Л. 32], стремясь к логическому обоснованию определения состояний отсчета, принимает, что эксергия каждого из компонентов продуктов сгорания в чистом состоянии при температуре и давлении окружающей среды равна нулю. Если полностью придерживаться этого принципа, то уравнение эксергетического баланса будет удовлетворено, однако значения эксергии будут противоречить ее физическому смыслу. Например, применив этот принцип к атмосферному воздуху, получим отрицательное значение эксергии, что противоречит общему определению эксергии.

Из приведенных уравнений видно, что всякие упрощенные определения приводят либо к значениям, противоречащим физическому смыслу эксергии, либо к значениям, не удовлетворяющим уравнению эксергетического баланса.

Баер и Шмидт [Л. 5] предложили определение эксергии топлива, более близкое к формулировке, приведенной в данной книге. Эти авторы учитывают парциальные давления продуктов сгорания, но вместе с тем в противоречии с действительностью считают, что воздух в окружающей среде насыщен влагой.

Недостатком определения Баера и Шмидта является также то, что они не могут применить свое определение к топливам, содержащим серу, и поэтому вообще такие топлива не рассматривают. В данной книге исследование проблемы эксергии соединений серы не встречает каких-либо затруднений благодаря разработанной Шаргутом общей теории состояний отсчета [Л. 103].

5-8-2. ХИМИЧЕСКАЯ ЭКСЕРГИЯ ОДНОРОДНЫХ ОРГАНИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

В табл. 14 для однородных органических соединений приведены значения, служащие для расчета химической эксергии и нормальной химической эксергии (т. е. эта таблица является аналогом табл. 5, характеризующей неорганические соединения). Значения в табл. 14 были рассчитаны на основе данных, почерпнутых из [Л. 89, 93, 127].

В расчете химической эксергии имеется существенная разница между органическими и неорганическими веществами. Для неорганических веществ с наименьшей точностью рассчитывается остаточная химическая эксергия, определяемая формулой (4-25). Расчет этой величины основан на ориентировочном принятии концентрации вещества отсчета в окружающей среде и распространении на эти вещества законов идеального раствора. Для органических веществ расчет остаточной химической эксергии не связан с такими

затруднениями, поскольку веществами отсчета являются газообразные компоненты воздуха. Но вместе с тем здесь возникают трудности в расчете свободной энтальпии дефалькации, так как часто значения абсолютной энтальпии неизвестны. Например, неизвестны значения абсолютной энтальпии твердых технических топлив (каменного и бурого углей, кокса, торфа, дров). Для таких топлив необходимо разработать методы приближенных расчетов эксергии.

5-8-3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХИМИЧЕСКОЙ ЭКСЕРГИИ ТОПЛИВА МЕТОДОМ РАНТА

Рант предложил химическую эксергию топлива с неизвестной абсолютной энтропией определять по аналогии с эксергией однородных органических веществ, абсолютная энтропия которых известна [Л. 87].

Для многих жидких и газообразных органических веществ Рант рассчитал отношение эксергии к теплотворной способности e_{ch}/W_d и определил среднее значение этого отношения (отдельно для жидких и газообразных веществ). Далее Рант принял, что для технического топлива в среднем справедливо то же отношение e_{ch}/W_d , которое было определено для рассмотренных органических веществ. В связи с этим Рант рекомендует применять следующие формулы:

для химической эксергии жидкого топлива, в молекуле которого содержится более одного атома углерода,

$$e_{ch} = 0,975 W_d; \quad (5-37)$$

для химической эксергии газообразного топлива, в молекуле которого содержится более одного атома углерода,

$$e_{ch} = 0,95 W_d. \quad (5-38)$$

Значения, полученные Рантом, несравнимы с значением химической эксергии, определяемой в том смысле, в каком она трактуется в данной книге, поскольку Рант пользуется иным определением эксергии. Количество органических веществ, рассмотренных им, относительно невелико.

Проанализировав большее количество веществ, нетрудно прийти к выводу, что принятие постоянного значения отношения e_{ch}/W_d приводит к серьезным ошибкам.

При анализе твердого топлива Рант считает [Л. 87], что, не совершив большой ошибки, каменный уголь можно рассматривать как смесь горючих элементов С, S и свободного водорода, который остался бы, если бы весь кислород был связан с водородом в виде H_2O . По мнению Ранта, можно, следовательно, не учитывать изменений эксергии, возникающих в результате образования большинства химических связей в твердом топливе. Кроме того, учитывая, что рассчитанная по этому методу химическая эксергия элементов С, H и S лишь немного отличается от их теплотворной способности, Рант принимает химическую эксергию горючих веществ каменного угля равной их теплотворной способности. Далее Рант приравнивает нулю эксергию содержащейся в топливе воды. Отсюда он получает следующую формулу химической эксергии влажного каменного угля:

$$\begin{aligned} e_{ch} &= W_{ds}(1 - w) = \\ &= W_d + r w, \end{aligned} \quad (5-39)$$

где W_{ds} , W_d — теплотворные способности сухого и влажного топлив;
 w — влажность каменного угля;
 r — теплота испарения воды.

Отраженное в формуле (5-39) влияние влажности на химическую эксергию угля включено только из-за того, что влажность уменьшает количество сухого топлива, приходящегося на единицу влажного топлива.

Условие Ранта относительно того, что эксергия воды равна нулю, не приводит к большим ошибкам. Однако то, что не учитываются изменения эксергии, возникающие в результате образования химических соединений, может быть причиной ощутимой ошибки. Химическая эксергия химических связей в твер-

Энтальпия и энтропия деальвации, а также нормальная химическая эксергия однородных органических веществ ($t_n = 25^\circ \text{C}$; $p_n = 1,01325 \text{ бар}$)

№ п/п.	Химическая формула	Название соединения	Состояние	Молеку- лярная масса <i>M</i>	Энтальпия деальвации <i>d</i> _п [*] кдж/кмоль	Энтропия деальвации <i>σ</i> _п [*] кдж/кмоль × °град	Свободная энтальпия деальвации <i>ζ</i> _п [*] кдж/кмоль	Нормальная химическая эксергия <i>e</i> _п		Разность <i>e</i> _п — <i>d</i> _п [*]	
								ккал/кмоль	кдж/кмоль	ккал/кмоль	кдж/кмоль
Насыщенные углеводороды C _п H _{2п+2}											
1	CH ₄	Метан	г	16,042	802 320	+5,3	800 730	199 930	836 510	8 170	34 190
2	C ₂ H ₆	Этан	г	30,068	1 428 780	—46,4	1 442 620	359 310	1 534 360	18 059	75 580
3	C ₃ H ₈	Пропан	г	44,094	2 045 380	—100,8	2 075 440	516 670	2 163 190	28 140	117 810
4	C ₄ H ₁₀	<i>n</i> -бутан	г	58,120	2 658 830	—155,5	2 705 190	673 290	2 818 930	38 240	160 100
5	C ₅ H ₁₂	<i>n</i> -пентан	г	72,146	3 274 290	—211,5	3 337 350	830 480	3 477 050	48 430	202 760
			ж	72,146	3 247 240	—297,3	3 335 870	830 130	3 475 590	54 540	228 350
6	C ₆ H ₁₄	<i>n</i> -гексан	г	86,172	3 889 280	—266,9	3 969 180	987 530	4 134 590	58 590	245 310
			ж	86,172	3 857 630	—359,5	3 964 810	986 570	4 130 570	55 190	272 940
7	C ₇ H ₁₆	<i>n</i> -гептан	ж	100,198	4 467 820	—421,7	4 593 550	1 142 950	4 785 300	75 830	317 480
8	C ₈ H ₁₈	<i>n</i> -октан	ж	114,224	5 078 000	—483,9	5 222 280	1 299 330	544 030	86 470	362 030
9	C ₉ H ₂₀	<i>n</i> -нонан	ж	128,250	5 688 230	—542,1	5 849 860	1 455 420	6 093 550	96 810	405 320
10	C ₁₀ H ₂₂	<i>n</i> -декан	ж	142,276	6 298 410	—608,9	6 479 960	1 612 130	6 749 750	107 780	451 340
11	C ₁₁ H ₂₄	Ундекан	ж	156,302	6 908 600	—671,5	7 108 810	1 768 540	7 404 520	118 450	495 920
12	C ₁₂ H ₂₆	<i>n</i> -додекан	ж	170,328	7 518 820	—733,9	7 737 620	1 924 940	8 059 340	129 100	540 520
13	C ₁₃ H ₂₈	<i>n</i> -тридекан	ж	184,354	8 129 010	—796,5	8 366 490	2 081 350	8 714 200	139 770	585 190
14	C ₁₄ H ₃₀	<i>n</i> -тетрадекан	ж	198,380	8 739 190	—858,8	8 995 250	2 237 740	9 368 970	150 420	629 780
15	C ₁₅ H ₃₂	<i>n</i> -пентадекан	ж	212,406	9 34 370	—921,6	9 624 150	2 394 160	10 023 870	161 100	674 500
16	C ₁₆ H ₃₄	<i>n</i> -гексадекан	ж	226,432	9 959 640	—984,3	10 253 130	2 550 590	10 678 810	171 770	719 170
Циклопарафины C _п H _{2п}											
17	C ₃ H ₆	Циклопропан	г	42,078	1 960 640	—46,5	1 974 490	490 230	2 052 490	21 940	91 850
18	C ₄ H ₈	Циклобутан	г	56,104	2 569 770	—113,9	2 603 730	646 730	2 707 730	32 950	137 960
19	C ₆ H ₁₂	Циклогексан	г	84,156	3 691 380	—270,9	3 772 140	938 210	3 928 100	56 540	236 720
			ж	84,156	3 658 260	—364,8	3 767 020	936 990	3 922 990	63 230	264 730
20	C ₇ H ₁₄	Метилциклогексан	г	98,182	4 295 490	—320,6	4 391 080	1 092 250	4 573 030	66 290	277 540
			ж	98,182	4 260 070	—416,0	4 384 110	1 090 590	4 566 080	73 090	306 010
21	C ₈ H ₁₆	Этилциклогексан	г	112,208	4 914 260	—418,1	5 038 910	1 253 200	5 246 900	79 450	322 640
			ж	112,208	4 873 770	—478,0	5 016 300	1 247 800	5 224 290	83 720	350 520

№ п/п.	Химическая формула	Название соединения	Состояние	Молеку- лярная масса <i>M</i>	Энтальпия девальвации <i>d</i> _п [*] кдж/кмоль	Энтропия девальвации <i>σ</i> _п [*] кдж/кмоль× Хеград	Свободная энтальпия девальвации <i>ζ</i> _п [*] кдж/кмоль	Нормальная химическая эксергия <i>e</i> _п		Разность <i>e</i> _п — <i>d</i> _п [*]	
								ккал/кмоль	кдж/кмоль	ккал/кмоль	кдж/кмоль
22	C ₉ H ₁₈	<i>n</i> -пропилциклогек- сан	ж	126,234	5 483 330	—542,1	5 644 490	1 404 040	5 878 430	94 370	395 100
23	C ₁₀ H ₂₀	<i>n</i> -бутилциклогексан	ш	140,260	6 094 260	—604,8	6 274 580	1 560 740	6 534 510	105 150	440 250
Углеводороды этиленового ряда C _n H _{2n}											
24	C ₂ H ₄	Этилен	г	28,052	1 323 870	+31,0	1 314 610	326 410	1 366 610	10 210	42 740
25	C ₃ H ₆	Пропилен	г	42,078	1 927 730	—17,2	1 932 840	480 280	2 010 840	19 850	83 110
26	C ₄ H ₈	Бутилен	г	56,104	2 542 940	—73,7	2 564 920	637 460	2 668 920	30 090	125 980
27	C ₅ H ₁₂	Гексан	г	84,156	3 772 890	—184,6	3 827 950	951 640	3 984 330	50 500	211 440
28	C ₇ H ₁₄	Гептен	ж	84,156	3 742 240	—278,4	3 825 270	951 000	3 981 650	57 180	239 410
			г	98,182	4 387 970	—240,3	4 459 610	1 108 620	4 641 570	60 570	253 600
			ж	98,182	4 338 490	—336,2	4 438 720	1 103 630	4 620 680	67 400	282 190
Углеводороды ацетиленового ряда C _n H _{2n-2}											
29	C ₂ H ₂	Ацетилен	г	26,036	1 256 460	+98,4	1 227 110	303 170	1 269 310	3 070	12 850
30	C ₃ H ₄	Пропин	г	40,062	1 850 860	+50,2	1 835 870	454 780	1 904 070	12 710	53 210
31	C ₄ H ₆	Бутин	г	54,088	2 466 360	—2,1	2 466 990	611 730	2 561 190	22 650	94 830
32	C ₅ H ₈	Гексин	г	82,140	3 696 320	—114,3	3 730 400	925 910	3 876 600	43 060	180 280
33	C ₇ H ₁₂	Гептин	г	96,166	4 311 440	—170,0	4 362 100	1 083 000	4 534 300	53 230	222 860
Ароматические углеводороды											
34	C ₆ H ₆	Бензол	г	78,108	3 171 630	—41,1	3 183 880	790 710	3 310 540	33 180	138 910
35	C ₇ H ₈	Метилбензол	ж	78,108	3 137 670	—137,6	3 178 690	789 470	3 305 350	40 050	167 680
			г	92,314	3 774 440	—85,4	3 799 910	944 050	3 952 550	42 540	178 110
			ж	92,134	3 736 420	—185,6	3 791 770	941 110	3 940 240	48 680	203 820
36	C ₈ H ₁₀	Этилбензол	г	106,160	4 389 980	—139,5	4 431 600	1 101 140	4 610 250	52 610	220 270
37	C ₉ H ₁₂	Пропилбензол	ж	106,160	4 347 700	—244,9	4 420 720	1 098 540	4 599 370	60 110	251 670
			ж	120,186	4 957 510	—304,4	5 048 270	1 254 640	5 262 930	70 560	285 420
			ж	134,212	5 567 730	—368,1	5 677 470	1 411 130	5 908 120	81 300	340 390
39	C ₁₀ H ₁₄	Децилбензол	ж	218,368	9 198 310	—488,8	9 344 040	2 327 130	9 730 670	130 150	532 360

№ п/п.	Химическая формула	Название соединения	Состояние	Молеку- лярная масса M	Энтальпия девальвации d_n кдж/кмоль	Энтронпия девальвации e_n кдж/кмоль X Херад	Свободная энтальпия девальвации ζ_n кдж/кмоль	Нормальная химическая эксергия e_n		Разность $e_n - d_n$ *	
								ккал/кмоль	кдж/кмоль	ккал/кмоль	кдж/кмоль
Твердые углеводороды											
40	$C_{10}H_8$	Нафталин	т	128,164	4 984 220	—263,8	5 062 850	1 257 330	5 264 190	66 870	279 970
41	$C_{10}H_{14}$	Тетраметилбензол	т	134,212	5 532 980	—444,2	5 665 410	1 408 250	5 896 060	86 720	363 080
42	$C_{11}H_{10}$	Метилнафталин	т	142,190	5 574 930	—303,9	5 665 580	1 407 500	5 892 920	75 950	317 990
43	$C_{11}H_{16}$	Пентаметилбензол	т	148,238	6 131 610	—490,3	6 277 770	1 560 720	6 534 420	96 120	402 810
44	$C_{12}H_{18}$	Гексаметилбензол	т	162,264	6 739 110	—569,8	6 909 010	1 717 700	7 191 670	108 090	452 560
45	$C_{14}H_{10}$	Антрацен	т	178,220	6 850 940	—344,1	6 953 560	1 726 760	7 229 600	90 440	378 660
46	$C_{14}H_{10}$	Фенантрен	т	178,220	6 835 870	—340,0	6 937 230	1 772 860	7 213 270	90 140	377 400
47	$C_{14}H_{14}$	Дифенилэтан	т	182,252	7 250 910	—454,7	7 386 480	1 834 820	7 682 020	102 970	431 110
48	$C_{18}H_{38}$	Октадекан	т	254,484	11 116 710	—1297,1	11 503 440	2 861 640	11 981 110	206 460	864 400
49	$C_{19}H_{16}$	Трифенилметан	т	244,318	9 579 730	—541,3	9 741 130	2 418 940	10 127 620	130 860	547 890
50	$C_{21}H_{18}$	Трифенилбензол	т	246,384	11 850 110	—615,4	12 033 620	2 988 200	12 510 990	157 850	660 880
51	$C_{25}H_{20}$	Тетрафенилметан	т	320,410	12 544 110	—694,6	12 751 190	3 165 800	13 254 570	169 690	710 460
Газообразные и жидкие кислородные органические соединения											
52	CH_2O	Формальдегид	г	30,026	519 870	+20,9	513 640	129 370	541 650	5 200	21 780
53	CH_2O_2	Муравьиная кисло- та	г ж	46,026 46,026	259 080 212 980	—48,6 —171,2	273 560 264 020	72 510 70 230	303 580 294 040	10 630 19 360	44 500 81 060
54	C_2H_6O	Этиловый спирт	г ж	46,068 46,068	1 278 230 1 235 940	—96,7 —217,7	1 307 080 1 300 840	327 410 325 920	1 370 800 1 364 560	22 110 30 720	92 570 128 620
55	C_3H_8O	Диметилэфир	г	46,068	1 328 140	—116,0	1 362 720	340 700	1 426 440	23 480	98 300
56	C_3H_4O	Уксусный спирт	г	44,052	1 105 520	—28,0	1 113 900	278 940	1 167 860	14 390	62 340
57	C_2H_4O	Этиленоксид	г	44,052	1 220 530	—48,6	1 235 020	307 870	1 288 990	16 350	68 460
58	$C_3H_6O_2$	Этиленгликоль	ж	62,068	1 058 630	—301,4	1 148 520	290 010	1 214 210	37 160	155 580
59	$C_2H_4O_2$	Уксусная кислота	г ж	60,052 60,052	834 140 786 610	—112,2 —234,9	867 590 856 660	220 590 217 980	923 570 912 640	21 360 30 100	89 430 126 030
60	C_3H_8O	Пропиловый спирт	ж	60,094	1 830 590	—293,5	1 918 100	479 560	2 007 820	42 330	177 230
61	C_3H_6O	Ацетон	г ж	58,078 58,078	1 690 880 1 659 600	—92,5 —187,1	1 718 470 1 715 410	429 550 428 820	1 798 440 1 795 380	25 690 32 430	107 560 135 780
62	C_4H_8O	Бутиловый альде- гид	ж	72,104	2 296 460	—234,9	2 366 500	590 540	2 472 470	42 040	176 010
63	C_4H_8O	Бутилкетон	ж	72,104	2 264 050	—240,7	2 335 810	583 210	2 441 780	42 450	177 730

№ п/п.	Химическая формула	Название соединения	Состояние	Молеку- лярная масса M	Энтальпия девальвации d_n кдж/кмоль	Энтропия девальвации σ_n кдж/кмоль $\times$ град	Свободная энтальпия девальвации ζ_n кдж/кмоль	Нормальная химическая эксергия e_n		Разность $e_n - d_n$ *	
								ккал/кмоль	кдж/кмоль	ккал/кмоль	кдж/кмоль
64	C_4H_4O	Фуран	г	68,072	2 024 360	—42,3	2 036 960	507 170	2 123 420	23 660	99 060
65	$C_4H_5O_2$	Масляная кислота	ж	68,072	1 996 730	—132,7	2 036 290	507 010	2 122 750	30 100	126 020
66	$C_4H_5O_2$	Уксусный этил	ж	88,104	2 018 750	—329,5	2 116 970	53 420	2 224 950	49 250	206 200
67	$C_5H_{12}O$	Амиловый спирт	ж	88,146	2 073 550	—326,1	2 170 770	544 270	2 278 750	49 010	205 200
68	$C_5H_{12}O$	Метилбутанол	ж	88,146	3 017 220	—437,9	3 183 810	794 290	3 325 530	62 890	263 310
69	$C_5H_{10}O$	Циклопентанол	ж	86,130	2 878 680	—370,9	3 147 800	785 690	3 289 530	65 040	272 310
70	$C_5H_6O_2$	Фурфуриловый спирт	ж	98,098	2 418 550	—542,2	2 580 200	745 490	3 121 220	57 930	242 540
71	$C_6H_{14}O$	Гексильовый спирт	ж	102,172	3 668 890	—471,4	3 809 440	643 590	2 694 580	65 930	276 030
72	$C_6H_{12}O$	Циклогексанол	ж	100,156	3 465 410	—473,5	3 606 590	949 930	3 977 170	73 630	308 280
73	$C_7H_{16}O$	Гептиловый спирт	ж	116,198	4 285 570	—530,9	44 438 301	899 150	3 764 560	71 450	299 150
74	C_7H_8O	Бензиловый спирт	ж	108,134	3 563 430	—291,4	3 650 300	107 660	4 637 550	84 070	351 980
								908 800	3 804 960	57 690	241 530
<i>Твердые кислородные органические соединения</i>											
75	$C_4H_{10}O_4$	Эритрит	т	122,124	1 874 680	—697,94	2 082 770	526 530	2 204 470	78 770	329 790
76	$C_4H_6O_4$	Янтарная кислота	т	118,092	1 356 860	—527,54	1 514 160	386 060	1 616 310	61 970	259 450
77	$C_4H_4O_4$	Малеиновая кислота	т	116,076	1 271 280	—458,04	1 407 850	358 340	1 500 300	54 700	229 020
78	$C_4H_4O_4$	Фумароловая кислота	т	116,076	1 249 090	—451,34	1 383 650	352 560	1 476 100	54 220	227 010
79	C_6H_6O	Фенол	т	94,114	2 925 860	—271,30	3 006 750	748 870	3 135 370	50 040	209 510
80	$C_6H_{14}O_6$	Дульцит	т	182,178	2 729 580	—1010,69	3 034 680	767 260	3 212 360	115 310	482 780
81	$C_6H_{14}O_6$	Маннит	т	182,178	2 739 590	—1018,23	3 043 180	769 290	3 220 860	114 950	481 270
82	$C_6H_{12}O_6$	α -D-галактоза	т	180,162	2 529 580	—979,71	2 821 690	702 820	2 942 570	98 640	412 990
83	$C_6H_{12}O_6$	L-сорбоза	т	180,162	2 544 610	—963,80	2 831 850	705 270	2 952 820	97 500	408 210
84	$C_7H_6O_3$	Бензойная кислота	т	138,125	3 097 230	—356,72	3 203 570	800 240	3 350 440	60 480	253 210
85	$C_7H_6O_3$	Гидроксibenзойная кислота	т	154,125	2 888 100	—406,54	30 009 300	754 310	3 158 140	64 600	270 040
86	$C_8H_4O_3$	Фталевый ангидрид	т	148,120	3 173 800	—369,69	3 284 040	821 490	3 439 410	63 440	265 610
87	$C_8H_6O_3$	Фталевая кислота	т	166,136	3 094 300	—530,47	3 252 430	815 740	3 419 530	77 680	325 230
88	$C_{12}H_{10}O$	Дифенилэфир	т	170,212	5 903 140	—486,92	6 048 290	1 503 260	6 293 850	93 320	390 710
89	$C_{12}H_{22}O_{11}$	β -лактоза	т	342,308	5 154 200	—1794,88	5 689 360	1 436 280	6 013 420	205 220	859 220
90	$C_{12}H_{22}O_{11}$	Сахароза	т	342,308	5 166 180	—1820,84	5 709 040	1 440 980	6 033 090	207 060	866 910

№ п/п.	Химическая формула	Название соединения	Состояние	Молекулярная масса M	Энтальпия девальвации d_n^* кдж/кмоль	Энтропия девальвации σ_n^* кдж/кмоль $\times$ Хград	Свободная энтальпия девальвации ζ_n^* кдж/кмоль	Нормальная химическая эксергия e_n		Разность $e_n - d_n^*$	
								ккал/кмоль	кдж/кмоль	ккал/кмоль	кдж/кмоль
91	$C_{12}H_{24}O_{12}$	α -лактоза — моно- гидрид	т	360,324	5 152 190	—1954,82	5 735 040	1 450 000	6 070 860	219 420	918 670
92	$C_{12}H_{24}O_{12}$	β -мальтоза — моно- гидрид	т	360,324	5 173 210	—1951,89	5 755 180	145 810	6 091 000	235 600	917 780
93	$C_{16}H_{34}O$	Цетиловый спирт	т	242,448	9 731 250	—1251,78	10 105 340	2 515 760	10 532 980	191 490	801 730
94	$C_{16}H_{32}O_2$	Пальмитиновая кис- лота	т	256,432	9 290 260	—1270,69	9 669 120	2 409 730	10 089 060	190 790	798 800
95	$C_2H_2O_4$	Щавелевая кислота	т	90,038	202 720	—393,56	320 710	88 600	370 950	40 180	168 230
Твердые органические соединения, содержащие азот или азот и кислород											
96	$C_4H_4N_4$	Дициандиамида	т	84,084	1 296 480	—443,0	1 428 560	353 960	1 481 960	44 300	185 480
97	$C_3H_6N_6$	Меламин	т	126,124	1 835 620	—709,7	2 047 220	508 120	2 127 400	69 690	291 780
98	$C_5H_5N_5$	Аденин	т	135,130	2 664 860	—585,7	2 839 490	703 740	2 946 840	67 350	281 980
99	$C_6H_4N_2$	Цианопиридон	т	104,108	3 106 060	—93,4	3 133 910	776 610	3 251 510	34 740	145 450
100	$C_{12}H_{11}N$	Дифениламин	т	169,216	6 188 050	—391,0	6 304 630	1 565 260	6 553 430	87 270	365 380
101	CH_4ON_2	Мочевина	т	60,058	544 660	—370,5	655 130	165 660	693 580	35 570	148 920
102	$CH_4O_2N_2$	Карбаминно-кис- лый аммоний	т	78,074	474 780	—498,2	623 320	160 880	673 570	47 480	198 790
103	$C_2H_5O_2N$	Аминоуксусная кис- лота	т	75,068	867 630	—424,1	994 080	252 050	1 055 280	44 820	187 650
104	$C_3H_7O_2N$	D, L-аланин	т	89,094	1 462 410	—496,1	1 610 330	405 450	1 697 540	56 160	235 130
105	$C_4H_7O_4$	L-аспарагиновая кислота	т	133,0104	1 445 160	—668,6	1 644 510	418 440	1 751 920	73 270	306 760
106	$C_4H_8O_2N_2$	L-аспарагин	т	132,120	1 749 870	—704,2	1 959 830	494 510	2 070 500	76 580	320 630
107	$C_4H_8O_2N_2$	Аллоксан	т	142,072	813 120	—535,5	972 770	252 250	1 056 120	58 040	243 000
108	$C_4H_7ON_3$	Креатинин	т	113,120	2 179 650	—559,8	2 346 560	584 870	2 448 730	64 270	269 080
109	$C_4H_9O_2N_3$	Креатин	т	131,136	2 123 080	—721,1	2 339 270	585 930	2 453 170	78 840	330 090
110	$C_4H_8O_2N_4$	Аллонтоин	т	158,120	1 578 970	—788,8	1 815 160	475 810	1 916 760	80 440	336 790
111	$C_5H_9O_4N$	D-глутаминовая кислота	т	147,130	2 047 850	—745,7	2 270 190	574 090	2 403 600	84 970	355 750
112	$C_5H_8ON_4$	Гипоксантин	т	136,114	2 337 280	—555,2	2 502 820	622 660	2 006 950	64 410	269 670
113	$C_5H_8O_2N_4$	Ксантин	т	152,114	2 068 780	—642,2	2 260 260	565 190	2 366 340	71 070	297 560
114	$C_5H_5O_3N_4$	Мочевая кислота	т	169,122	1 950 580	—775,8	2 181 900	548 120	2 294 870	82 230	344 280

№ п/п.	Химическая формула	Название соединения	Состояние	Молекулярная масса M	Энтальпия деальвации d_n , кдж/моль	Энтропия деальвации e_n , кдж/моль $\times$ град	Свободная энтальпия деальвации ζ_n , кдж/моль	Нормальная химическая эксергия e_n		Разность $e_n - d_n$ *	
								ккал/моль	кдж/моль	ккал/моль	кдж/моль
115	$C_5H_5ON_5$	Гуанин	т	151,130	2 385 180	-679,1	2 587 660	644 170	2 697 010	74 480	311 830
116	$C_5H_9O_3N$	Гиппуровая кислота	т	179,170	4 014 340	-630,1	4 202 210	1 050 570	4 398 530	91 760	384 190
117	$C_{12}H_5O_{12}N_7$	Гексанитродифениламин	т	439,216	5 397 200	-1780,6	5 928 100	1 474 550	6 173 640	185 450	776 440
<i>Твердые и жидкие органические соединения, содержащие серу</i>											
118	C_2H_6S	Этилмеркаптан	ж	62,136	2 163 610	301,58	2 073 720	511 040	2 139 620	-5 730	-23 990
119	C_2H_6S	Диметилсульфид	ж	62,136	2 171 860	291,11	2 085 070	513 750	2 150 970	-4 990	-20 890
120	C_3H_8S	Пропилмеркаптон	ж	76,163	2 782 970	242,29	2 710 740	669 400	2 802 640	+4 700	+19 670
121	C_3H_8S	Метилэтилсульфид	ж	76,163	2 782 250	238,94	2 711 040	669 470	2 802 940	+4 940	+20 690
122	$C_4H_{10}S$	Бутилмеркаптан	ж	90,190	3 384 940	180,83	3 331 060	823 760	3 448 920	+15 280	+63 980
123	$C_4H_{10}S$	Метилпропилмеркаптан	ж	90,190	3 377 620	171,20	3 326 580	822 700	3 444 480	+15 970	+66 860
124	$C_4H_{10}S$	Диэтилсульфид	ж	90,190	3 391 560	177,48	3 338 680	825 580	3 456 540	+15 520	+64 980
125	$C_4H_{10}S$	Метилпропилсульфид	ж	90,190	3 384 940	167,85	3 334 910	824 690	3 454 810	+16 210	+67 870
126	C_6H_4S	Тиофен	ж	84,142	2 864 570	345,03	2 761 700	680 780	2 850 290	-3 410	-14 280
127	$C_4H_{10}S_2$	Этилдибутилбисульфид	ж	122,256	4 114 540	580,92	3 941 330	970 510	4 063 330	-12 230	-51 210
128	$C_5H_{10}S$	Амилмеркаптан	ж	104,217	3 993 510	120,33	3 957 660	979 630	4 101 510	+25 786	+108 000
129	C_5H_6S	2-метилтиофен	ж	98,169	3 373 220	287,42	3 287 520	812 580	3 402 110	+6 900	+28 890
130	C_5H_6S	3-метилтиофен	ж	98,169	3 374 770	287,01	3 289 190	812 980	3 403 780	+6 930	+29 010
131	C_6H_6S	Тиофенол	ж	110,180	3 875 260	282,99	3 790 900	936 680	3 921 690	+11 090	+46 430
132	$C_6H_{14}S_2$	Дипропилбисульфид	ж	150,310	5 333 860	459,42	5 196 870	1 282 810	5 370 870	+8 840	+37 010
133	$C_6H_{10}O_4S_2$	β , β' -дитиан бимолочной кислоты	ж	210,278	4 050 480	122,25	4 014 010	997 530	4 176 460	+30 090	+125 980
134	C_3H_7OSN	Цистеин	т	240,310	4 210 160	-142,77	4 252 740	1 057 050	4 425 660	+51 470	+215 500
135	$C_6H_{12}O_4S_2N_2$	Цистин	т	105,163	2 218 000	49,40	2 203 260	547 580	2 292 610	+17 820	+74 610

* В этой графе приведены разности $e_n - d_n$, а в табл. 5 приведены разности $d_n - e_n$.

дом топливе невелика, однако изменения энтропии в результате их образования совершенно неизвестны.

5-8-4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХИМИЧЕСКОЙ ЭКСЕРГИИ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА МЕТОДОМ ФРАТШЕРА

Метод Фратшера является следующим шагом на пути разрешения проблемы определения химической эксергии каменного угля [Л. 32]. Этот автор, стремясь учесть химические связи, выразил абсолютную энтропию каменного угля как взвешенную сумму абсолютных энтропий составных элементов, причем вместо энтропии элемента углерода он ввел заменяющую ее величину, которая должна учитывать энтропию химических связей:

$$s = g_C s_{C_2} + g_{H_2} s_{H_2} + g_{N_2} s_{N_2} + g_{O_2} s_{O_2} + g_S s_S, \quad (5-40)$$

где g_C , g_{H_2} — массовые содержания элементов в каменном угле;

s_{H_2} , s_{N_2} , s_{O_2} , s_S — удельные абсолютные энтропии элементов в стандартном (основном) состоянии;

s_{C_2} — удельная заменяющая абсолютная энтропия элемента углерода.

При определении величины s_{C_2} Фратшер учитывал только энтропию образования соединений углерода с водородом и не рассматривал изменения энтропии в результате образования химических связей с элементами O, N и S.

Для определения заменяющей абсолютной энтропии углерода Фратшер применил формулу

$$s_{C_2} = (1 - l) s_C + l s_{Cl}, \quad (5-41)$$

где l — отношение количества углерода, содержащегося в летучих фракциях, к общему количеству углерода;

s_C — удельная абсолютная энтальпия чистого углерода (графита);

s_{Cl} — заменяющая удельная абсолютная энтальпия элемента углерода в летучих фракциях (учитывающая химические связи с водородом).

Формула (5-41) неточна, поскольку в ней не учитываются изменения энтропии в результате разделения угля на кокс и летучие фракции.

Заменяющую химическую энтропию s_{Cl} Фратшер определяет, рассматривая три группы углеводородов: парафины, циклопарафины и углеводороды бензольного ряда. Для каждой из этих групп определяются значения s_{Cl} , потом по этим трем значениям берется среднее арифметическое и подставляется в формулы (5-40) и (5-41). Это условие тоже неточно, так как ароматические кольца циклопарафинов играют в угле гораздо меньшую роль, чем другие типы связей; другими словами, значение ароматических и линейных связей неодинаково [Л. 63]. Кроме того, в угле содержится большое количество сконденсированных ароматических колец. Такого типа связи Фратшер не принимает во внимание. Единственное рассматриваемое им ароматическое соединение — нафталин был устранен из расчетов, так как его заменяющая энтропия имеет значение, резко отличающееся от значений, определенных для остальных групп углеводородов.

5-8-5. ПРИБЛИЖЕННАЯ ФОРМУЛА ХИМИЧЕСКОЙ ЭКСЕРГИИ ОДНОРОДНОГО ОРГАНИЧЕСКОГО ВЕЩЕСТВА

Чтобы сделать возможным приближенное определение нормальной химической эксергии органических веществ, Шаргут и Стырьельска решили изменить метод Ранга. На основе значений, приведенных в табл. 14, составлены корреляционные формулы, выражающие зависимость между отношением нормальной химической эксергии к теплотворной способности s_{Cl} , и числами, характеризующими химический состав вещества. В качестве чисел, характеризующих химический состав, приняты атомные отношения H/C ; O/C ; N/C и S/C [Л. 117, 146].

Для того чтобы обеспечить достаточную точность расчетов эксергии в отдельных группах органических веществ, корреляционные фор-

мулы были составлены отдельно для каждой из групп. При этом им старались придать как можно более простой вид, т. е. линейный характер. В некоторых случаях, однако, оказалось необходимым применить несколько более сложные формулы.

После предварительного подбора вида корреляционных формул выбраны наиболее достоверные значения коэффициентов в них методом наименьших квадратов.

Из-за отсутствия достаточных данных о точности чисел, приведенных в табл. 14, было принято допущение, что все они одинаково точны.

Твердые органические вещества

При составлении корреляционной формулы для твердых углеводородов были учтены данные, относящиеся к графиту и 12 углеводородам. На основе этих данных получена следующая формула:

$$\frac{e_n}{W_{dn}} = 1,0435 + 0,0159 \frac{H}{C}; \quad (5-42)$$

$$\mu_0 = \pm 0,0005; \quad \mu_1 = \pm 0,0003;$$

$$\mu_2 = \pm 0,0003;$$

μ_0 — средняя абсолютная ошибка типового наблюдения (среднее отклонение от корреляции);

μ_i — средняя абсолютная ошибка очередного коэффициента в корреляционной формуле.

Следует обратить внимание на то, что из табл. 5 для графика величина $e_n/W_{dn} = 1,0437$. Это ее значение очень хорошо согласуется с формулой (5-42).

Для кислородных соединений с невысокой степенью окисления ($0 \leq O/C \leq 0,5$) также получено линейное уравнение:

$$\frac{e_n}{W_{dn}} = 1,0438 + 0,0158 \frac{H}{C} + 0,0813 \frac{O}{C}, \quad (5-43)$$

$$\mu_0 = \pm 0,0011; \quad \mu_1 = \pm 0,0006;$$

$$\mu_2 = \pm 0,0005; \quad \mu_3 = \pm 0,0019.$$

При определении последней корреляции использованы данные, относящиеся к 22 углеводородам и соединениям C, H, O.

Для твердых кислородных соединений во всем интервале окисления ($0 < O/C \leq 2$) необходимо применять корреляционные уравнения несколько более сложной формы, поскольку при высоких степенях окисления отношение e_n/W_{dn} быстро возрастает; например, для щавелевой кислоты получается значение 1,83.

На основе данных по 36 органическим соединениям получено следующее уравнение:

$$\frac{e_n}{W_{dn}} = \frac{1,0414 + 0,0177 \frac{H}{C} - 0,3328 \frac{O}{C} \left(1 + 0,0537 \frac{H}{C}\right)}{1 - 0,4021 \frac{O}{C}} \dots \dots \quad (5-44)$$

$$\mu_0 = \pm 0,0069; \quad \mu_1 = \pm 0,0050;$$

$$\mu_2 = \pm 0,0040; \quad \mu_3 = \pm 0,0119;$$

$$\mu_4 = \pm 0,0167; \quad \mu_5 = \pm 0,0042.$$

(Величина μ_5 относится к коэффициенту в знаменателе формулы.)

При рассмотрении твердых органических веществ, содержащих азот, были взяты только такие соединения, в которых азот связан так, как он связан в технических топливах.

Для твердых кислородно-азотных соединений с невысокой степенью окисления ($0 \leq O/C \leq 0,5$) получено следующее уравнение:

$$\frac{e_n}{W_{dn}} = 1,0447 + 0,0140 \frac{H}{C} + 0,0968 \frac{O}{C} + 0,0467 \frac{N}{C}; \quad (5-45)$$

$$\mu_0 = \pm 0,0038; \quad \mu_1 = \pm 0,0018;$$

$$\mu_2 = \pm 0,0015; \quad \mu_3 = \pm 0,0052;$$

$$\mu_4 = \pm 0,0016.$$

При определении корреляции (5-45) использованы данные по 30 химическим соединениям (углеводородам).

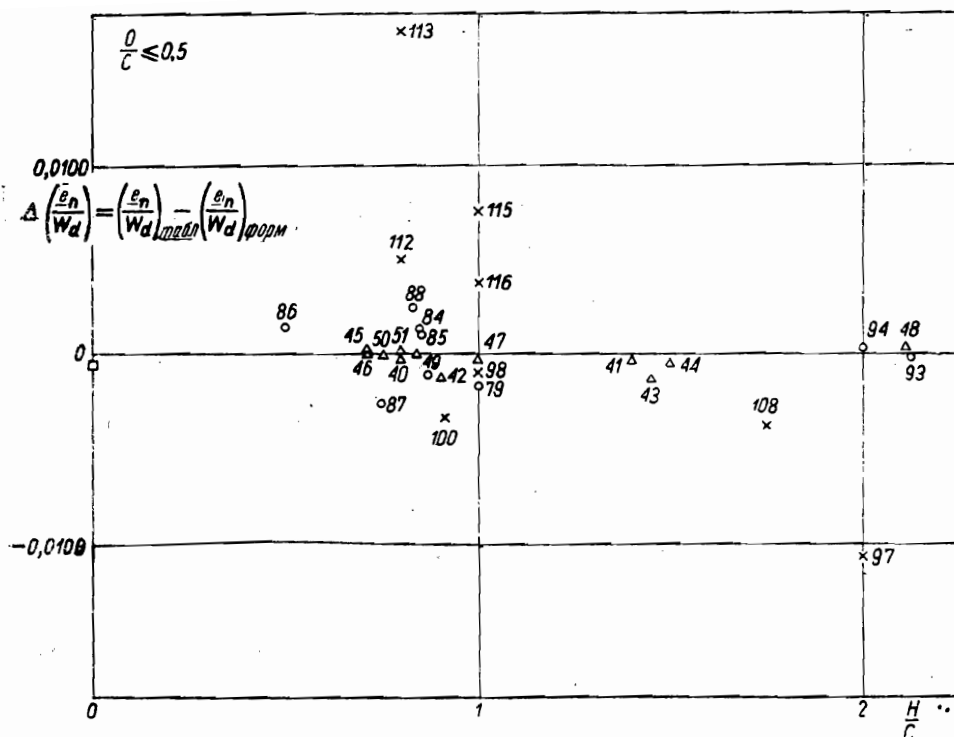


Рис. 54. Проверка корреляции (5-43) для твердых соединений С, Н, О, N с малым содержанием кислорода ($O/C \leq 0,5$).

△ — углеводороды; о — соединения С, Н, О; × — соединения С, Н, О, N; □ — графит.

роды, соединения С, Н, О; С, Н, N и С, Н, О, N).

На рис. 54 показан контроль корреляции. Номера точек соответствуют нумерации в табл. 14; знаком 0 обозначен графит.

Для твердых кислородно-азотных соединений во всем интервале окисления ($0 < O/C \leq 2$) получена формула

$$\frac{e_n}{W_{dn}} = \frac{1,0444 + 0,0160 \frac{H}{C} -}{1 - 0,4124 \frac{O}{C}} \dots \rightarrow$$

$$- 0,3493 \frac{O}{C} \left(1 + 0,0531 \frac{H}{C} \right) +$$

$$\dots \frac{+ 0,0493 \frac{N}{C}}{\dots}; \quad (5-46)$$

$$\mu_0 = \pm 0,0072; \mu_1 = \pm 0,0043;$$

$$\mu_2 = \pm 0,0034; \mu_3 = \pm 0,00112;$$

$$\mu_4 = \pm 0,0149; \mu_5 = \pm 0,0023;$$

$$\mu_6 = \pm 0,0042$$

(μ_6 относится к коэффициенту в знаменателе формулы).

При составлении последней формулы использованы данные по 52 соединениям. Контроль корреляции показан на рис. 55. Рисунок 56 представляет собой номограмму, облегчающую пользование формулой (5-46).

Из-за отсутствия достаточного количества данных не составлена корреляция для твердых органических веществ, содержащих серу.

Жидкие органические вещества

Для жидких углеводов получена следующая корреляция:

$$\frac{e_n}{W_{dn}} = 1,0406 + 0,0144 \frac{H}{C}; \quad (5-47)$$

$$\mu_0 = \pm 0,0021; \mu_1 = \pm 0,0022;$$

$$\mu_2 = \pm 0,0011.$$

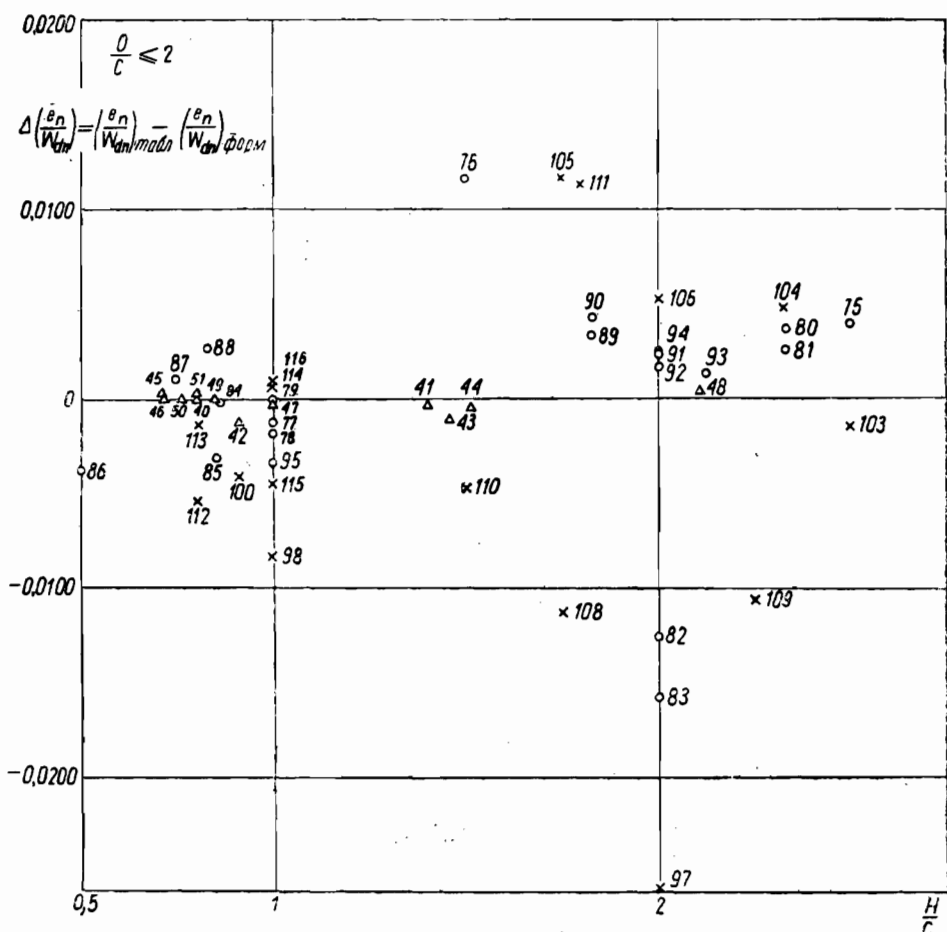


Рис. 55. Проверка корреляции (5-46) для твердых соединений С, Н, О, N с высоким содержанием кислорода ($O/C \leq 2$).

Δ — углеводороды; o — соединения С, Н, О; x — соединения С, Н, О, N.

Эта корреляция получена по данным 22 соединений.

Для жидких кислородных соединений справедлива следующая формула:

$$\frac{e_n}{W_{dn}} = 1,0374 + 0,0159 \frac{H}{C} + 0,0567 \frac{O}{C}; \quad (5-48)$$

$$\mu_0 = \pm 0,034; \mu_1 = \pm 0,0025;$$

$$\mu_2 = \pm 0,0013; \mu_3 = \pm 0,0028.$$

При определении этой корреляции использованы данные по 39 соединениям С, Н и С, Н, О.

Для жидких кислородных соединений, содержащих серу, получено уравнение

$$\frac{e_n}{W_{dn}} = 1,0407 + 0,0154 \frac{H}{C} + 0,0562 \frac{O}{C} + 0,5904 \frac{S}{C} \left(1 - 0,175 \frac{H}{C}\right); \quad (5-49)$$

$$\mu_0 = \pm 0,0050; \mu_1 = \pm 0,0035;$$

$$\mu_2 = \pm 0,0018; \mu_3 = \pm 0,0041;$$

$$\mu_4 = \pm 0,0231; \mu_5 = \pm 0,0062.$$

Это уравнение получено по данным 54 соединений. Контроль корреляции (5-49) показан на рис. 57.

В жидких технических топливах содержится очень мало азота. В связи с этим не производился подбор корреляции для жидких соединений С, Н, О, S, N.

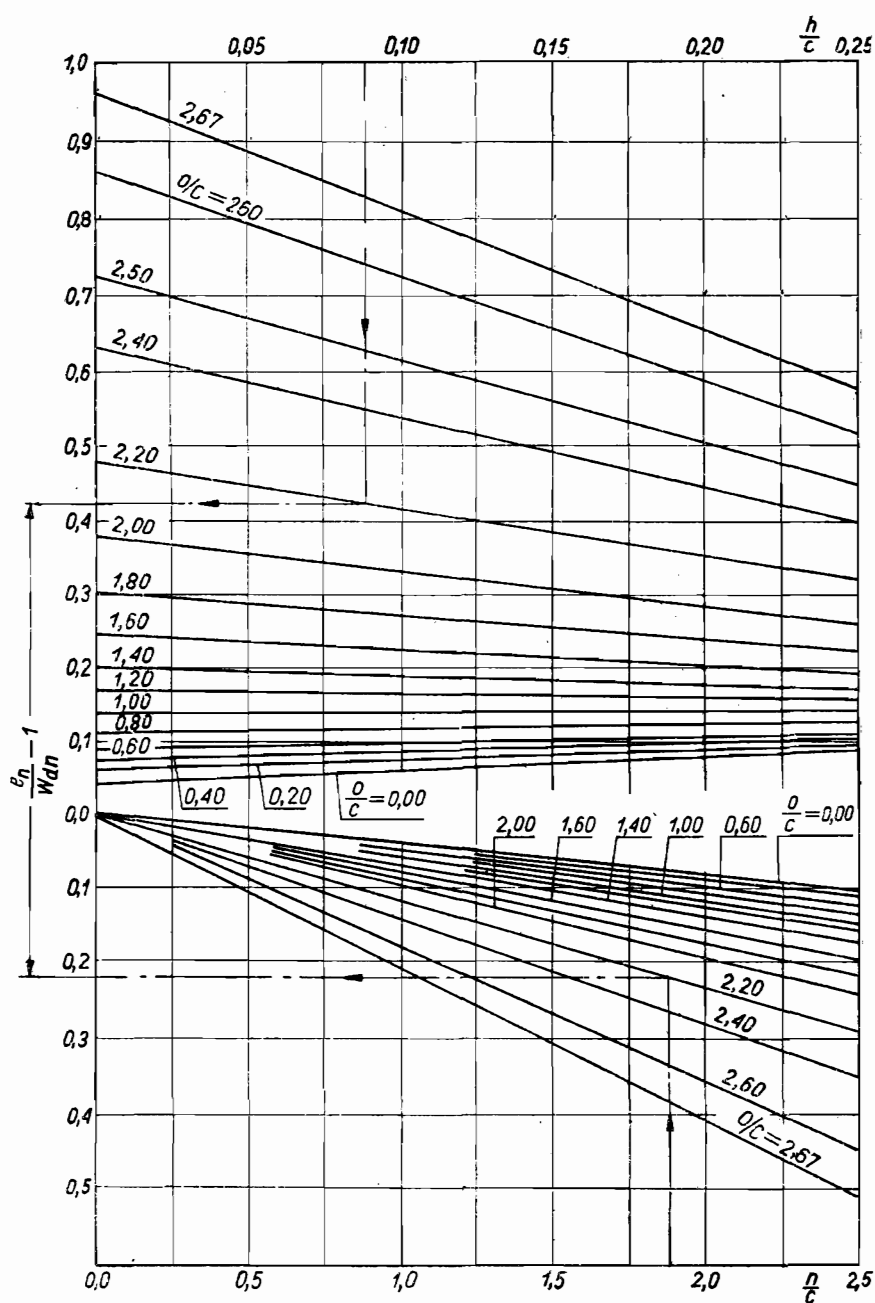


Рис. 56. Номограмма отношения e_n/W_{dn} для твердых соединений С, Н, О, N с высоким содержанием кислорода.

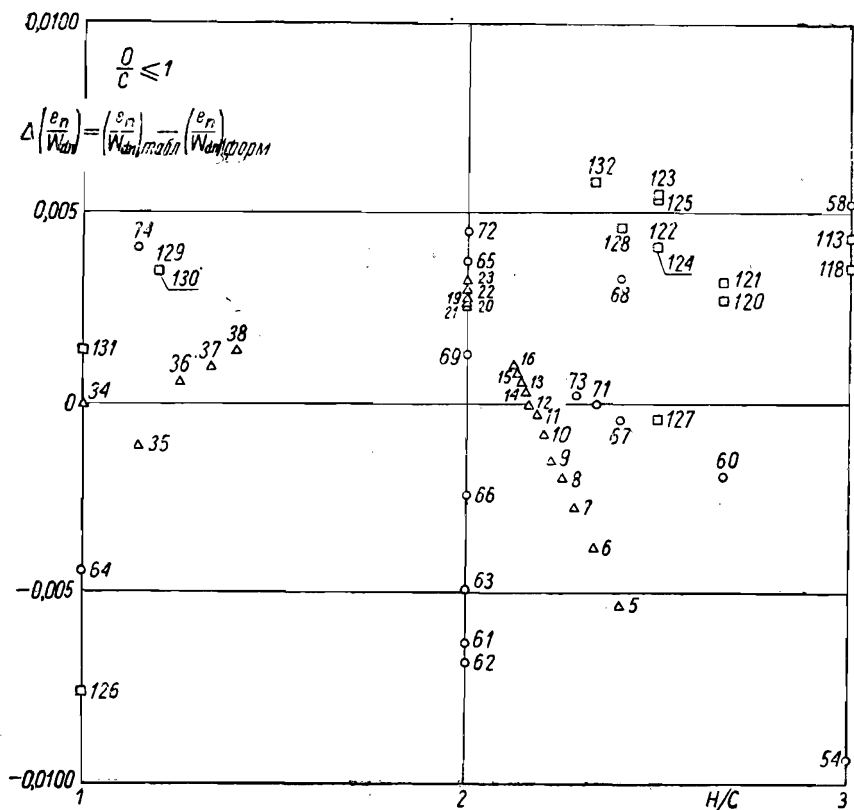


Рис. 57. Выверка корреляции (5-49) для жидких соединений С, Н, О, S.
 $\triangle$ — углеводороды; $\circ$ — соединения С, Н, О; $\square$ — соединения С, Н, О, S.

Газообразные углеводороды

При рассмотрении газообразного топлива вообще нет необходимости применять приближенные формулы для расчета эксергии, так как обычно известно массовое содержание химических соединений в этом топливе.

Для того чтобы облегчить расчет эксергии углеводородной смеси, составлена корреляционная формула, охватывающая 59 соединений, относящихся к пяти гомологическим рядам, входящим в табл. 14. При этом оказалось, что в данном случае отношение e_n/W_{an} зависит не только от отношения Н/С, но и от среднего числа атомов углерода в молекуле. Это число обозначено символом С.

$$\frac{e_n}{W_{an}} = 1,0334 + 0,0183 \frac{H}{C} - 0,0694 \frac{1}{C}; \quad (5-50)$$

$$\mu_0 = \pm 0,0027; \mu_1 = \pm 0,0015;$$

$$\mu_2 = \pm 0,008; \mu_3 = \pm 0,0028.$$

На рис. 58 изображена проверка корреляции (5-50).

5-8-6. ХИМИЧЕСКАЯ ЭКСЕРГИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ ТВЕРДЫХ ТОПЛИВ

Корреляционное уравнение, приведенное в подпараграфе 5-8-5, можно использовать при рассмотрении однородных органических веществ, для которых неизвестны значения абсолютных энтропий. Для органической части технических топлив выведены отдельные формулы. Например, при рассмотрении твердых топлив установлено, что среднее содержание азота в них значительно меньше, чем в соединениях, использованных при проведении корреляции. Данные табл. 14, касающиеся азотистых соединений, влияют не только на результат расчета коэффициента при Н/С, но также на значение свободного члена в корреляционном уравнении и коэффициент при Н/С

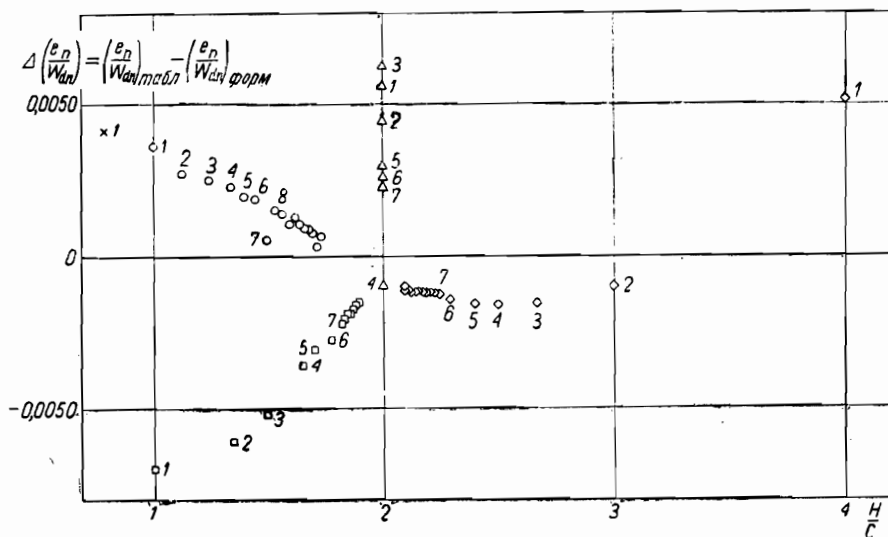


Рис. 58. Выверка корреляции (5-50) для газообразных углеводородов.

◇ — парафины; △ — нафтенны; □ — ацетилены; о — производные бензола; × — производные нафталина.

и O/C , причем установлено, что в результате учета азотных соединений погрешности упомянутых выше коэффициентов увеличиваются. При использовании аппроксимирующего уравнения для технического топлива основное значение имеет точность свободного члена и коэффициентов при H/C и O/C (принимая во внимание большое содержание элементов C , H и O в топливе). Точность же коэффициента при N/C может быть меньшей, поскольку содержание азота в технических твердых топливах незначительно. С учетом этого решено было приписать твердым азотистым соединениям статистические веса p_i тем меньшие по сравнению с единицей, чем больше отношение $(N/C)_i$ в рассматриваемом соединении отличается от среднего значения $(N/C)_{sr}$ для технических топлив:

$$p_i = \frac{(N/C)_{sr}}{(N/C)_i} \quad (5-51)$$

Для остальных соединений, использованных при проведении корреляции, приняты статистические веса, равные единице.

При использовании описанной выше методики для сухого органического вещества топлив с малой

степенью окисления (каменный и бурый угли, кокс, торф) получено следующее уравнение:

$$\alpha = \frac{e_{ns}}{W_{dns}} = 1,0437 + 0,0158 \frac{H}{C} + 0,0823 \frac{O}{C} + 0,0499 \frac{N}{C}; \quad (5-52)$$

$$\mu_1 = \pm 0,0006; \mu_2 = \pm 0,0005;$$

$$\mu_3 = \pm 0,0020; \mu_4 = \pm 0,0036.$$

При сравнении этого уравнения с уравнением (5-45) видно, что ошибки в значениях коэффициентов μ_1 , μ_2 и μ_3 подверглись резкому уменьшению, ошибка же в коэффициенте μ_4 увеличилась.

Состав технических топлив обычно выражают в весовых долях. После подстановки отношений весовых долей h/c , o/c и n/c уравнение (5-52) примет вид:

$$\alpha = \frac{e_{ns}}{W_{dns}} = 1,0437 + 0,1896 \frac{h}{c} + 0,0617 \frac{o}{c} + 0,0428 \frac{n}{c} \quad (5-53)$$

Таким же образом было получено корреляционное уравнение для сухого органического вещества древесины:

$$\alpha = \frac{e_{ns}}{W_{dns}} = \frac{1,0412 + 0,2160 \frac{h}{c} - 0,2499 \frac{o}{c} \times \dots}{1 - 0,3035 \frac{o}{c}} \dots \times \left(1 + 0,7884 \frac{h}{c}\right) + 0,0450 \frac{h}{c} \dots \quad (5-54)$$

Номограмма для определения α изображена на рис. 59.

В состав твердых технических топлив, кроме сухого органического вещества, входят вода и неорганические вещества, из которых после сгорания образуется пепел. Формулы, выведенные в настоящей работе, позволяют рассчитать эксергию органического вещества топлива на основе теплотворной способности этой составляющей. Теплотворная способность горючего вещества не равна точно теплотворной способности органического вещества, поскольку при сгорании минеральные компоненты топлива претерпевают различные химические превращения (разложение карбонатов, окис-

ление сульфидов). Вычисление теплотворной способности горючего вещества по теплотворной способности органической части его внесло бы значительные трудности. В связи с этим принято, что отношение нормальной эксергии к теплотворной способности органической части сохраняется и для топлива в целом. При такой предпосылке к эксергии топлива следует добавить поправки, выражающие эксергию золы, а не эксергию минерального вещества.

Формулы (5-53) и (5-54) относятся к сухому органическому веществу. В соответствии с приведенными выше рассуждениями вместо теплотворной способности сухого органического вещества вводят теплотворную способность сухого горючего вещества. Ее значение, отнесенное к тому количеству сухого топлива, которое приходится на 1 кг влажного топлива, определяют по формуле

$$W_{dns} = W_{dn} + r_n w. \quad (5-55)$$

Формулы (5-53) и (5-54) относятся к веществам, не содержащим в своем составе серы, поэтому для твердых топлив, содержащих определенное количество серы, необходимо введение соответствующей поправки.

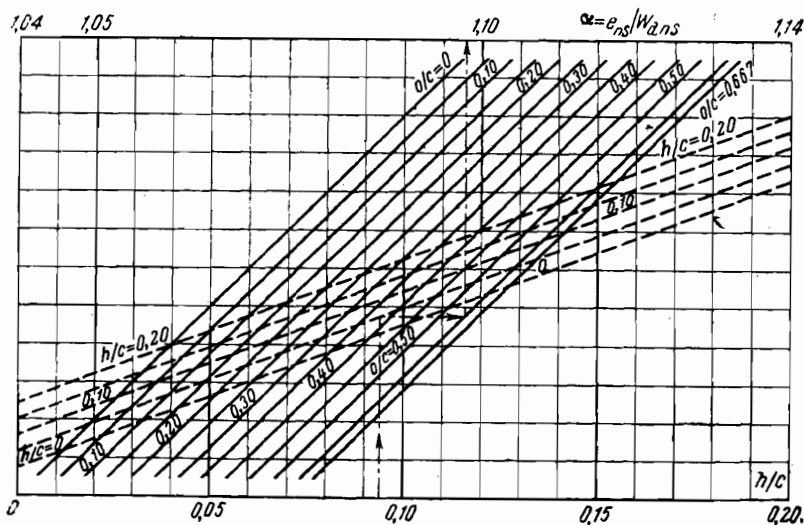


Рис. 59. Номограмма отношения e_n/W_{dns} для твердых соединений С, Н, О, N с малым содержанием кислорода ($O/C \leq 0,667$). ($h/c \leq 0,20$).

Приближенные формулы для расчета нормальной химической эксергии вещества в технических топливах

Вид топлива	Расчетная формула	Границы применения формулы	Средняя точность формулы	Значение символов
Газообразные углеводороды	$\frac{e_n}{W_{dn}} = 1,0344 + 0,0183 \frac{H}{C} - 0,0694 \frac{1}{C}$		$\pm 0,27\%$	$\frac{H}{C}$ — отношение атомного числа водорода к атомному числу углерода; C — среднее число атомов углерода в молекуле
Жидкие углеводороды	$\frac{e_n}{W_{dn}} = 1,0406 + 0,0144 \frac{H}{C}$		$\pm 0,21\%$	
Жидкие соединения С, Н, О	$\frac{e_n}{W_{dn}} = 1,0374 + 0,0159 \frac{H}{C} + 0,0567 \frac{O}{C}$	$\frac{O}{C} \leq 1$	$\pm 0,34\%$	$\frac{O}{C}$ — отношение атомного числа кислорода к атомному числу углерода
Жидкие соединения С, Н, О, S	$\frac{e_n}{W_{dn}} = 1,0407 + 0,0154 \frac{H}{C} + 0,0562 \frac{O}{C} + 0,5904 \frac{S}{C} \times \left(1 - 0,175 \frac{H}{C}\right)$	$\frac{O}{C} \leq 1$	$\pm 0,5\%$	$\frac{S}{C}$ — отношение атомного числа серы к атомному числу углерода
Твердые углеводороды	$\frac{e_n}{W_{dn}} = 1,0435 + 0,0159 \frac{H}{C}$		$\pm 0,5\%$	
Твердые соединения С, Н, О	$\frac{e_n}{W_{dn}} = 1,0438 + 0,0158 \frac{H}{C} + 0,0813 \frac{O}{C}$	$\frac{O}{C} < 0,5$	$\pm 0,1\%$	
	$\frac{e_n}{W_{dn}} = \frac{1,0414 + 0,0177 \frac{H}{C} - 0,3328 \frac{O}{C} \left(1 + 0,0537 \frac{H}{C}\right)}{1 - 0,4021 \frac{O}{C}}$	$\frac{O}{C} \leq 2$	$\pm 0,69\%$	
Твердые соединения С, Н, О, N	$\frac{e_n}{W_{dn}} = 1,0447 + 0,0140 \frac{H}{C} + 0,0968 \frac{O}{C} + 0,0467 \frac{N}{C}$	$\frac{O}{C} \leq 0,5$	$\pm 0,38\%$	$\frac{N}{C}$ — отношение атомного числа азота к атомному числу углерода

Вид топлива	Расчетная формула	Границы применения формулы	Средняя точность формулы	Значение символов
Каменный и бурый угли, кокс, торф	$\frac{e_n}{W_{dn}} = \frac{1,0444 + 0,0160 \frac{H}{C}}{1 - 0,4124 \frac{O}{C} - 0,3493 \frac{O}{C} \times \left(1 + 0,0531 \frac{H}{C}\right) + 0,0493 \frac{N}{C}}$	$\frac{O}{C} \leq 2$		
Дерево	$e_n = (W_{dn} + r_n w) \left(1,0437 + 0,1896 \frac{h}{c} + 0,0617 \frac{o}{c} + 0,0428 \frac{n}{c} \right) (e_{ns} - W_{ds}) s$	$\frac{O}{C} < 0,667$	$\pm 1\%$	W_{dn} — теплотворная способность влажного топлива; r_n — энтальпия испарения воды; w, s — весовые соотношения влаги и серы в топливе
Жидкие технические топлива	$e_n = (W_{dn} + r_n w) \times \frac{1,0412 + 0,2160 \frac{h}{c}}{1 - 0,3035 \frac{o}{c}} \times 0,2499 \frac{o}{c} \left(1 + 0,7884 \frac{h}{c} \right) + 0,0450 \frac{n}{c} + (e_{ns} - W_{ds}) s$	$\frac{O}{C} \leq 2,67$	$\pm 1,5\%$	$\frac{h}{c}, \frac{o}{c}, \frac{n}{c}$ — отношения долей водорода и углерода, кислорода и углерода, азота и углерода
Коксовый газ	$e_n = W_{dn}$		$\pm 1\%$	e_{ns}, W_{ds} — химическая эксергия и теплотворная способность серы
Колошниковый газ	$e_n = 0,98 W_{dn}$		$\pm 1\%$	
Генераторный газ с поддувом пара и воздуха	$e_n = 0,97 W_{dn}$		$\pm 1\%$	
Природный газ	$e_n = 1,04 W_{dn}$		$\pm 0,5\%$	

Из табл. 15 следует, что химическая эксергия серы значительно превышает ее теплотворную способность. Разность этих двух величин, отнесенная к 1 кг серы, составляет:

$$\frac{e_{ns} - W_{ds}}{32,066} = \frac{608\,270 - 296\,900}{32,066} = 9710 \text{ кДж/кг S.}$$

Если в первом приближении опустить изменения эксергии, вызванные наличием химических соединений серы в топливе, то найденную поправку можно будет прибавить к химической эксергии, рассчитанной с помощью формул (5-53) и (5-54).

На основе приведенных выше положений получают для технических твердых топлив формулу нормальной химической эксергии:

$$e_n = (W_{dn} + r_n w) \alpha + (e_{ns} - W_{ds}) s + e_{n\text{пор}} p + e_{n\text{H}_2\text{O}} w, \quad (5-56)$$

где α — отношение, следующее из формулы (5-53) или (5-54);

$e_{n\text{пор}}$, p — нормальная химическая эксергия и доля золы.

В приближенных расчетах можно не учитывать химическую эксергию золы и влажность. В этом случае можно пользоваться формулой

$$e_n = (W_{dn} + r_n w) \alpha + (e_{ns} - W_{ds}) s. \quad (5-57)$$

При составлении эксергетического баланса процессов сгорания наиболее удобно пользоваться отношением химической эксергии к теплотворной способности. Используя формулу (5-57), это отношение можно выразить следующей формулой:

$$\frac{e_n}{W_{dn}} = \alpha \beta + \frac{e_{ns} - W_{ds}}{W_{dn}} s.$$

Символом β обозначено соотношение

$$\beta = \frac{W_{dn} + r_n w}{W_{dn}} = \frac{1}{1 - \frac{r_n}{W_{dp}} \cdot \frac{w}{1 - w - p}},$$

где W_{dp} — теплотворная способность сухого горючего вещества топлива.

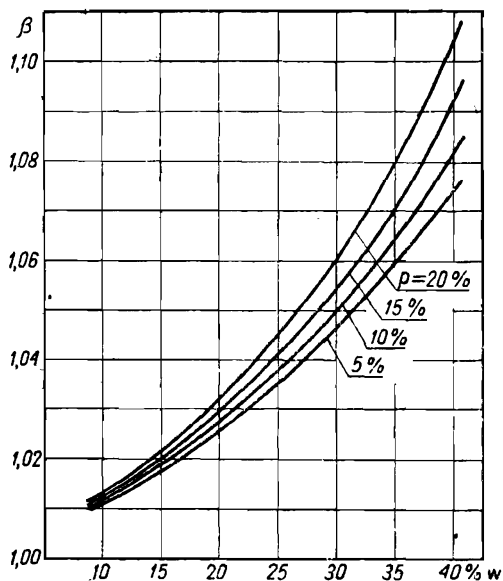
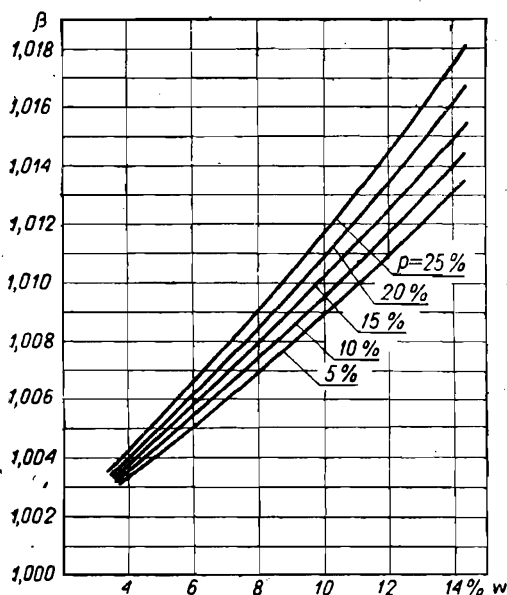


Рис. 60. Влияние содержания золы (p) и влаги (w) на химическую эксергию каменного и бурого углей.

Слева — каменный уголь; $W_{dp} = 32\,500$ кДж/кг; $r/W_{dp} = 0,075$; справа — бурый уголь; $W_{dp} = 25\,700$ кДж/кг; $r/W_{dp} = 0,095$.

Значение отношения β зависит от состава горючего вещества топлива, поэтому для определенного вида топлива оно будет более или менее постоянным. Значение отношения β при определенном виде топлива зависит главным образом от содержания влаги и золы в топливе. На рис. 60 показана зависимость значения β от содержания влаги и золы для обычного энергетического каменного угля и для бурого угля, сухая горючая часть которого имеет теплотворную способность, равную примерно 25 000 кДж/кг.

Отношение нормальной химической эксергии к теплотворной способности твердого топлива практически равно произведению $\alpha\beta$. Принимая во внимание приведенные выше положения, а также характер кривых на рис. 60, можно сделать вывод, что отношение e_n/W_{dn} для определенного вида топлива зависит главным образом от влажности топлива.

Пример 5-9. Расчет химической эксергии каменного угля

Предметом рассмотрения является влажный энергетический каменный уголь (сорт 31), анализ которого показал следующее содержание (в граммах) элементов, входящих в состав горючей субстанции, влаги и золы:

$$c=65,8\%; h=4,7\%; o=12,8\%; n=1,5\%; \\ s=0,6\%; w=10,0\%; p=4,6\%.$$

Теплотворная способность этого угля составляет $W_{dn}=24\,490$ кДж/кг. В соответствии с формулами (5-57) и (5-53), нормальная химическая эксергия рассматриваемого угля составляет:

$$e_n = (24\,490 + 0,1 \cdot 2\,442) \times \\ \times \left(1,0438 + 0,1896 \cdot \frac{4,7}{65,8} + \right. \\ \left. + 0,0617 \cdot \frac{12,8}{65,8} + 0,0428 \cdot \frac{1,5}{65,8} + \right. \\ \left. + 9\,710 \cdot 0,006 + 24\,734 (1,0437 + \right. \\ \left. + 0,0135 + 0,0120 + 0,0010) + \right. \\ \left. + 58 = 26\,528 \text{ кДж/кг.} \right.$$

Произведенный расчет показывает, что поправка на содержание водорода составляет 1,3%. Приближенной является также поправка на содержание кислорода. В других сортах каменного угля содержание кис-

лорода, однако, значительно меньше, и тогда влияние кислорода на эксергию также будет гораздо меньшим по сравнению с влиянием водорода. Для серы принимают поправку 0,3%, для азота же — только 0,1%. Отношение нормальной химической эксергии к теплотворной способности составляет $e_n/W_{dn}=1,08$.

Пример 5-10. Расчет химической эксергии бурого угля

Аналитически доказано, что в состав бурого угля входит следующее весовое количество компонентов:

$$c=32,6\%; h=2,4\%; o=12,2\%; n=0,4\%; \\ s=0,4\%; w=36,0\%; p=16,0\%.$$

Теплотворная способность этого угля $W_{dn}=11\,260$ кДж/кг.

В соответствии с формулами (5-57) и (5-53) нормальная химическая эксергия бурого угля будет иметь значение

$$e_n = (11\,260 + 0,36 \cdot 2\,442) (1,0437 + 0,0140 + \\ + 0,0231 + 0,0005) + 9\,710 \cdot 0,004 = \\ = 13\,166 \text{ кДж/кг.}$$

В этом случае кислород вносит в расчет гораздо большую поправку, чем водород. Отношение химической эксергии к теплотворной способности $e_n/W_{dn}=1,17$.

Пример 5-11. Расчет химической эксергии кокса

Из анализа кокса установлено, что в него входят следующие весовые количества компонентов:

$$c=85,1\%; h=0,5\%; o=0,4\%; n=1,0\%; \\ s=0,8\%; w=10,0\%; p=2,2\%.$$

Теплотворная способность кокса составляет $W_{dn}=29\,200$ кДж/кг.

В соответствии с формулами (5-57) и (5-53) нормальная химическая эксергия равна:

$$e_n = (29\,200 + 0,10 \cdot 2\,442) (1,0437 + 0,0011 + \\ + 0,0003 + 0,0005) + 9\,710 \cdot 0,008 = \\ = 30\,865 \text{ кДж/кг.}$$

Отношение химической эксергии к теплотворной способности равно 1,06.

Пример 5-12. Расчет химической эксергии древесины

Анализом установлен следующий весовой состав компонентов:

$$c=42,6\%; h=5,2\%; o=36,6\%; n=0,1\%; \\ s=0\%; w=15,0\%; p=0,5\%.$$

Теплотворная способность материала равна $W_{dn}=15\,320$ кДж/кг. После подста-

новки этого значения в формулы (5-57) и (5-54) получим:

$$e_n = (15\,320 + 0,15 \cdot 2\,442) \times \\ \times \frac{1,0412 + 0,0264 - 0,2147}{1 -} \\ \times \frac{(1 + 0,0963) + 0,0001}{-0,2608} = \\ = 17\,661 \text{ кДж/кг.}$$

В этом случае отношение химической эксергии к теплотворной способности составляет 1,15. Для древесины, содержащей больше влаги, это отношение было бы заметно большим.

5-8-7. ХИМИЧЕСКАЯ ЭКСЕРГИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ ЖИДКИХ ТОПЛИВ

При определении корреляции, определяющей отношение e_{ns}/W_{dns} для сухого органического вещества жидких топлив, сернистые соединения были рассмотрены с тех же позиций, что и для азота при рассмотрении твердых топлив. Учítывая, что технические жидкие топлива содержат в общем значительно меньше серы, чем сернистые органические соединения, используемые при установлении корреляции, ис-

пользованным сернистым соединениям приписан статистический вес, меньший единицы. Этот вес тем меньше, чем быстрее содержание серы в данном соединении переходит через процентное содержание, наблюдаемое в технических топливах. Исходя из изложенных выше предпосылок, для сухого органического вещества жидких топлив получена следующая формула:

$$\alpha = \frac{e_{ns}}{W_{dns}} = 1,0401 + 0,1728 \frac{h}{c} + \\ + 0,0432 \frac{o}{c} + \\ + 0,2169 \frac{s}{c} \left(1 - 2,0628 \frac{h}{c} \right). \quad (5-58)$$

На рис. 61 представлена номограмма для определения отношения α .

Если опустить химическую эксергию влаги и золы, то формула для определения нормальной химической эксергии жидкого технического топлива примет вид:

$$e_n = (W_{dn} + r_n w) \alpha_0. \quad (5-59)$$

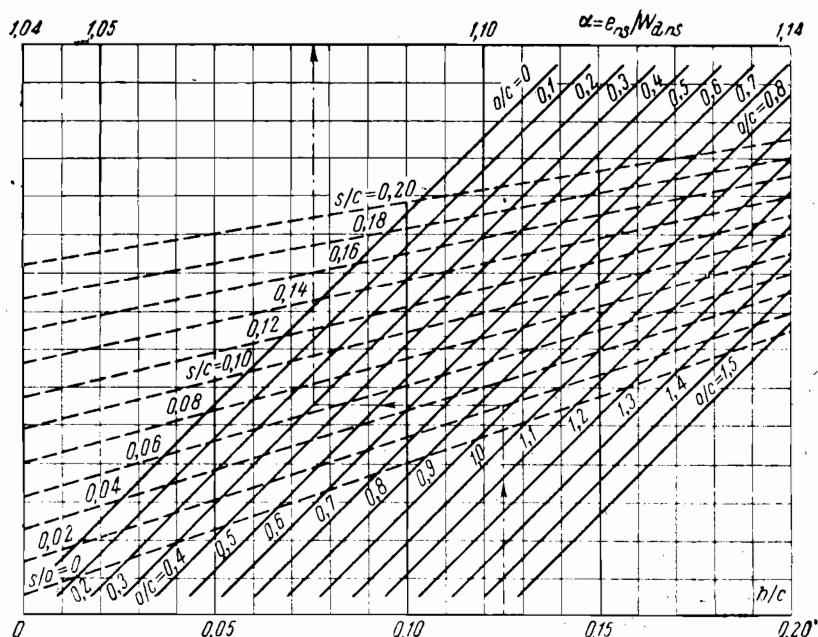


Рис. 61. Номограмма отношения e_n/W_{dns} для жидких соединений C, H, O, S.

5-8-8. ХИМИЧЕСКАЯ ЭКСЕРГИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ ГАЗОВЫХ ТОПЛИВ

Чтобы облегчить расчет эксергии распространенных газовых технических топлив, найдено значение отношения e_n/W_{an} для процентных составов этих топлив. Учитывая, что состав основных газовых топлив изменяется в относительно небольших границах, можно рекомендовать применение следующей формулы:

$$\frac{e_n}{W_{an}} = a, \quad (5-60)$$

где a — отношение, найденное по процентному составу газового топлива.

В табл. 15 представлены формулы для расчета нормальной химической эксергии технических топлив.

5-9. ТЕРМИЧЕСКАЯ ЭКСЕРГИЯ ИЗОТОПОВ

Изотопы элемента обычно в малой степени отличаются друг от друга по своим химическим свойствам, в связи с чем можно считать, что и термохимические значения будут одинаковыми как для чистого изотопа, так и для естественной смеси изотопов (для одного и того же атомного числа). Смесь изотопов ведет себя, как идеальный раствор. Принимая во внимание предыдущие выводы, получают следующую зависимость:

$$e_i = e_{im} - R_u T_0 \ln z, \quad (5-61)$$

где e_i, e_{im} — термические эксергии чистого изотопа и естественной смеси изотопов при одинаковых термических параметрах, отнесенные к 1 кмоль;

z — мольное содержание рассматриваемого изотопа в смеси изотопов.

Для легких элементов могут существовать различия между термохимическими величинами для изотопов. Если термохимические показатели какого-либо изотопа сильно отличаются от средних значений, относящихся к естественной смеси изотопов, то рассматриваемый изотоп следует считать обособленным элементом, принимая для него обособленное вещество отсчета. Очевидно, лучше всего считать, что вещество отсчета для изотопа имеет такую же химическую формулу, как и вещество отсчета, принятое в целом для данного элемента.

Рассмотрение изотопа как обособленного элемента необходимо, например, при анализе изотопов водорода. В связи с принятием водяного пара за вещество отсчета водорода следует принять пары D_2O за вещество отсчета дейтерия. Нормальная концентрация D_2O в атмосфере следует из нормальной концентрации H_2O в окружающей среде и содержания D_2O в воде.

В табл. 3 приведены данные, вытекающие из нормального парциального давления D_2O в атмосфере, а в табл. 5 — значения нормальной химической эксергии для D_2 и D_2O .

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТИПОВЫХ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ

6-1. ТИПОВЫЕ ТЕПЛОВЫЕ МАШИНЫ

6-1-1. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КЛАССИЧЕСКИХ ТЕПЛОВЫХ МАШИН

Под термином «классическая тепловая машина» в настоящей работе подразумевается оборудование, представляющее собой закрытую систему с использованием постоянного количества рабочего тела, которое подвергается преобразованиям в прямом или обратном цикле. Кроме того, принято, что классическая тепловая машина производит теплообмен с теплоприемником и теплоотдатчиком, одним из которых является окружающая среда. В зависимости от назначения машины она носит название двигателя, теплового насоса или холодильной установки. В каждом из этих случаев имеют дело с каким-либо одним рабочим эффектом тепловой машины и одной величиной, выражающей затрату эксергии на привод тепловой машины.

Полезным эффектом действия теплового двигателя является выполненная работа. Приводную эксергию составляет перепад эксергий ($-\Delta E_{zr}$) источника тепла. В идеальном двигателе перепад эксергий этого источника тепла был бы равен выполненной работе (если эксергия окружающей среды равна нулю и не изменяется при отборе тепла). Из уравнения (2-46) следует формула для эксергетического к. п. д. классического теплового двигателя:

$$\eta_b = \frac{L}{-\Delta E_{zr}} = \frac{L}{Q_N} \cdot \frac{T}{T - T_0}, \quad (6-1)$$

где Q_N — приводное тепло, отбираемое двигателем от источника тепла;

T — температура этого источника;

L — работа, выполняемая двигателем.

В последнем выражении уравнения (6-1) первый член определяет термический к. п. д. исследуемого двигателя, в то время как второй член определяет обратную величину максимального термического к. п. д., которого можно было бы достичь в обратимом двигателе Карно. Эксергетический к. п. д. классического теплового двигателя можно также определить как отношение термического к. п. д. η_t действительного двигателя к термическому к. п. д. $\eta_{t \text{ макс}}$ обратимого двигателя Карно:

$$\eta_b = \frac{\eta_t}{\eta_{t \text{ макс}}}. \quad (6-2)$$

Перекачка тепла преследует цель доставки тепла Q_g объекту с температурой $T_g > T_0$. Для поддержания действия теплового насоса служит приводная работа $|L|$. Кроме того, тепловой насос отбирает даровое тепло из окружающей среды с температурой T_0 . В идеальной машине приводная работа $|L_s|$ была бы равна приросту эксергии объекта, нагреваемого с помощью теплового насоса. Из уравнения (2-46) следует формула для эксергетического

к. п. д. классического теплового насоса:

$$\eta_b = \frac{|L_s|}{|L|} = \frac{\Delta E_{zr}}{|L|} = \frac{Q_g}{|L|} \cdot \frac{T_g - T_0}{T_g}. \quad (6-3)$$

В последнем выражении уравнения (6-3) первый член определяет термический к. п. д. ϵ_{pc} исследуемого теплового насоса, а второй член представляет собой обратную величину максимального термического к. п. д. $\epsilon_{pc \text{ макс}}$ обратного цикла Карно

$$\eta_b = \frac{\epsilon_{pc}}{\epsilon_{pc \text{ макс}}}. \quad (6-4)$$

Подобные же результаты получают и для холодильной установки. Назначением холодильной установки является отбор тепла Q_z от объекта с температурой $T_z < T_0$. Для поддержания деятельности установки служит приводная работа $|L|$. Рассуждая таким же образом, как для случая теплового насоса, приходим к следующей формуле для эксергетического к. п. д. классической холодильной установки:

$$\eta_b = \frac{\Delta E_{zr}}{|L|} = \frac{Q_z}{|L|} \cdot \frac{T_0 - T_z}{T_z} = \frac{\epsilon_z}{\epsilon_{z \text{ макс}}}, \quad (6-5)$$

где $\epsilon_z = Q_z/|L|$ — термический к. п. д. реальной холодильной установки;

$\epsilon_{z \text{ макс}} = T_z/(T_0 - T_z)$ — термический к. п. д. обратимой холодильной установки, действующей по циклу Карно.

Эксергетический к. п. д. классической тепловой машины всегда меньше единицы и только в граничном случае, для обратимой машины, имеет значение $\eta_b \text{ макс} = 1$.

6-1-2. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ К. П. Д. ПРЯМЫХ ЦИКЛОВ, ОСУЩЕСТВЛЯЮЩИХ ТЕПЛОБМЕН С ТЕПЛОПРИЕМНИКАМИ И ТЕПЛООТДАТЧИКАМИ ПЕРЕМЕННОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ

Предпосылка о постоянной температуре внешних источников и приемников тепла, осуществляющих теплообмен с рабочим телом, является реальной при рассмотрении холодильных установок и тепловых насосов¹. При анализе тепловых двигателей обычно не рассматривают источник приводного тепла с постоянной температурой. Чаще всего тепловые двигатели не являются замкнутыми системами, поэтому приводная эксергия образуется за счет химической эксергии топлива. Тогда процессы двигателя не могут рассматриваться как цикл. Встречаются, однако, двигатели с замкнутыми системами, осуществляющими теплообмен с источниками переменной температуры. Например, в атомной электростанции хладагент реактора выполняет в цикле электростанции роль источника приводного тепла с переменной температурой.

Фратшер проводил в своих работах эксергетический анализ циклов теплообмена с источниками переменной температуры [Л. 35]. Эксергетический баланс такого цикла можно при рассмотрении двигателя выразить уравнением

$$\int \frac{T_1 - T_0}{T_1} dQ_1 = \int \frac{T_2 - T_0}{T_2} dQ_2 + L + \sum_i \Pi_i T_0, \quad (6-6)$$

где dQ_1 , T_1 — элемент тепла, поглощенного рабочим телом, и мгновенная температура теплоотдатчика, доставляющего тепло Q_1 ;

¹ В ряде случаев холодильные установки и тепловые насосы работают с теплоотдатчиками и теплоприемниками переменной температуры. (Прим. ред.)

dQ_2 , T_2 — элемент тепла, отданного рабочим телом, и мгновенная температура теплоприемника, поглощающего тепло Q_2 ;

L — работа, выполненная рабочим телом;

$\sum_i \Pi_i T_0$ — сумма внутренних потерь эксергии в цикле.

Приводная эксергия цикла является разностью между снижением эксергии теплоотдатчика, поставляющего тепло Q_1 , и приростом эксергии теплоприемника, поглощающего тепло Q_2 . Отсюда вытекает следующая обобщенная формула для эксергетического к. п. д. прямого цикла:

$$\eta_b = \frac{L}{\int \frac{T_1 - T_0}{T_1} dQ_1 - \int \frac{T_2 - T_0}{T_2} dQ_2}, \quad (6-7)$$

или

$$\eta_b = \frac{L}{\frac{T_{1m} - T_0}{T_{1m}} Q_1 - \frac{T_{2m} - T_0}{T_{2m}} Q_2}, \quad (6-8)$$

где T_{1m} , T_{2m} — температуры источника тепла в эквивалентном цикле Карно во время отдачи тепла Q_1 и во время поглощения тепла Q_2 .

Температура в цикле Карно может быть найдена путем сравнения формул (6-7) и (6-8):

$$T_m = \frac{Q}{\int \frac{dQ}{T}}. \quad (6-9)$$

Формулу (6-8) можно привести к виду, выражающему зависимость между термическим и эксергетическим к. п. д. Если термический к. п. д. определяется с помощью формулы

$$\eta_t = \frac{L}{Q_1}, \quad (6-10)$$

то уравнение (6-8) можно привести к виду:

$$\eta_b = \frac{\eta_t}{\eta_{c1} - \eta_{c2}(1 - \eta_t)}, \quad (6-11)$$

где η_{c1} , η_{c2} — термические к. п. д. обратимого двигателя Карно, действующего между теплоотдатчиком с температурой T_{1m} или T_{2m} и окружающей средой.

Если тепло Q_2 отводится непосредственно или через промежуточные устройства в окружающую среду, то $\eta_{c2} = 0$ и формула (6-11) принимает вид, соответствующий формуле (6-1) *:

$$\eta_b = \frac{L}{\int \frac{T_1 - T_0}{T_1} dQ_1} = \frac{\eta_t}{\eta_{c1}}. \quad (6-12)$$

6-1-3. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ К. П. Д. ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ИЛИ ТЕПЛОВОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

В двигателях внутреннего сгорания и тепловых электростанциях приводная эксергия является эксергией сжимаемого топлива, причем поступающее топливо имеет обычно температуру окружающей среды. В этом случае эксергетический к. п. д. двигателя или электростанции выражается формулой

$$\eta_b = \frac{l}{e_{ch}}, \quad (6-13)$$

где l — работа, получаемая от единицы топлива;

e_{ch} — химическая эксергия топлива.

По формуле (6-13) получают величины, приближающиеся к значе-

* Формулам (6-7) и (6-12) может быть придан более простой и удобный вид, если воспользоваться величинами эксергии тепла E_q [Л. 136]. В изобарном процессе изменения состояния $E_q = \Delta E_t$. Формула (6-7) для этого случая примет вид:

$$\eta_b = \frac{L}{E_{q1} - E_{q2}} = \frac{L}{(\Delta E_t)_1 - (\Delta E_t)_2}, \quad (6-7a)$$

где $(\Delta E_t)_1$ и $(\Delta E_t)_2$ — изменения эксергии теплоотдатчика и теплоприемника соответственно.

Таким же образом может быть преобразована формула (6-12). Необходимость в построении эквивалентного цикла Карно в этом случае отпадает. (Прим. ред.)

ниям термического к. п. д., поскольку эксергия топлива незначительно отличается от его теплотворной способности. Из формулы (6-13) также следует, что при установлении оптимальных условий работы двигателя, работающего на химическом топливе (например, при определении оптимальной степени сжатия в системе газовой турбины), критерий максимального эксергетического к. п. д. приводит к тем же результатам, что и критерий максимального термического к. п. д., потому что отношение эксергии к теплотворной способности топлива имеет постоянное значение, не зависящее от параметров работы двигателя.

6-2. КОМБИНИРОВАННЫЕ ТЕПЛОВЫЕ ЦИКЛЫ

6-2-1. ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ СОЕДИНЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ МАШИН

В комбинированных процессах получают минимум два качественно различных полезных эффекта: Объединяя, например, классический тепловой двигатель с классическим тепловым насосом, можно получить процесс, в котором полезными эффектами будут обогрев более теплого, чем окружающая среда, объекта и выполнение работы.

Сопряжение тепловых процессов целесообразно в тех случаях, когда оно позволяет сократить цепь тепловых преобразований. Исключение некоторых звеньев этой цепи уменьшает потери эксергии, вызываемые необратимостью преобразований в этих звеньях. Это позволяет получить для сопряженного процесса эксергетический к. п. д., гораздо больший, чем эксергетический к. п. д. системы раздельных процессов.

Путем объединения классических тепловых машин можно частично или полностью исключить необратимый теплообмен с окружающей средой. Однако это возможно только в том случае, когда тепло, обмениваемое с окружающей средой, имеет в совмещенных процессах противоположные знаки. Отсюда следует, что можно объеди-

нить двигатель с тепловым насосом и тепловой насос с холодильной установкой. В то же время нельзя получить эффект от объединения двигателя с холодильной установкой, поскольку обе эти машины отдают тепло в окружающую среду¹.

6-2-2. КОМБИНИРОВАННЫЙ ТЕПЛОСИЛОВОЙ ПРОЦЕСС

Путем объединения двигателя с тепловым насосом получают комбинированный процесс, который имеет наибольшее практическое значение и осуществлен в теплоэлектроцентралях (ТЭЦ).

Если предположить, что источник приводного тепла имеет постоянную температуру T_N , а нагреваемый объект постоянную температуру T_g , то получим следующую формулу для эксергетического к. п. д. классической комбинированной установки:

$$\eta_{tb} = \frac{L + Q_g \frac{T_g - T_0}{T_g}}{Q_N \frac{T_N - T_0}{T_N}} = \frac{L + Q_g \eta_{cg}}{Q_N \eta_{cn}}, \quad (6-14)$$

где

Q_N — приводное тепло, отбираемое от источника с температурой T_N ;

Q_g — нагревательное тепло, отдаваемое теплоприемнику с температурой T_g ;

η_{cn} , η_{cg} — термический к. п. д. обратимого двигателя Карно, действующего между источником с температурой T_N или T_g и окружающей средой.

Формулу (6-14) можно также применять при рассмотрении комбинированного процесса, при котором теплообмен осуществляется между

¹ Дальнейшие возможности целесообразного объединения наступили бы в том случае, если бы на практике существовали двигатели, действующие между окружающей средой и приемником тепла, имеющим более низкую температуру, чем окружающая среда.

источниками с переменной температурой. В этом случае значения η_{CN} и η_{CG} следует рассчитывать с помощью температур заменяющих процессов Карно [см. уравнение (6-9)].

В принципе можно определять отдельно эксергетические к. п. д. для процесса совершения работы и процесса нагревания [Л. 45]. В этом случае разделенные к. п. д. были бы несравнимы, поскольку они относились бы к разным приводным эксергиям.

В то же время целесообразно расчет экономии приводной эксергии вести путем сравнения комбинированного процесса с системой разделенных процессов, дающих те же полезные эффекты. Приводная эксергия двигателя, работающего в раздельной системе, может быть выражена отношением L/η_{bs} (где η_{bs} — эксергетический к. п. д. этого двигателя). Таким же образом можно выразить приводную эксергию нагревательного процесса. Вычтя из суммарной приводной эксергии разделенных процессов приводную эксергию сопряженного процесса, получают следующее уравнение для экономии приводной эксергии ΔE_N , полученной благодаря сопряжению процессов:

$$\Delta E_N = L \left(\frac{1}{\eta_{bs}} - \frac{1}{\eta_b} \right) + Q_g \eta_{CG} \left(\frac{1}{\eta_{bg}} - \frac{1}{\eta_b} \right), \quad (6-15)$$

где η_{bs} , η_{bg} — эксергетические к. п. д. процесса двигателя и нагревательного процесса в раздельной системе;

η_b — эксергетический к. п. д. комбинированной системы.

6-2-3. СОПРЯЖЕННАЯ ХОЛОДИЛЬНО-НАГРЕВАТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Эксергетический к. п. д. классической сопряженной холодильно-нагревательной установки выражается формулой

$$\eta_b = \frac{Q_g \frac{T_g - T_0}{T_g} + Q_z \frac{T_0 - T_z}{T_z}}{|L|}, \quad (6-16)$$

где Q_g — нагревающее тепло, отданное приемнику с температурой $T_g > T_0$;

Q_z — тепло, отобранное от охлаждаемого объекта, имеющего температуру $T_z < T_0$.

Экономия приводной работы получается за счет сопряжения и ее можно рассчитать таким же образом, как указано в подпараграфе 6-2-2.

6-3. КОМПРЕССОРЫ И НАСОСЫ

6-3-1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО К. П. Д. КОМПРЕССОРА И НАСОСА

Компрессор или насос всегда является частью тепловой установки. В соответствии с указаниями § 2-4 в принципе нецелесообразно определять раздельные эксергетические к. п. д. для частей тепловой установки, поскольку разделенные к. п. д. несравнимы. Однако при рассмотрении компрессора или насоса понятие раздельного эксергетического к. п. д. для этих машин в отдельных случаях может быть полезным.

Полезным эффектом работы компрессора или насоса является прирост эксергии сжимаемого агента. Во время сжатия чаще всего выделяется тепло, которое в некоторых случаях может быть использовано. Тогда для приводной эксергии компрессора (или насоса) следует находить разность эффективной приводной работы и прироста эксергии приемника тепла, поглощающего тепло, выделяющееся при сжатии. Отсюда вытекает общее определение эксергетического к. п. д., сформулированное Фратшером и Шебелем [Л. 29]:

$$\eta_b = \frac{e_t - e_{ss}}{|l_e| - \int_{ss} \frac{T_{zr} - T_0}{T_{zr}} dq}, \quad (6-17)$$

где e_t , e_{ss} — эксергии сжимаемого тела на входе и выходе;
 l_e — эффективная приводная работа, отнесенная к единице сжатого тела;

dq — тепло, отданное единицей расхода сжимаемого тела;

T_{zr} — мгновенная температура приемника, поглощающего тепло dq .

Если сжатие тела происходит при температуре, более низкой, чем температура окружающей среды, то теплота dq может иметь отрицательный знак, в то время как приемник, поглощающий это тепло, может быть более холодным, чем окружающая среда; тогда приводная эксергия будет больше эффективной работы сжатия, поскольку, кроме приводной работы, расходуется эксергия холодного источника.

Если теплота, отданная сжимаемым телом, уходит в окружающую среду, то второй член знаменателя в формуле (6-17) становится равным нулю. В этом случае получают более простое уравнение:

$$\eta_b = \frac{e_t - e_{ss}}{l_e} = \eta_m \frac{e_t - e_{ss}}{|l_i|}, \quad (6-18)$$

где $|l_i|$ — внутренняя приводная работа, отнесенная к единице сжатого тела;

η_m — механический к. п. д. компрессора или насоса.

6-3-2. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ К. П. Д. КОМПРЕССОРА ДЛЯ ИДЕАЛЬНОГО ГАЗА

При рассмотрении процесса сжатия идеального газа формулу (6-17) можно представить в следующем виде:

$$\eta_b = \frac{c_p \left(T_t - T_{ss} - T_0 \ln \frac{T_t}{T_{ss}} \right) + RT_0 \ln \frac{p_t}{p_{ss}}}{\frac{1}{\eta_m \eta_{iT}} RT_{ss} \ln \frac{p_t}{p_{ss}} - \int_{ss}^t \frac{T_2 - T_0}{T_{zr}} dq}, \quad (6-19)$$

где T_t , T_{ss} — температура сжимаемого тела в нагнетательном и всасывающем трубопроводах;

p_t , p_{ss} — давление сжимаемого тела в нагнетательном и всасывающем трубопроводах;

η_{iT} — внутренний изотермический к. п. д. (отношение приводной работы при изотермическом сжатии к внутренней работе).

На рис. 62 в системе координат T, s изображен прирост эксергии идеального газа в охлаждаемом компрессоре. Точка ss определяет состояние тела во всасывающем трубопроводе, а точка t — состояние в нагнетательном трубопроводе. Верхняя, заштрихованная горизонтальными линиями, площадь представляет собой первый член числителя в уравнении (6-19), нижняя площадь (заштрихованная наклонными линиями) — второй член числителя.

Формула (6-19) примет более простой вид, если исходить из следующих предпосылок [Л. 77]:

а) сжимаемое тело после сжатия подвергается охлаждению в конечном холодильнике или трубопроводах до температуры T_{ss} ;

б) тепло, отданное в процессе сжатия и охлаждения, уходит в окружающую среду.

С принятием этих предпосылок уравнение (6-19) принимает вид:

$$\eta_b = \frac{T_0}{T_{ss}} \eta_{iT} \eta_m. \quad (6-20)$$

Формулу (6-20) следует применять в том случае, если компрессор оборудован конечным холодильником или если он нагнетает воздух в длинные неизолированные трубопроводы. Кроме того, применение

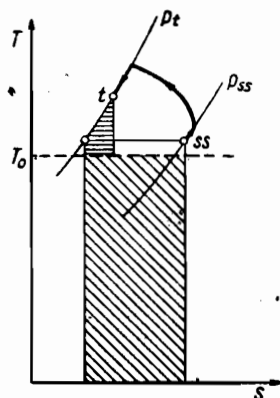


Рис. 62. Приращение эксергии в процессе сжатия газа.

формулы (6-20) целесообразно и тогда, когда средняя температура сжимаемого газа приближается к температуре окружающей среды.

6-3-3. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ К. П. Д. НАСОСА

При сжатии жидкости можно не учитывать тепло, отдаваемое сжимаемой жидкостью, поэтому можно использовать формулу (6-18). Учитывая малую сжимаемость жидкости, получают следующую формулу для эффективной приводной работы сжатия:

$$|l_e| = \frac{1}{\eta_m} |l_i| = \frac{v(p_t - p_{ss})}{\eta_m \eta_i}, \quad (6-21)$$

где v — удельный объем жидкости;

$|l_i|$ — внутренняя приводная работа сжатия;

η_m, η_i — механический и внутренних к. п. д. насоса.

Приращение эксергии жидкости при сжатии выражается формулой

$$\begin{aligned} e_t - e_{ss} &= i_t - i_{ss} - T_0(s_t - s_{ss}) = \\ &= v(p_t - p_{ss}) + (T_m - T_0)(s_t - s_{ss}), \end{aligned} \quad (6-22)$$

где T_m — средняя температура сжимаемой жидкости;

s_t, s_{ss} — удельные энтропии жидкости в нагнетательном и всасывающем трубопроводах.

Из предпосылки, что сжатие протекает адиабатно (но необратимо), вытекает:

$$i_t - i_{ss} = |l_i|, \quad (6-23)$$

а также

$$\begin{aligned} s_t - s_{ss} &= \frac{1}{T_m} \{ |l_i| - v(p_t - p_{ss}) \} = \\ &= \frac{v(p_t - p_{ss})}{T_m} \left(\frac{1}{\eta_i} - 1 \right). \end{aligned} \quad (6-24)$$

После подстановки зависимостей (6-21), (6-22) и (6-24) в формулу (6-18) получают следующую формулу для эксергетического к. п. д. насоса, в котором сжимаемая жидкость не отдает тепла в окружающую среду:

$$\eta_b = \eta_m \left(\frac{T_0}{T_m} \eta_i + \frac{T_m - T_0}{T_m} \right). \quad (6-25)$$

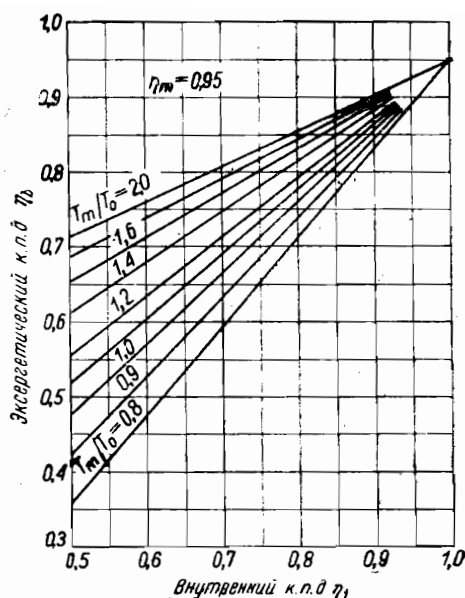


Рис. 63. Эксергетический к. п. д. насоса.

На рис. 63 показана зависимость между η_b и η_i для нескольких отношений T_m/T_0 . Принято постоянное значение механического к. п. д. Из графика видно, что при постоянном значении η_i эксергетический к. п. д. η_b возрастает по мере увеличения отношения T_m/T_0 . Таким образом, чем выше температура T_m , тем меньше будет потеря эксергии, вызванная трением при сжатии.

В общем случае, когда разность между средней температурой жидкости и температурой окружающей среды незначительна, формула (6-25) принимает вид:

$$\eta_b = \eta_m \eta_i. \quad (6-26)$$

6-4. ПРОЦЕССЫ СГОРАНИЯ

6-4-1. НЕОБРАТИМОСТЬ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

Процесс сгорания почти всегда связан с отдачей тепла. Таким образом, одновременно проявляются по крайней мере два необратимых явления: необратимая химическая реакция и необратимый теплообмен. Анализ этих явлений можно разделить, принимая, что вначале происходит адиабатное сгорание, после окончания которого начинается теплообмен.

Ниже приведен анализ потерь эксергии в адиабатном изобарном процессе сгорания. Необратимость такого процесса можно отчетливо интерпретировать с помощью графика T, s , используя значение абсолютной энтропии. На оси абсцисс этого графика все значения энтропии следует отнести к определенному количеству вещества топлива (например, к единице веса его).

На рис. 64 проанализирован процесс, при котором происходит сгорание свободного углерода при температуре окружающей среды с использованием воздуха, забираемого также из этой среды. Построена изобара продуктов сгорания в интервале от температуры окружающей среды до калориметрической температуры сгорания (калориметрическая температура имела бы место при адиабатном сжигании, протекающем без диссоциации продуктов горения). Площадь под этим отрезком изобары продуктов сгорания представляет собой теплотворную способность топлива W_d . Точка 3 определяет состояние продуктов сгорания при температуре и давлении окружающей среды. Продукты сгорания в этом состоянии обладают еще остаточной химической эксергией. В связи с этим сумма S_2 энтропий компонентов продуктов сгорания в состоянии термодинамического равновесия с окружающей средой будет выше энтропии S_3 . Площадь $(S_2 - S_3)T_0$ представляет собой остаточную химическую эксергию продуктов сгорания. Точка 1 определяет суммарную абсолютную энтропию исходных продуктов горения.

Химическую эксергию топлива можно определить с помощью величин, изображенных на графике на рис. 64:

$$e_{ch} = W_d - T_0(S_2 - S_1). \quad (6-27)$$

Химическая эксергия топлива представляет собой сумму площадей, показанных на рис. 64. При сгорании свободного углерода $S_1 < S_2$, в связи с чем химическая эксергия свободного углерода больше его теплотворной способности. При ис-

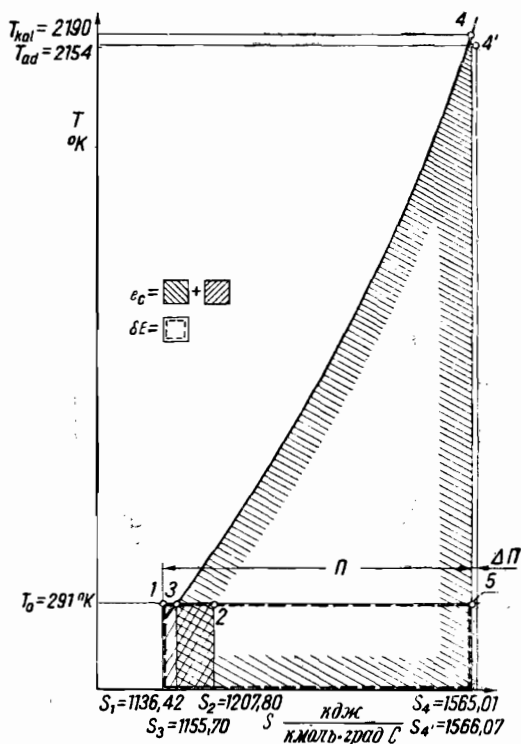


Рис. 64. Потери эксергии при адиабатно-изобарном горении элементарного углерода.

пользовании технологических топлив разность между теплотворной способностью и химической эксергией обычно невелика. Величина $S_1 > S_2$ мала по сравнению с $S_4 - S_3$. Величина $S_2 - S_3$ будет также небольшой, если химическая эксергия продуктов горения имеет существенно меньшее значение, чем химическая эксергия топлива.

Потери эксергии, вызванные необратимостью адиабатно-изобарного сгорания, определяются формулой

$$\nabla E = (S_4 - S_1) T_0. \quad (6-28)$$

Из графика на рис. 64 видно, что эти потери составляют значительную часть химической эксергии топлива.

Диссоциация продуктов сгорания приводит к увеличению потерь эксергии. Поскольку адиабатный переход от состояния недиссоциированных продуктов сгорания (точка 4 на рис. 63) к состоянию диссоциированных продуктов (точка 4') является самопроизвольным, он протекает с возрастанием энтропии.

Увеличение суммы приращений энтропии, вызванное диссоциацией, обозначено на рис. 63 символом $\Delta\Pi$.

6-4-2. ВЛИЯНИЕ ПОДОГРЕВАНИЯ ИСХОДНЫХ ПРОДУКТОВ НА ПОТЕРИ ЭКСЕРГИИ ПРИ ГОРЕНИИ

Потери эксергии в адиабатном процессе горения можно уменьшить, в частности путем подогревания исходных продуктов сгорания [Л. 115]. Из энергетического баланса следует, что увеличение энтальпии продуктов, вводимых в камеру, на величину ΔI вызывает увеличение энтальпии продуктов сгорания на ту же величину. На рис. 65 показано значение приращения энтальпии исходных и конечных продуктов сгорания с помощью площадей, находящихся под соответствующими отрезками изобар. Эти площади равны, в связи с чем приращение энтропии продуктов горения будет меньше приращения энтропии исходных веществ. Сумма приращений энтропии в процессе горения подвергается уменьшению благодаря подогреву исходных веществ:

$$S'_4 - S'_1 < S_4 - S_1. \quad (6-29)$$

Преимущества, получаемые в результате подогрева исходных веществ, могут быть охарактеризованы с помощью так называемого *множителя уменьшения необратимости* v , который определяет отношение приращения эксергии продуктов сгорания к приращению эксергии продуктов исходных веществ.

Интегральный множитель уменьшения необратимости определяется формулой

$$v = \frac{\Delta E_{sp}}{\Delta E'}, \quad (6-30)$$

где $\Delta E'$ — приращение эксергии исходных веществ в результате их подогрева;

ΔE_{sp} — приращение эксергии продуктов сгорания, полученное за счет подогрева исходных веществ.

Применяя правило Гюи—Стодола (6-30):

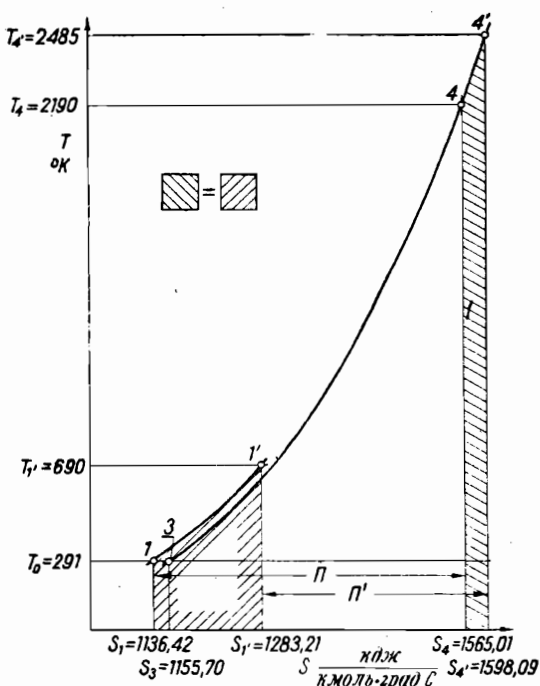


Рис. 65. Влияние подогрева воздуха на потери эксергии в адиабатно-изобарном процессе горения.

$$v = \frac{T_0 (\Delta S' - \Delta S_{sp})}{\Delta E'} + 1, \quad (6-31)$$

где $\Delta S'$, ΔS_{sp} — приращения энтропии исходных веществ и продуктов сгорания, полученные вследствие подогрева исходных продуктов.

Кроме интегрального множителя уменьшения необратимости, можно также найти *дифференциальный множитель*:

$$v_d = \frac{dE_{sp}}{dE'}. \quad (6-32)$$

При определении этого множителя следует учитывать, что приращение энтальпии продуктов горения, полученное благодаря подогреву, равно приращению энтальпии подогретых исходных веществ. Это условие можно выразить простой формулой, если не учитывать диссоциацию и подогревать только одно из исходных веществ (воздух или топливо):

$$G_{sp} c_{p, sp} dT_{sp} = G' c'_p dT', \quad (6-33)$$

где T_{sp} , T' — температура продуктов при адиабатном горении и температура подогретого топлива или воздуха;

G' , c'_p — количество и удельная теплоемкость подогретого топлива или воздуха.

При условии (6-33) и предположении, что все изменения являются изобарными, получают следующее уравнение для v_d (только для горения без диссоциации):

$$v_d = \frac{T_{sp} - T}{T_{sp}} \cdot \frac{T'}{T' - T_0}. \quad (6-34)$$

В зависимости от того, какое из исходных веществ подвергается подогреву, изменяет вид зависимость $T_{sp} = f(T')$ и получаются различные значения v_d по формуле (6-34) при том же значении T' . Однако предельные значения v_d не зависят от вида функции:

$$\lim_{T' \rightarrow T_0} v_d = \infty;$$

$$\lim_{T' \rightarrow \infty} v_d = 1.$$

Значение v_d всегда больше единицы; это показывает, что подогрев исходных веществ при адиабатно-изобарном горении дает большее приращение эксергии продуктов сгорания, чем эксергия подогретых топлива и воздуха. Рентабельность подогрева будет наибольшей при температурах, приближающихся к температуре окружающей среды.

Следует обратить внимание на то, что подогрев исходных материалов связан с дополнительными потерями эксергии (например, в результате конечной разности температур в рекуператоре). Эти потери уменьшают преимущества, полученные благодаря подогреву, поэтому, естественно, существует какая-то оптимальная температура подогрева, при которой сумма потерь эксергии, сопровождающих процесс горения, будет наименьшей. Однако было бы неправильным отыскивать эту оптимальную температуру путем исследования суммы потерь эксергии при адиабатном горении и в по-

догревателе исходных веществ. Причина этого связана с тем, что подогрев оказывает влияние и на другие потери эксергии, например на потери, вызванные необратимостью теплообмена в камере сгорания, на внешние потери эксергии, вызванные выведением продуктов сгорания в окружающую среду.

Рисунки 66, 67 и 68 иллюстрируют влияние подогрева воздуха на потери эксергии при горении. Графики построены, исходя из предположений, что коэффициент избытка воздуха $\lambda = 1,2$, а температура окружающей среды $T_0 = 291^\circ \text{K}$. На рис. 66 показана зависимость множителя v_d от температуры воздуха для однородных горючих веществ (C, CO, H_2). При этом диссоциация не учитывается. Кривые на графиках имеют почти одинаковый характер для всех рассматриваемых топлив и поэтому представлены одной линией.

На рис. 67 дано сравнение значений v и v_d для горения элементар-

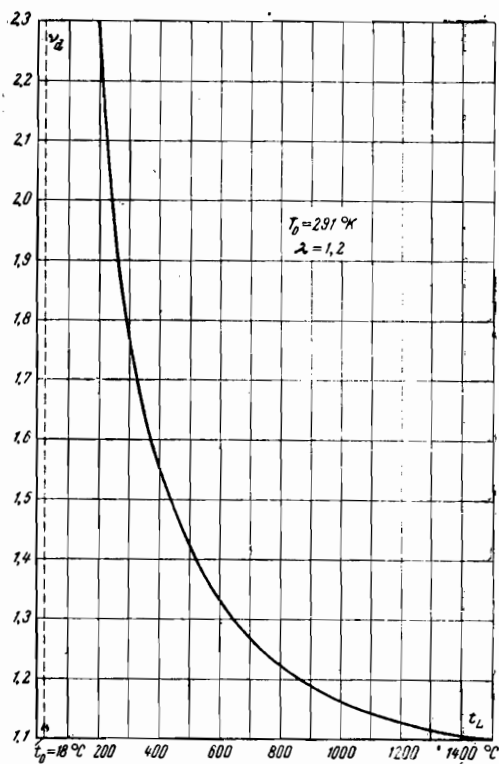


Рис. 66. Влияние подогрева воздуха на дифференциальный множитель уменьшения необратимости при сжигании C, CO и H_2 .

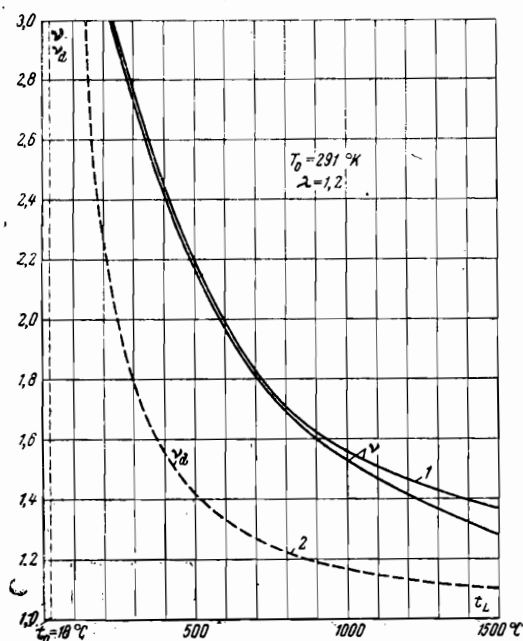


Рис. 67. Влияние подогрева воздуха на дифференциальный и интегральный множители уменьшения необратимости при сжигании элементарного углерода (графита).

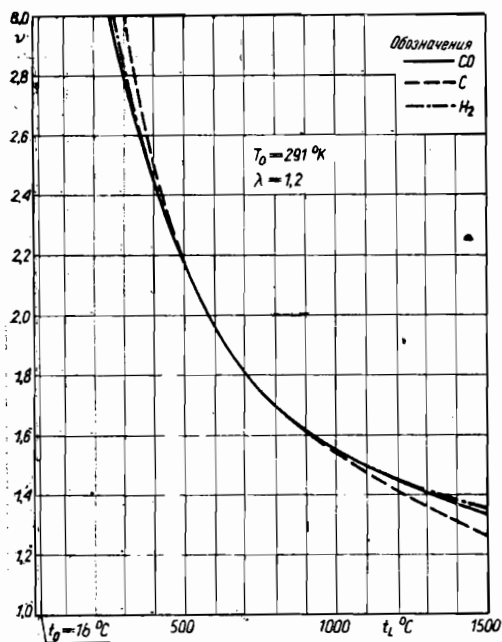


Рис. 68. Влияние подогрева воздуха и диссоциации продуктов горения на интегральный множитель уменьшения необратимости при сжигании C, CO и H₂.

ного углерода; кроме того, показано влияние диссоциации на интегральный множитель ν . Наконец, на рис. 68 изображен интегральный

множитель ν для однородных составляющих топлива (C, CO и H₂) с учетом диссоциации продуктов сгорания.

6-4-3. ВЛИЯНИЕ ОБОГАЩЕНИЯ ВОЗДУХА КИСЛОРОДОМ НА ПОТЕРИ ЭКСЕРГИИ ПРИ ГОРЕНИИ

При обогащении воздуха кислородом уменьшается теплоемкость продуктов сгорания, благодаря чему температура адиабатного горения возрастает. На рис. 69 изображены изобары продуктов сгорания, построенные для случаев сжигания топлива в атмосферном воздухе и в воздухе, обогащенном кислородом. Во втором случае кривая имеет более крутой характер, а точка, характеризующая состояние продуктов сгорания при температуре и давлении окружающей среды, перемещается в направлении уменьшения энтропии (до положения 3'). Обе причины приводят к заметному уменьшению энтропии продуктов сгорания при адиабатном горении. Уменьшается также суммарная энтропия исходных веществ (точка 1'). В конечном результате сумма

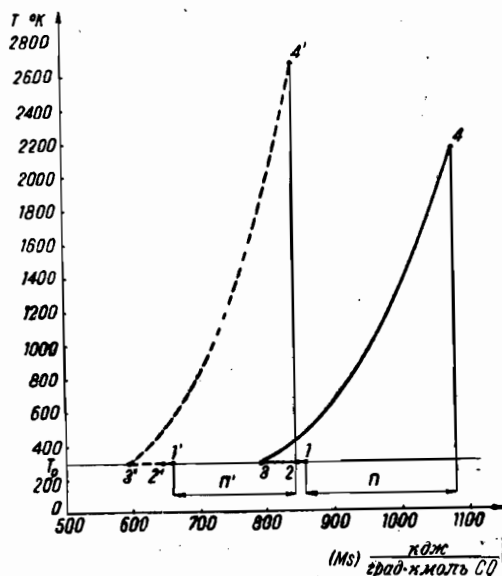


Рис. 69. Влияние обогащения воздуха кислородом на потери эксергии при горении. Пунктир — горение в воздухе, обогащенном до 30% O₂ (содержание O₂ в техническом кислороде 96%); сплошная линия — горение в атмосферном воздухе.

приращений энтропии в процессе горения уменьшается [Л. 118]:

$$S'_4 - S'_1 < S_4 - S_1. \quad (6-35)$$

Влияние обогащения воздуха на потери эксергии при горении можно учесть (подобно тому, как это сделано в подпараграфе 6-4-2) с помощью множителя уменьшения необратимости. *Интегральный множитель* определяют по формуле

$$\nu = \frac{\Delta E_{sp}}{E_t}, \quad (6-36)$$

где E_t — эксергия технического кислорода, использованного для обогащения воздуха;

ΔE_{sp} — приращение эксергии продуктов горения, полученное вследствие обогащения воздуха кислородом.

Следует подчеркнуть, что значение ν зависит не только от степени обогащения воздуха, но также от концентрации кислорода, использованного для обогащения. В принципе содержание чистого кислорода в техническом кислороде, используемом для обогащения воздуха, должно максимально приближаться к требуемому конечному содержанию кислорода в обогащенном воздухе. Таким путем можно избежать чрезмерных потерь эксергии при смешивании воздуха с техническим кислородом. Если предположить, что технический кислород, использованный для обогащения воздуха, имеет постоянный состав, то *дифференциальный множитель уменьшения необратимости* ν_d можно будет найти по формуле

$$\nu_d = \frac{dE_{sp}}{e_t dG_t}, \quad (6-37)$$

где e_t — удельная эксергия технического кислорода, использованного для обогащения воздуха;

G_t — количество технического кислорода (значения E_{sp} и G_t отнесены к одинаковому количеству топлива).

Множитель ν_d , найденный по формуле (6-37), не изменяется в та-

ких широких пределах, как множитель ν_d , определяемый по формуле (6-34). Величина же G_t может изменяться от нуля до значения, определяемого из потребности в кислороде для сжигания. При $G_t = 0$ значение ν_d не является бесконечно большим, но, с другой стороны, даже при полном удовлетворении потребности в кислороде для горения с помощью технического кислорода нельзя получить значение $\nu_d = 1$.

На рис. 70 показано влияние степени обогащения воздуха на величину ν в процессе полного сгорания окиси углерода при коэффициенте избытка кислорода $\lambda = 1,4$. На оси абсцисс нанесено молярное содержание кислорода Q_{1w} в обогащенном воздухе. Отдельные кривые относятся к различным содержаниям Q_{2t} чистого кислорода в техническом. Принято, что исходные вещества имеют следующие параметры: температура 18°C ; давление 1 бар; влажность воздуха 70%. Диссоциация продуктов горения не учитывалась.

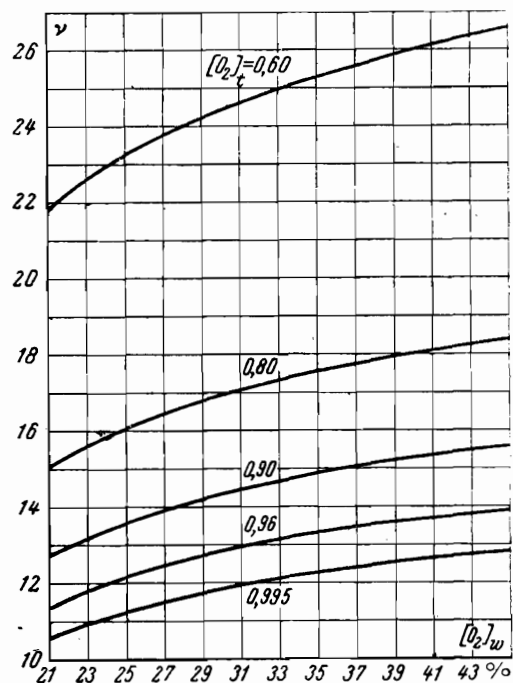


Рис. 70. Влияние степени обогащения воздуха кислородом на интегральный множитель уменьшения необратимости при сжигании окиси углерода.

6-5. ПРОЦЕССЫ В ПРОМЫШЛЕННЫХ ПЕЧАХ

6-5-1. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ К. П. Д. ПРОМЫШЛЕННОЙ ПЕЧИ

Промышленная печь предназначена для производства полезного продукта из сырых материалов, называемых далее *неэнергетическим сырьем*. Это сырье может подвергаться в печах физическим или химическим преобразованиям. Кроме неэнергетического сырья, обычно в печь загружают *топливо*, химическая эксергия которого служит для поддержания протекания процесса. Протекание процесса может поддерживаться также с помощью электрической энергии. Наконец, в печь поступают обычные компоненты окружающей среды (например, воздух). Наряду с *полезными продуктами* из печи выдаются также *хвостовые продукты*, поступающие в окружающую среду. К этим продуктам относятся, например, продукты сгорания, шлак. В некоторых случаях технологи относят шлак к полезным продуктам процесса, считая, что без образования соответствующего шлака не было бы возможно протекание собственно технологических процессов.

Значение эксергетического к. п. д. промышленной печи должно отражать не только степень обратимости превращений, протекающих внутри печи, но также степень использования хвостовых продуктов, выходящих из печи. В связи с этим следует принять, что в идеальном процессе не только все превращения в пределах балансового контура являются обратимыми, но и хвостовые продукты полностью используются (т. е. эксергия хвостовых продуктов, выводимых в окружающую среду, в сравнительном процессе равна нулю). Для полного использования хвостовых продуктов может быть необходимо дополнительное использование обычных компонентов окружающей среды (например, введение дополнительного количества воздуха для окисления горючих компонентов продуктов сгорания). Расход обычных компонентов окружающей

среды в идеальном процессе может быть иным, чем в действительном. Это не оказывает влияния на результаты эксергетических расчетов, поскольку эксергия обычных компонентов окружающей среды равна нулю.

Приводная эксергия промышленной печи образуется из суммы эксергии топлива и приводной электрической энергии. Полезный эффект процесса выражается разностью эксергии полезного продукта и эксергии неэнергетического сырья. В большинстве случаев, однако, нельзя эксергию полезного продукта полностью отнести к полезному эффекту. Поэтому вводится понятие *полезной эксергии E_u полезного продукта*. Эта величина в принципе устанавливается для состояния при температуре окружающей среды; физическая же эксергия, возникающая из разности температур полезного продукта и окружающей среды, относится к потерям эксергии. Однако если разность температур полезного продукта и окружающей среды является необходимой для дальнейшего протекания технологического процесса, то общая эксергия полезного продукта может быть отнесена к полезной эксергии.

В обратимом идеальном процессе соблюдалось бы правило сохранения эксергии. Приводная эксергия в этом процессе была бы равна полезному эксергетическому эффекту. На основе формулы (2-46) получают следующее определение *эксергетического к. п. д. промышленной печи* [Л. 105]:

$$\eta_b = \frac{E_u - E_{II}}{E_I + E_{el}}, \quad (6-38)$$

где E_I — эксергия топлива;

E_{II} — эксергия неэнергетического сырья;

E_u — полезная эксергия полезного продукта;

E_{el} — приводная электрическая энергия.

При таком определении эксергетического к. п. д. сумма этого к. п. д., относительных внутренних потерь эксергии и относительных внешних потерь эксергии равна еди-

нице. Определение, встречающееся в литературе, не учитывает также влияния степени использования хвостовых продуктов на к. п. д. процесса.

Определение к. п. д. по формуле (6-38) не может быть универсальным и не во всех случаях может использоваться. Применение этого определения невозможно, например, если исходные вещества процесса нельзя разделить на топливо и неэнергетическое сырье. Такие случаи возникают, например, при рассмотрении процесса газификации твердого топлива (газогенератор). В этом процессе твердое топливо одновременно является носителем приводной эксергии процесса и источником элементов для образования полезных продуктов. При процессах этого рода следует применять индивидуальное определение эксергетического к. п. д.

6-5-2. СРАВНЕНИЕ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ И ЭКСЕРГИИ В ПРОМЫШЛЕННОЙ ПЕЧИ

Внутренние потери эксергии, возникающие в нагревательных камерах промышленных печей, можно разделить на следующие важнейшие составляющие:

$$\nabla E_{1-2} = \nabla E_0 + \nabla E_{chl} + \nabla E_w, \quad (6-39)$$

где ∇E_0 — потеря эксергии, вызванная непосредственной теплоотдачей в окружающую среду;

∇E_{chl} — потеря эксергии, вызванная необратимостью теплообмена между охлаждающей водой и охлаждаемой средой;

∇E_w — остальные внутренние потери эксергии, возникающие прежде всего благодаря необратимости химических реакций и теплообмена между газовой средой и нагреваемым материалом.

Потери ∇E_0 можно рассчитывать по формуле:

$$\begin{aligned} \nabla E_0 &= Q_0 \frac{T - T_0}{T} = \\ &= Q_0 T_0 \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T} \right), \end{aligned} \quad (6-40)$$

где Q_0 — тепло, отдаваемое непосредственно в окружающую среду;

T — температура среды, теряющей тепло.

Потери эксергии E_{chl} находят по формуле

$$\nabla E_{chl} = Q_{chl} \frac{T - T_0}{T} - \Delta E_{chl}, \quad (6-41)$$

где Q_{chl} — тепло, отводимое охлаждающей средой;

T — температура среды, осуществляющей теплообмен с охлаждающей водой;

ΔE_{chl} — приращение эксергии охлаждающей воды в системе охлаждения.

Потери эксергии ∇E_w представляют собой остальные потери, замыкающие эксергетический баланс нагревательной камеры печи.

Если в промышленной печи горение протекает не одновременно с другими химическими реакциями, то потери эксергии ∇E можно выделить как условные потери эксергии, вызванные горением. Для этого следует считать, что процесс протекает в два этапа: в первую очередь происходит адиабатное сгорание топлива, а затем начинается теплообмен. В соответствии с такой предпосылкой потери эксергии, вызванные необратимостью горения, составляют:

$$\nabla E_{sp} = E_p + E_L - E_{sp\ ad}, \quad (6-42)$$

где E_p — эксергия топлива (суммируется с физической эксергией, если топливо подогревается);

E_L — эксергия подогретого воздуха;

$E_{sp\ ad}$ — эксергия продуктов сгорания при адиабатной температуре горения.

Естественно, что потери ∇E_{sp} являются наиболее значительными потерями эксергии в промышленных печах. После выделения этих потерь остаются внутренние потери эксергии ∇E_{wc} , $\nabla E_w - \nabla E_{sp}$, вызванные в основном необратимостью теплообмена между газовой средой и нагреваемым материалом и, кроме того, одновременным проявлением нескольких необратимых явлений.

Среди внешних потерь эксергии обычно наибольшими являются потери эксергии физической, вызванные высокой температурой продуктов сгорания или других хвостовых газов, поступающих в окружающую среду. Отличие химического состава продуктов сгорания или других хвостовых газов от состава атмосферного воздуха является причиной потери химической эксергии. Кроме того, в эксергетическом балансе возникают потери физической эксергии в твердых и жидких продуктах. Эти потери относятся к тем продуктам, для которых высокая температура не является необходимой для продолжения технологических процессов. Потери химической эксергии в твердых продуктах и жидкостях определяются значением химической эксергии хвостовых продуктов.

Сравнивая потери энергии в энергетическом балансе и потери эксергии в эксергетическом балансе промышленной печи, можно сделать следующие выводы:

1. Проявление потерь посредством эксергетического баланса делает их более заметными, чем в энергетическом балансе. Большинство причин, уменьшающих совершенство процесса, более трудно выявляется в энергетическом балансе.

2. Наиболее важные потери эксергии не имеют аналогов в энергетическом балансе. К ним можно отнести, например, потери эксергии, вызванные необратимостью химических реакций и теплообмена в нагревательной камере печи.

3. Некоторые потери, несмотря на совпадение названий, имеют неодинаковое техническое значение.

Так, например, в соответствии с эксергетической интерпретацией отдача тепла в окружающую среду само по себе не является потерей. Потеря эксергии, вызванная этим явлением, возникает только вследствие его необратимости, т. е. конечной разности температур между камерой, отдающей тепло, и окружающей средой. Эта разность технических значений очень заметно проявляется при рассмотрении потерь, вызванных водяным охлаждением. Эксергетический баланс показывает большие потери, вызванные необратимостью теплообмена между охлаждаемой средой и охлаждающей водой. В то же время сам отбор тепла охлаждающей водой и отдача его окружающей среде являются причиной очень малой потери эксергии, поскольку средняя температура охлаждающей воды незначительно отличается от температуры окружающей среды.

4. Наибольшее совпадение технических значений потерь, выявляющихся в обоих балансах, проявляется при анализе потерь, вызванных отдачей в окружающую среду неполностью использованного хвостового продукта. Однако в этом случае обозначаются количественные различия. Так, например, относительные потери, связанные с высокой температурой продуктов сгорания, уходящих в окружающую среду, в эксергетическом балансе значительно меньше, чем в энергетическом. В то же время отношение физической эксергии $\Delta_0 E$ продуктов сгорания к физической энтальпии $\Delta_0 I$ продуктов сгорания, находящихся под давлением окружающей среды, будет меньше единицы. Это будет тем заметнее, чем меньше будет температура продуктов сгорания. На рис. 71 изображены относительная внешняя потеря физической энергии e_f , относительная внешняя потеря физической эксергии ξ_f и отношение ξ_f/e_f для продуктов сгорания генераторного газа, полученные при полном сгорании с коэффициентом избытка воздуха $\lambda = 1,2$.

Отношение $\Delta_0 E/\Delta_0 I$ или ξ_f/e_f имеет большую величину только при вы-

соких температурах. Поэтому потери газовых продуктов сгорания непосредственно в нагревательной камере, при так называемом выхлопе продуктов сгорания, как показывает эксергетический к. п. д. печи¹, очень нежелательны. Следует обратить внимание на то, что энергетический баланс не дает возможности различать качество энергии теряемых продуктов сгорания в зависимости от уровня их температуры.

Внешняя потеря химической эксергии значительно отличается от внешней потери химической энергии. Энергетический баланс обнаруживает потери химической энергии только в случае, когда продукты сгорания или другие газы содержат горючие компоненты. Дополнительная химическая эксергия проявляется даже в том случае, когда хвостовые газы никаких горючих компонентов не содержат. На рис. 72 показано сравнение относительной внешней потери химической энергии

¹ Выхлоп газов имеет место в том случае, если давление в нагревательной камере больше, чем давление окружающей среды.

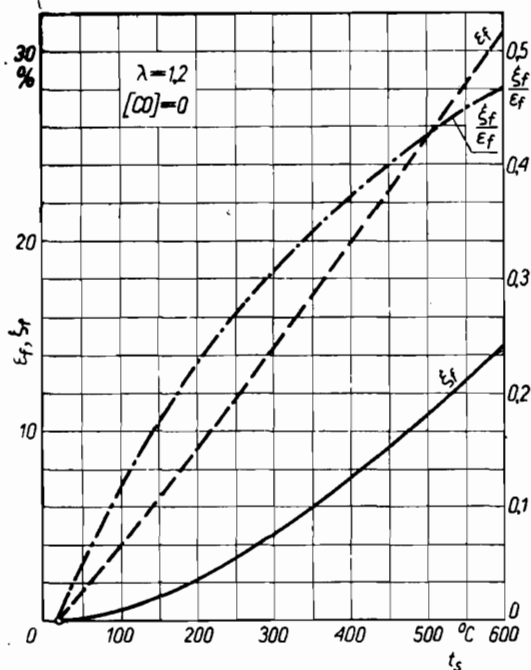


Рис. 71. Отношение потерь физической энергии к потерям физической эксергии с отбросными газами при сжигании генераторного газа.

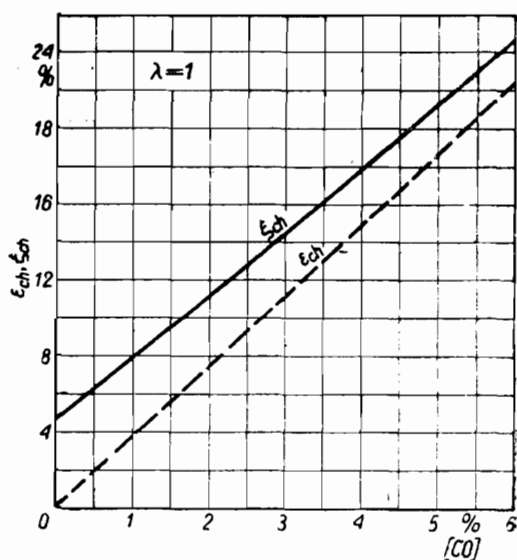


Рис. 72. Влияние содержания CO в продуктах горения на потери химической эксергии и энергии с дымовыми газами при сжигании генераторного газа.

с относительной внешней потерей химической эксергии при сжигании генераторного газа с воздухом при стехиометрическом соотношении (принято, что одним из горючих компонентов продуктов сгорания является окись углерода). Потеря химической эксергии продуктов сгорания существует даже при полном сгорании. Химическая эксергия продуктов сгорания, содержащих исключительно продукты полного сгорания, составляет в рассматриваемом случае примерно 5% химической эксергии топлива.

6-5-3. ИЗОБРАЖЕНИЕ ПОТЕРЬ ЭКСЕРГИИ В ПРОМЫШЛЕННОЙ ПЕЧИ НА ГРАФИКЕ ТРИНГА

Тепловые процессы в промышленной печи можно рассматривать как изобарные, в связи с чем можно представить соответствующие потери эксергии в системе координат $-\frac{1}{T}$, I , введенной М. В. Трингом [Л. 128, 129] и описанной ранее в подпараграфе 2-2-6 (см. рис. 14). Площади на графике Тринга представляют собой измененные потери эксергии и приращения последней, т. е. величины ∇E и $\Delta E/T_0$.

По оси абсцисс этого графика отложены значения составляющих энергетического баланса (изменения энтальпии и теплота). Лучше всего по оси абсцисс откладывать значения, отнесенные к единице топлива.

М. В. Тринг на своем графике заменяет химическую эксергию топлива падением эксергии источника тепла, температуру T_{zr} которого можно определить из следующего уравнения:

$$e_{ch} = W_d \frac{T_{zr} - T_0}{T_{zr}} = T_0 W_d \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_{zr}} \right). \quad (6-43)$$

Уменьшенная химическая эксергия топлива e_{ch}/T_0 представляет собой, таким образом, площадь треугольника шириной W_d , заключенного между прямыми $T_0 = \text{idem}$ и $T_{zr} = \text{idem}$. Если химическая эксергия топлива больше его теплотворной способности, то по формуле (6-43) можно найти отрицательное значение температуры T_{zr} (в этом случае такое значение определяет температуру, большую, чем бесконечно высокая). Такое значение отрицательной абсолютной температуры применяют в других разделах термодинамики¹.

Площадь, заключенная между кривой энтальпии I продуктов сгорания и прямой $T_0 = \text{idem}$, представляет собой уменьшенную физическую эксергию продуктов горения. Уменьшенная химическая эксергия продуктов горения может быть представлена таким же образом, как и химическая эксергия топлива, т. е. с помощью площади прямоугольника шириной W_d и высотой, которую находят по формуле

$$\Delta \left(\frac{1}{T} \right) = \frac{E_{ch\ sp}}{T_0 W_d}, \quad (6-44)$$

где $E_{ch\ sp}$ — химическая эксергия продуктов горения, приходящаяся на единицу топлива.

¹ Полученное автором значение температуры $T_{zr} < 0$ имеет формальный смысл и не связано с термодинамическим представлением об отрицательной абсолютной температуре, которое отражает определенное физическое содержание. (Прим. ред.)

Этот метод можно использовать как при полном, так и при неполном сжигании. В первом случае $E_{ch\ sp}$ выражает остаточную химическую эксергию продуктов горения, во втором случае значение $E_{ch\ sp}$ определяется в основном содержанием горючих газов в продуктах горения.

Прямоугольник, площадь которого выражает химическую эксергию продуктов горения, лучше всего строить для температуры T_{zr} топлива, поскольку это облегчает представление о потерях эксергии при горении.

На рис. 73 показан график Тринга для полного сгорания элементарного углерода (графита) при $\lambda = 1$. Температура T_{zr} , определяемая формулой (6-43), в этом случае отрицательна. Уменьшенная химическая эксергия топлива представляет собой площадь прямоугольника под прямой a (до прямой $T_0 = \text{idem}$). Прямоугольник между прямыми a и b соответствует уменьшенной химической эксергии продуктов горения (прямая b почти совпадает с линией $T = \infty$). Площадь под кривой c определяет уменьшенную физическую эксергию продуктов горения, исходя из предпосылки, что исходные вещества имеют температуру окружающей среды, а коэффициент избытка воздуха при сгорании составляет $\lambda = 1$. Площадь между прямой b и кривой c представляет собой измененные потери эксергии, вызванные необратимостью адиабатного горения. Увеличение коэффициента избытка воздуха λ привело бы к увеличению этой потери, температура же T_5 уменьшилась бы, поскольку кривая c проходила бы ниже.

На графике можно также отчетливо показать влияние подогрева воздуха на потери эксергии при горении. Кривая d относится к продуктам горения, полученным после подогревания воздуха. Отрезок 3—4 определяет относительное количество q_r тепла, поглощенного подогретым воздухом. Кривая e относится к подогретому воздуху, площадь же под этой кривой определяет уменьшенную эксергию подогретого воздуха. (Теплоемкость воздуха мень-

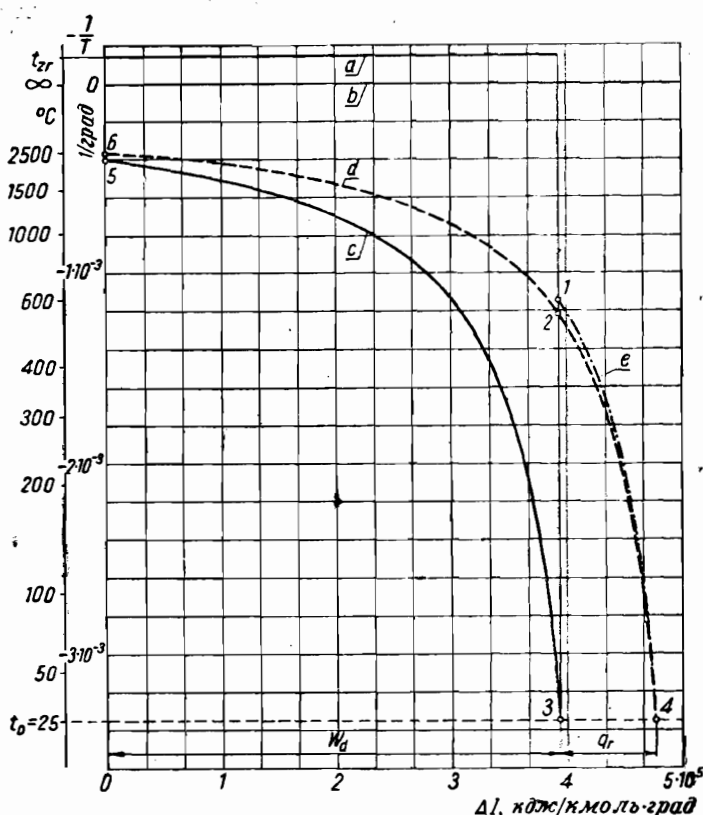


Рис. 73. График Тринга для полного сгорания элементарного углерода (графита).

ше теплоемкости продуктов сгорания, в связи с чем количеству тепла q_r соответствует приращение температуры продуктов сгорания меньшее, чем приращение температуры воздуха.) Благодаря подогреву воздуха уменьшенная эксергия продуктов горения увеличивается до величины, равной площади между кривыми c и d . Это приращение значительно больше эксергии подогретого воздуха.

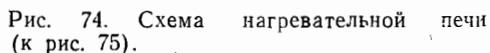
На рис. 75 показан на графике Тринга эксергетический баланс нагревательной печи, схематически изображенной на рис. 74*. Прямоугольник под кривой a показывает химическую эксергию топлива. Прямоугольник между прямыми a и b определяет остаточную химическую эксергию продуктов горения. Очевидно, она представляет собой одну

из внешних потерь эксергии в процессе.

В нагревательной камере печи протекает одновременно несколько необратимых изменений. Разделение этих потерь выполнено способом, описанным в подпараграфе 6-5-3.

На рис. 75 точка 1 отвечает состоянию продуктов сгорания при адиабатном сжигании топлива, кривая же c представляет собой изменение энтальпии продуктов сгорания. В связи с подогревом воздуха для осуществления горения площадь под этой кривой имеет ширину $W_d + q_r$, где q_r обозначает относительное количество тепла, отданного продуктами горения в рекуператоре. Ширина площади под отрезком 1—2 кривой продуктов горения определяет тепло, отданное продуктами горения в нагревательной камере (полезное тепло q_u и тепло q_0 , отдаваемое в окружающую среду). Точка 2 отвечает температуре про-

* Данные для этого баланса взяты частично из примера, приведенного в подпараграфе 9-2-1.



Потери эксергии, вызванные необратимостью горения, выражаются посредством формулы (6-42). Чтобы стало возможным представить эти потери с помощью площадей, под кривой d построена параллельная отрезку 6—8 ($T_5 = T_6$) линия c , относящаяся к продуктам горения. В представленных ниже выводах площадь на графике обозначена символом A с соответствующим индексом. Например, символ A_{1-6} обозначает площадь под кривой 1—6; символ A_{a-b} обозначает площадь между линиями a и b . Применяя эти обозначения, получают:

$$E_L/T_0 = A_d = A_e + A_{d-e}.$$

Из условия, определяющего потери эксергии, вызванные необратимым горением, может быть найдена сумма остальных потерь в нагревательной камере печи. Выделение остальных составляющих этой суммы должно также опираться на определенные условия. Например, потери эксергии ∇E , вызванные отводом тепла q_0 в окружающую среду, можно определить, рассматривая нагревательную камеру как источник тепла с постоянной температурой. Положение отрезка f определяется принятой средней температурой камеры; площадь под этим отрезком выражает рассматриваемую

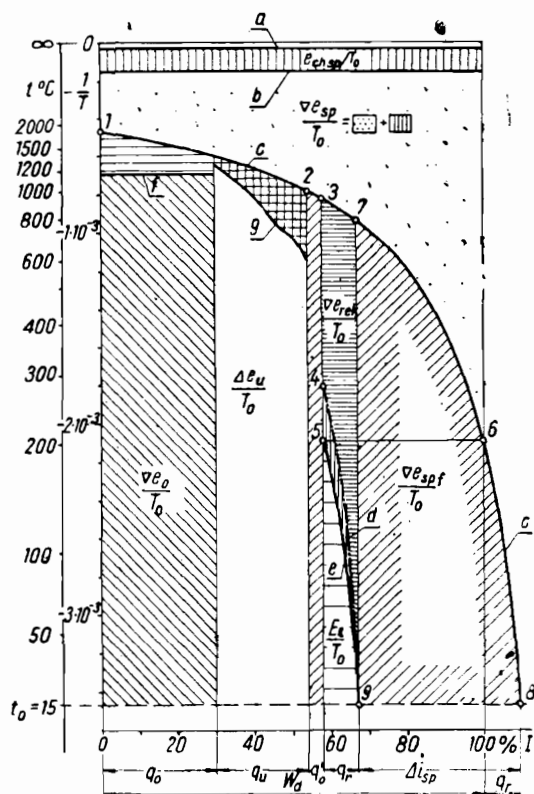


Рис. 75. Изображение на графике Тринга эксергетического баланса нагревательной печи.

уменьшенную потерю эксергии $\nabla e_0/T_0$.

Кривая g представляет собой изменение температуры нагреваемого вещества. Площадь под этой кривой определяет уменьшенное приращение эксергии $\Delta e_u/T_0$ нагретого материала. Ширина площади выражает в энергетическом балансе относительное полезное тепло q_u . Площадь между кривой g и кривой продуктов горения можно считать мерой потери эксергии, вызванной необратимостью теплообмена между продуктами горения и шихтой. (В действительности эти потери несколько больше, поскольку средняя температура продуктов горения, отдающих тепло шихте, выше, чем на отрезке, соответствующем площади A_{g-c} .)

После учета упомянутых потерь эксергии остается площадь A_{f-c} . Можно принять, что она выражает уменьшенные потери эксергии, вызванные одновременным проявлением необратимых явлений в нагревательной камере.

В следующих звеньях печи необратимые явления происходят не одновременно, в связи с чем интерпретация графика на рис. 75 не представляет больших трудностей.

Площадь под отрезком 2—3 определяет уменьшенные потери эксергии, вызванные охлаждением продуктов сгорания в камере сгорания. Площадь между кривой 3—7 и кривой d определяет уменьшенные потери эксергии $\nabla e_{rek}/T_0$ в рекуператоре. Площадь под кривой 7—6—8 определяет уменьшенные потери физической эксергии ∇e_{spf} , вызванные высокой температурой продуктов сгорания, выпускаемых в окружающую среду.

Представление эксергетического баланса на графике Тринга будет наиболее простым при рассмотрении однопоточных процессов, в частности при неразветвленном потоке продуктов сгорания (такой поток принят в примере, представленном на рис. 75). Если поток продуктов сгорания делится на несколько частей, возникают затруднения в изображении процесса на графике Тринга. На рис. 76 приведен случай,

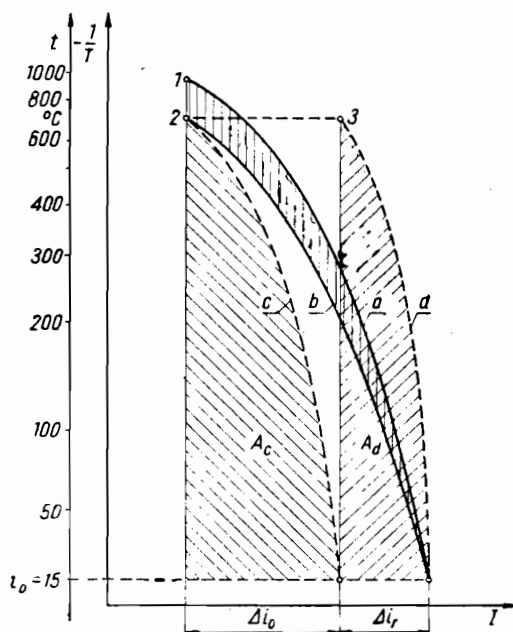


Рис. 76. Изображение на графике Тринга потерь эксергии, вызванных проникновением воздуха в продукты сгорания и частичными потерями неиспользованных продуктов сгорания.

когда к продуктам сгорания в камере сгорания примешивается воздух, а затем поток отработанных газов делится на две части, из которых одна проходит через рекуператор, а вторая через обводной канал попадает непосредственно в трубу. Точка 1 характеризует состояние продуктов на входе в камеру сгорания. Смешивание продуктов сгорания с воздухом не изменяет физической энтальпии продуктов сгорания, но вызывает снижение температуры до значения T_2 и потери эксергии, определяемые площадью между кривыми a и b , построенными для общего количества продуктов сгорания. Утечка части продуктов сгорания через обводной канал может быть учтена путем введения вместо кривой b кривых c и d в том же интервале температур, но только в соответствующем уменьшенном интервале энтальпий. Символ Δi_0 обозначает физическую энтальпию продуктов сгорания, уходящих через обводной канал, символ Δi_r — физическую

энтальпию продуктов сгорания, проходящих через рекуператор. Площадь A_c выражает уменьшенную физическую эксергию продуктов сгорания, которые уходят через обводной канал, а площадь A_d — уменьшенную физическую эксергию продуктов сгорания, попадающих в рекуператор.

Однако замещение кривой b кривыми c и d усложняет график и затрудняет суммирование площадей, выражающих потери эксергии. В частности, введение этих двух кривых значительно затруднило бы определение потерь эксергии, вызванных необратимостью горения.

6-5-4. ЭКОНОМИЯ ЭКСЕРГИИ ЗА СЧЕТ УСТАНОВКИ КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА ПРИ ПРОМЫШЛЕННОЙ ПЕЧИ

Если продукты сгорания, выходящие из промышленной печи в окружающую среду, имеют высокую температуру, но нет возможности использовать их для дополнительного подогрева исходных веществ, то может быть целесообразной установка котла-утилизатора, в котором тепло, отдаваемое продуктами сгорания, служило бы для производства пара или горячей воды.

Выгоды, получаемые благодаря включению в процесс котла-утилизатора, обычно оценивают с помощью количества тепла, полученного водой этого котла. Затем рассчитывают так называемую экономию топлива, т. е. расход топлива, который был бы необходим в котле с топкой для сообщения воде того же количества тепла. Проведенные таким способом расчеты не учитывают того, что пар, производимый в котлах-утилизаторах, имеет более низкие параметры, чем пар, производимый в современных котлах. Пар из котлов-утилизаторов характеризуется более низким качеством, чем пар из котлов с топкой.

Экономия топлива, полученная благодаря производству греющего агента в котле-утилизаторе, должна определяться путем сравнения с наиболее распространенным

в технике экономичным процессом непосредственного производства того же греющего агента. Определение же экономии топлива на основе сравнения с несовершенным прямым процессом приводит к ошибочным результатам, которые слишком оптимистически определяют процесс использования отбросного тепла.

Наиболее совершенная распространенная в технике выработка горячей воды или пара с давлением от нескольких бар до десятков бар на ТЭЦ. Таким образом, экономию топлива, получаемую благодаря использованию бестопочного котла, следует определять, пользуясь показателем экономичности производства тепла на равноценной ТЭЦ. Под равноценной ТЭЦ следует понимать такую ТЭЦ, для которой мощность и параметры острого пара связаны с расходом греющего тепла на данном промышленном объекте.

Наиболее удобно все расчеты производить с помощью эксергетического к. п. д. Экономия $\Delta(\dot{P}e_p)$ химической эксергии топлива, полученная в результате работы котла-утилизатора, может быть найдена по формуле

$$\Delta(\dot{P}e_p) = \frac{1}{\eta_{bg}} \dot{G} \Delta e_t - N_{p_{el}}, \quad (6-45)$$

где e_p — удельная химическая эксергия топлива;

$\dot{G}$, Δe_t — поток и приращение термической эксергии греющего агента, производимые в котле-утилизаторе;

η_{bg} — общий эксергетический к. п. д. производства греющего агента в равноценной ТЭЦ;

N_p — приводная электрическая мощность вспомогательного оборудования котла-утилизатора;

e_{el} — показатель единичного расхода химической эксергии в конденсационных электростанциях электроэнергетической системы.

Эксергетический к. п. д. η_{bel} выработки электроэнергии на

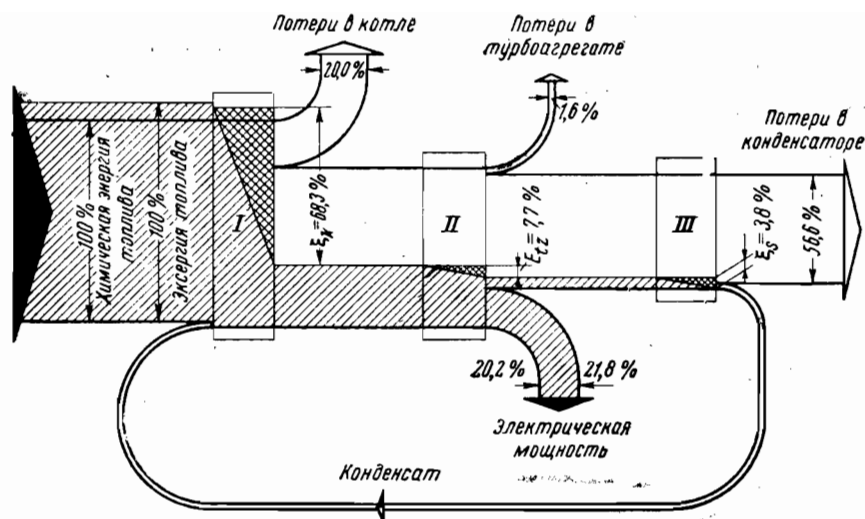


Рис. 82. График Сэнки для энергетического баланса и график Грассмана для эксергетического баланса конденсационной электростанции с упрощенной схемой.

дующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{G}}{\dot{P}_{ep}} &= \frac{\eta_{tkB}}{1,08 (i_1 - i_4)} = \\ &= \frac{0,8}{1,08 (3331 - 136)} = \\ &= 0,0002318 \text{ кдж/кг}. \end{aligned}$$

В соответствии с формулой (7-8) эксергетический к. п. д. брутто котла имеет значение

$$\eta_{bKB} = 0,0002318 \cdot 1367 = 0,317.$$

Относительная потеря эксергии в котле в соответствии с формулой (7-14) составляет:

$$\xi_k = 1 - 0,317 = 0,683.$$

Приняв внутренний к. п. д. турбины $\eta_i = 0,78$, получим значения: $i_2 = 2379 \text{ кдж/кг}$; $s_2 = 7,8800 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$; $x_2 = 0,925$. Приняв механический к. п. д. турбины $\eta_m = 0,97$ и к. п. д. генератора $\eta_g = 0,96$, по формуле (7-15) получим:

$$\begin{aligned} \xi_{iz} &= 0,0002318 [(7,8800 - 6,9311) \cdot 283 + \\ &+ (3331 - 2379) (1 - 0,97 \cdot 0,96)] = 0,062 + \\ &+ 0,015 = 0,077. \end{aligned}$$

В рассмотренном примере относительная потеря эксергии ξ_i больше относительной потери эксергии ξ_z примерно в $0,062/0,015 \approx 4$ раза.

Относительные потери эксергии ξ_z в системе конденсатора получают по формуле (7-18):

$$\begin{aligned} \xi_z &= 0,0002318 \cdot 0,925 \cdot 2424 \times \\ &\times \frac{305,6 - 283}{305,6} = 0,038. \end{aligned}$$

Относительные потери эксергии в турбоагрегате и системе конденсации, таким

образом, значительно меньше, чем относительные потери эксергии в котле.

Эксергетический к. п. д. электростанции находят по формуле (7-13):

$$\begin{aligned} \eta_{bel} &= 1 - \xi_k - \xi_{iz} - \xi_z = \\ &= 1 - 0,683 - 0,077 - 0,038 = 0,202. \end{aligned}$$

С целью сравнения полученных величин можно по формуле (7-3) рассчитать к. п. д. электростанции $\eta_{tel} = 1,08 \cdot 0,202 = 0,218$. На рис. 82 представлены график Сэнки для энергетического баланса и график Грассмана для эксергетического баланса рассматриваемой электростанции. На рисунке отчетливо видна разница между энергетическим и эксергетическим балансами.

Для изучения влияния параметров пара, производимого в котле, на потери эксергии рассмотрим при тех же условиях, что и в примере 7-1, несколько конденсационных электростанций с паровыми котлами, производящими пар нормализованных параметров. В табл. 16 приведены значения относительных потерь эксергии и эксергетических к. п. д. электростанций в зависимости от температуры и давления пара, производимого в котле. Рассмотрены шесть уровней параметров (I—VI). На основе данных табл. 16 построен график, представленный на рис. 83.

Из приведенных данных следует, что эксергетический к. п. д. η_{bel} тем больше, чем выше параметры пара, покидающего котел. Правда, с уве-

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ НА ПАРОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

7-1. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ К. П. Д.

7-1-1. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ К. П. Д. КОНДЕНСАЦИОННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Совершенство электростанции необходимо оценивать с помощью эксергетического к. п. д. Чтобы определить эту величину, следует составить эксергетический баланс электростанции. Каждая из величин в эксергетическом балансе оборудования, работающего известным способом, должна быть отнесена к одной из трех групп: группе приводной эксергии, группе полезных эффектов и группе потерь эксергии. Приводная эксергия входит в приводную сторону баланса, потери же эксергии — только в сторону расхода. Полезный эффект может возникнуть из разности величин, входящих в приходную часть баланса, и некоторых величин расходной его части (см. подпараграф 6-5-1). В эксергетическом балансе электростанции в качестве приходных статей можно назвать эксергию топлива и эксергию воды, пополняющей потери циркулирующего агента, а также эксергию воды, пополняющей потери в системе охлаждения. В свете приведенных выше положений эксергия воды, пополняющей убыль, должна быть отнесена к приводной эксергии процесса. Отсюда вытекает следующее определение эксергетического к. п. д. конденсационной электростанции [Л. 125]:

$$\eta_{bel} = \frac{N}{\dot{P}_{ep} + \dot{G}_d e_d + \dot{G}_w b_w}, \quad (7-1)$$

где N — электрическая мощность, отдаваемая в сеть (за вычетом мощности, расходуемой всеми вспомогательными устройствами);

$\dot{P}$ — количество топлива, потребляемого электростанцией за единицу времени;

e_p — удельная эксергия топлива, потребляемого электростанцией;

$\dot{G}_d, e_d$ — поток и удельная эксергия воды, пополняющей потери циркулирующего агента;

$\dot{G}_w, e_w$ — поток и удельная эксергия воды, пополняющей потери охлаждающей воды.

Величина члена $\dot{G}_d e_d$ в формуле (7-1) обычно невелика по сравнению с величиной $\dot{P}_b e_p$. Используя понятие термического к. п. д. брутто η_{tkE} парового котла, можно отношение этих выражений определить следующим способом:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{G}_d e_d}{\dot{P}_{ep}} &= \frac{0,07 e_d W_d \eta_{tkE}}{(i_p - i_w) e_p} = \\ &= \frac{0,07 \cdot 40 \cdot 0,09}{2400 \cdot 1,08} = 0,00097. \end{aligned}$$

Для оценочного определения упомянутого выше отношения принимают, что количество воды $\dot{G}_d$ составляет 7% питательной воды, приращение удельной энтальпии циркулирующего агента в котле составляет $i_p - i_w = 2400 \text{ кДж/кг}$, удельная эксергия пополняющей воды $e_d = 40 \text{ кДж/кг}$, отношение эксергии топлива к его теплотворной способности $e_p/W_d =$

$= 1,08$ и к. п. д. $\eta_{tkb} = 0,9$. Произведение $\dot{G}_d e_d$ составляет около $0,1\%$ величины $\dot{P}e_p$. Произведение $\dot{G}_w e_w$, содержащееся в формуле (7-1), также имеет очень небольшое значение по сравнению с выражением $\dot{P}e_p$. Для оценочного определения отношения (7-1) можно принять, что количество воды $\dot{G}_w$ составляет 2% от количества воды, охлаждающей конденсатор, в то время как отношение количества охлаждающей воды к количеству конденсированного пара составляет около 50. Приняв далее, что $e_w = e_d$, получают:

$$\frac{\dot{G}_w e_w}{\dot{P}e_p} = \frac{0,02 \cdot 50 b_w W_d \eta_{tkE}}{(i_p - i_w) e_p} = \\ = \frac{40 \cdot 0,9}{2400 \cdot 1,08} = 0,0139.$$

Произведение $\dot{G}_w e_w$ составляет около $1,4\%$ величины $\dot{P}e_p$.

Если в формуле (7-1) опустить величины $\dot{G}_d e_d$ и $\dot{G}_w e_w$ как незначительные, то получим упрощенную формулу:

$$\eta_{bet} = \frac{N}{\dot{P}e_p}. \quad (7-2)$$

Пользуясь формулой (7-2), можно найти отношение экономического (термического) к. п. д. электростанции $\eta_{tel} = N/(\dot{P}W_d)$ к эксергетическому:

$$\frac{\eta_{tel}}{\eta_{bet}} = \frac{e_p}{W_d}. \quad (7-3)$$

Приведенное выше отношение для топлива определенного вида зависит главным образом от содержания влаги (см. подпараграф 5-8-6). Для энергетических каменных углей оно составляет $1,06-1,09$. Для бурых углей это отношение находится в пределах $1,1-1,2$. Отсюда видно, что эксергетический к. п. д. конденсационной электростанции несколько меньше, чем термический.

7-1-2. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ К. П. Д. ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛИ

На рис. 77 представлена теоретическая схема ТЭЦ вместе со схемами циркуляции греющей и охлаждающей воды. При оценке совершенства ТЭЦ можно принять различные условия выделения системы, подвергаемой анализу [Л. 125]. Граница I баланса выделяет собственно ТЭЦ. Эксергетический к. п. д. системы, окруженной этой границей, определяет степень совершенства термодинамических преобразований, производимых в пределах собственно ТЭЦ (вместе с электродвигателями, приводящими все вспомогательное оборудование ТЭЦ). Эксергетический к. п. д. этой системы можно назвать к. п. д. брутто η_{becE} ТЭЦ:

$$\eta_{becE} = \frac{N + N_w + \sum_i (\dot{G}_u e_u - \dot{G}_k e_k) i}{\dot{P}e_p + \dot{G}_d e_d}, \quad (7-4)$$

где N — электрическая мощность, отданная в сеть;

N_w — электрическая мощность, отобранная для привода насоса охлаждающей воды;

$\dot{G}_u, e_u$ — поток и удельная эксергия отбираемого пара, выходящего из турбины;

$\dot{G}_k, e_k$ — поток и удельная эксергия вторичного конденсата отбираемого пара.

(Принято, что насос охлаждающей воды получает приводную мощность N_w от турбоагрегата ТЭЦ, насосы же для перекачки сетевой воды отбирают приводную мощность N_p из электроэнергетической сети.)

В сумме Σ , входящей в формулу (7-4), индекс i обозначает порядковый номер активного отбора пара турбиной (при этом регенерационный отбор опущен). В эксергетическом балансе системы, охваченной границей I баланса, приращение эксергии охлаждающей воды в конденсаторе считают внешними потерями эксергии.

Если в формуле (7-4) опустить выражение $\dot{G}_d e_d$ как относительно малое (см. подпараграф 7-1-1), то получим упрощенную формулу.

$$\eta_{becE} = \frac{N + N_w + \sum_i (\dot{G}_u e_u - \dot{G}_k e_k) i}{\dot{P}e_p}. \quad (7-5)$$

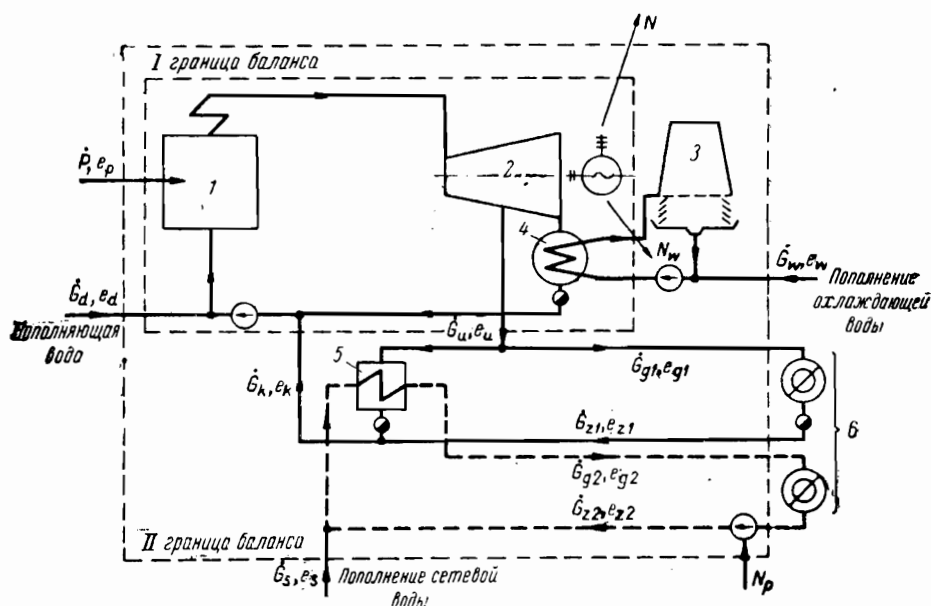


Рис. 77. Теоретическая схема ТЭЦ.

1 — котел; 2 — турбина; 3 — градирня; 4 — конденсатор; 5 — теплообменник; 6 — потребители тепла.

Граница II баланса (см. рис. 76) охватывает все оборудование ТЭЦ, включая место отбора теплоносителя. Система, охваченная границей II баланса, включает, таким образом, кроме оборудования системы I, еще насосы для перекачивания охлаждающей и сетевой воды, теплообменники для производства горячей сетевой воды, трубопроводы для греющего пара и сетевой воды. В этой системе возникают дополнительные потери эксергии в теплообменниках, производящих тепло-агент для наружных потребителей, потери эксергии при передаче пара и греющей воды, а также потери охлаждающей и греющей воды. Эксергетический к. п. д. системы, охваченной границей II баланса, можно назвать эксергетическим к. п. д. нетто $\eta_{бесВ}$ ТЭЦ:

$$\eta_{бесВ} = \frac{N - N_p + \sum_j (\dot{G}_g e_g - \dot{G}_z e_z)}{\dot{P} e_p + \dot{G}_d e_d + \dot{G}_w e_w + \dot{G}_s e_s}, \quad (7-6)$$

где $\dot{G}_g, e_g$ — поток и удельная эксергия греющего агента (воды или пара), поставляемого потребителю;

$\dot{G}_z, e_z$ — поток и удельная эксергия греющей воды или конденсата, возвращенных потребителем тепла;

N_p — приводная электрическая мощность насоса сетевой воды;

$\dot{G}_s, e_s$ — поток и удельная эксергия воды, пополняющей потери в греющей сети.

В сумме $\sum_j$, входящей в форму-

лу (7-6), индекс j означает порядковый номер потребителя тепла.

Выражение $\dot{G}_s e_s$, входящее в формулу (7-6), имеет малое значение по сравнению с выражением $\dot{P} e_p$. Используя понятие термического к. п. д. брутто η_{tkE} парового котла, можно отношение упомянутых выше выражений дать в следующем виде:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{G}_s e_s}{\dot{P} e_p} &= \frac{0,7 \cdot 7 \cdot 0,1 e_s W_d \eta_{tkE}}{(i_p - i_w) e_p} = \\ &= \frac{0,49 \cdot 40 \cdot 0,9}{2400 \cdot 1,08} = 0,00679. \end{aligned}$$

Для оценочного определения приведенного выше отношения при-

нимают, что на греющий отбор проходит 70% пара, производимого котлом, отношение потока воды в греющей сети к потоку отбираемого пара составляет 7, потери воды в греющей сети составляют около 10% и $e_s = 40$ кДж/кг. Остальные величины имеют такие же значения, как и в подпараграфе 7-1-1. Производство $\dot{G}_s e_s$ составляет около 0,7% величины $\dot{P}e_p$.

Количество воды $\dot{G}_d$, пополняющей потери конденсата, на ТЭЦ значительно больше, чем на конденсационной электростанции. Для оценочного определения величины выражения $\dot{G}_d e_d$, входящего в формулу (7-6), можно принять, что из 70% отбираемого пара 50% пара используют для технологических надобностей, где потеря конденсата составляет 50%.

$$\frac{\dot{G}_d e_d}{\dot{P}e_p} = \frac{0,7 \cdot 0,5 \cdot 0,5 e_d W_d \eta_{tkE}}{(i_p - i_w) e_p} =$$

$$= \frac{0,175 \cdot 40 \cdot 0,9}{2400 \cdot 1,08} = 0,00243.$$

Выражение $\dot{G}_d e_d$ составляет около 0,24% величины $\dot{P}e_p$.

Упрощенная формула для эксергетического к. п. д. нетто ТЭЦ имеет вид:

$$\eta_{бесN} = \frac{N - N_p + \sum_i (\dot{G}_s e_s - G_z e_z)_i}{\dot{P}e_p} \quad (7-7)$$

Эту формулу получают, опуская в формуле (7-6) выражения $\dot{G}_d e_d$, $\dot{G}_w e_w$ и $\dot{G}_s e_s$ как весьма малые. Следует, однако, отметить, что сумма этих выражений на основе оценочных расчетов может быть принята равной $0,00243 + 0,0139 + 0,00679 = 0,02312$, т. е. около 2,3% величины $\dot{P}e_p$.

7-1-3. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ К. П. Д. ПАРОВОГО КОТЛА

Паровой котел является звеном электростанции, в котором имеют место наибольшие потери эксергии.

При оценке совершенства котла можно использовать эксергетический к. п. д. котла брутто

$$\eta_{бкБ} = \frac{G(e - e_w)}{\dot{P}e_p} \quad (7-8)$$

или эксергетический к. п. д. брутто котла

$$\eta_{бкN} = \frac{\dot{G}(e - e_w) - \dot{G}_m(e_m - e_w)}{\dot{P}e_p + \frac{N_m}{\eta_{бсI}}}, \quad (7-9)$$

где $\dot{G}$, e — поток и удельная эксергия пара, образовавшегося в котле;

$\dot{G}_m$, e_m — поток и удельная эксергия пара, используемого вспомогательным оборудованием котла;

e_w — удельная эксергия воды, питающей котел;

N_m — суммарная приводная электрическая мощность вспомогательного оборудования котла, питаемого электроэнергией;

$\eta_{бсI}$ — средний эксергетический к. п. д. конденсационной электростанции.

Если котел оборудован вторичным перегревателем, то в формулах (7-8) и (7-9) следует добавить в числителе приращение эксергии циркулирующего в этом перегревателе агента.

Отношение эксергетического к. п. д. $\eta_{бкБ}$ к термическому к. п. д. $\eta_{tkБ}$ котла брутто можно на основе формулы (3-1) выразить следующим образом:

$$\frac{\eta_{бкБ}}{\eta_{tkБ}} = \frac{W_d}{e_p} \left(1 - T_0 \frac{s - s_w}{i - i_w} \right), \quad (7-10)$$

где i , s — удельные энтальпия и энтропия пара, образовавшегося в котле;

i_w , s_w — удельные энтальпия и энтропия воды, направляемой в котел.

Если для котла, отапливаемого каменным углем, принять отношение $e_p/W_d = 1,08$ (см. § 7-11), температуру окружающей среды $T_0 = 283^\circ \text{K}$ и температуру воды, пи-

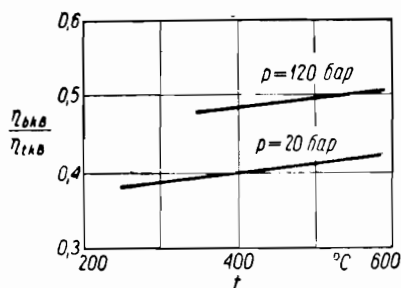


Рис. 78. Отношение эксергетического и термического к. п. д. котла в зависимости от параметров вырабатываемого пара.

тающей котел, $t_w = 135^\circ \text{C}$ (при $p = 20$ бар) и $t_w = 215^\circ \text{C}$ (при $p = 120$ бар), то отношение $\eta_{эк}/\eta_{т}$ можно будет легко представить на графике (рис. 78) в зависимости от параметров p и T пара, выходящего из котла. Из рис. 77 видно, что эксергетический к. п. д. котла в 2 раза меньше термического. Это говорит о том, что термодинамические преобразования в котле далеки от совершенства, хотя высокое значение термического к. п. д., достигающего даже около 90%, об этом не говорит. Среди необратимых явлений, являющихся причиной небольшого эксергетического к. п. д. котла, основную роль играют необратимая химическая реакция сгорания топлива и необратимый теплообмен. Необратимость сгорания можно уменьшить путем подогрева воздуха для поддержания процесса горения (см. подпараграф 6-4-2). Отрицательное влияние необратимого теплообмена можно уменьшить путем повышения параметров циркулирующего агента (см. рис. 77).

7-2. ПОТЕРИ ЭКСЕРГИИ НА ПАРОВОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

7-2-1. ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПОТЕРИ ЭКСЕРГИИ НА КОНДЕНСАЦИОННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ И НА ТЭЦ

Эксергетический к. п. д. конденсационной электростанции или ТЭЦ определяет термодинамическую степень совершенства всей системы преобразований, протекающих на рассматриваемом объекте. Степень

обратимости преобразований в произвольном составляющем звене электростанции или ТЭЦ определяется относительной потерей эксергии ξ_i . Индекс i означает порядковый номер звена (котла, турбины, конденсатора, питающего насоса, испарителя, теплообменника и т. п.). Если эксергетический к. п. д. КЭС или ТЭЦ рассчитан с помощью упрощенных формул (7-2), (7-5) или (7-7), то относительные потери эксергии ξ_i можно выразить формулой

$$\xi_i = \frac{\nabla E_i}{\dot{P}_{ep}}, \quad (7-11)$$

где ∇E_i — потери эксергии, вызванные необратимостью явлений, протекающих в рассматриваемом звене КЭС или ТЭЦ;

$\dot{P}_{ep}$ — количество и удельная эксергия топлива, используемого КЭС или ТЭЦ.

Если эксергетический к. п. д. КЭС или ТЭЦ рассчитан по формулам (7-1), (7-4) или (7-6), то знаменатель правой части выражения (7-11) должен быть равен числителю рассматриваемого эксергетического к. п. д.

Сумма всех относительных потерь эксергии на электростанции или ТЭЦ является дополнением к соответствующему эксергетическому к. п. д.:

$$\sum_i \xi_i + \eta_b = 1. \quad (7-12)$$

Потери эксергии в отдельных звеньях объекта зависят друг от друга, поскольку изменение степени обратимости какого-либо из звеньев не только вызывает изменения потерь эксергии в этом звене, но также влияет на потери эксергии в других звеньях. В связи с этим анализ потерь эксергии в данном звене в отрыве от остальных потерь нецелесообразен. Наоборот, целесообразно исследование влияния степени совершенства отдельных звеньев на эксергетический к. п. д. всего объекта.

Одним из специальных вопросов при рассмотрении работы паровой

электростанции является анализ потерь эксергии в процессе подготовки воды. До настоящего времени не разработана методика расчета значения эксергии необработанной и очищенной воды. Поэтому пока невозможно сделать эксергетическую оценку совершенства этого процесса.

7-2-2. ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПОТЕРИ

ЭКСЕРГИИ НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ С УПРОЩЕННОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМОЙ

На рис. 79 представлена упрощенная схема оборудования тепло-вой конденсационной электростанции, состоящего из парового котла, турбины, конденсатора и насоса питательной воды. Можно считать, что мощность насоса мала по сравнению с мощностью турбины, а также что процесс сжатия конденсата в насосе является обратимым. На электростанции в этом случае будут существовать три вида относительных потерь эксергии: ξ_k в котле, ξ_{tz} в турбоагрегате и ξ_s в системе конденсатора. Из уравнения (7-12) следует:

$$\xi_k + \xi_{tz} + \xi_s + \eta_{bcl} = 1. \quad (7-13)$$

Эксергетический к. п. д. η_{bcl} электростанции можно определить с помощью упрощенной формулы (7-2). Величина ξ_k в этом случае является дополнением до единицы эксергетического к. п. д. брутто η_{bkw} котла, определяемого по формуле (7-8):

$$\xi_k = 1 - \eta_{bkw} = 1 - \frac{\dot{G}(e_1 - e_4)}{\dot{P}_{pe}}, \quad (7-14)$$

где $\dot{G}$ — поток пара, производимого в котле;

e_1, e_4 — удельные эксергии пара, производимого в котле, и питательной воды.

Величина $\xi_{tz} = \xi_t + \xi_z$ состоит из относительной потери эксергии ξ_t , вызванной внутренним трением в турбине (внутренний к. п. д. турбины $\eta_i < 100\%$), и относительной

потери эксергии ξ_z , возникающей за счет механического трения (механический к. п. д. турбины $\eta_m < 100\%$), а также потерь в электрическом генераторе (к. п. д. генератора $\eta_g < 100\%$).

$$\xi_{tz} =$$

$$= \frac{\dot{G}[(s_2 - s_1)T_0 + (i_1 - i_2)(1 - \eta_m \eta_g)]}{\dot{P}_{ep}}, \quad (7-15)$$

где i_1, s_1, i_2, s_2 — удельные энтальпии и энтропии пара на входе и выходе из турбины.

Значение внутреннего к. п. д. η_i турбины следует знать для определения параметров пара на выходе из турбины. При постоянном η_i относительная потеря эксергии ξ_{tz} зависит от разности удельных энтропий ($s_2 - s_1$) и удельных энтальпий ($i_1 - i_2$) и будет тем больше, чем больше отношение давлений p_1/p_2 .

Величина ξ_s выражает потери эксергии в системе оборудования, предназначенного для конденсации пара, выходящего из турбины. Эту величину можно определить по эксергетическому балансу системы, включающей собственно конденсатор, градирню для охлаждающей воды и насос для перекачки охлаждающей воды вместе с двигателем (рис. 80). Потери эксергии $\nabla \dot{E}_s$ в системе конденсатора складываются из перепада эксергии циркулирующего агента в конденсаторе, мощности насоса охлаждающей

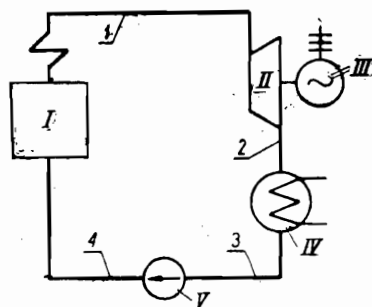


Рис. 79. Упрощенная схема тепловой части электростанции.

I — паровой котел; II — турбина; III — электрогенератор; IV — конденсатор; V — питательный насос.

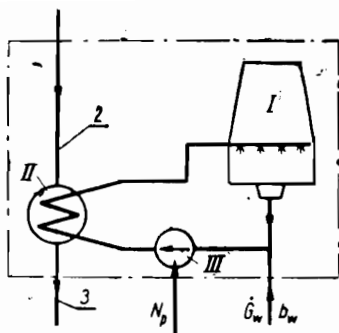


Рис. 80. Схема к эксергетическому балансу системы конденсатора.

I — градирня; II — конденсатор; III — насос.

воды и эксергии воды, пополняющей потери охлаждающей воды:

$$\nabla E_s = \dot{G}(e_2 - e_s) + N_p + \dot{G}_w e_w. \quad (7-16)$$

При рассмотрении упрощенной схемы электростанции можно опустить мощность насоса для перекачки охлаждающей воды ($N_p \approx 0$) и эксергию пополняющей воды ($\dot{G}_w e_w \approx 0$). На основе формулы (7-11) получим:

$$\xi_s = \frac{\dot{G}(e_2 - e_s)}{\dot{P} e_p}, \quad (7-17)$$

или же в случае, когда конденсат, вытекающий из конденсатора, имеет температуру насыщения, отвечающую давлению в конденсаторе ($T_2 = T_3$),

$$\xi_s = \frac{\dot{G} x r (T_2 - T_0)}{\dot{P} e_p T_2}, \quad (7-18)$$

где T_2, x — температура и степень сухости пара при выходе из турбины;

r — теплота парообразования воды при температуре T_2 .

Тепло, отдаваемое в конденсаторе, составляет значительную долю энергетического баланса электростанций. Можно рассмотреть отношение потери ξ_s к отвечающей этой величине относительной потере тепла в конденсаторе $e_s = \dot{G} x r / (\dot{P} W_d)$, имеющей место в энергетическом

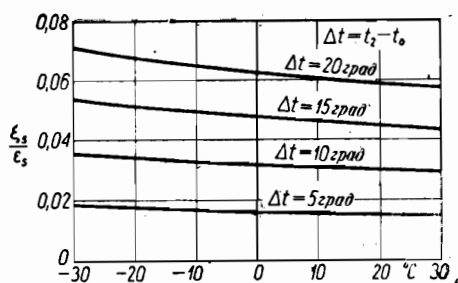


Рис. 81. Отношение потерь эксергии и тепла в конденсаторе.

балансе конденсационной электростанции:

$$\frac{\xi_s}{e_s} = \frac{W_d}{e_p} \cdot \frac{\Delta T}{T_0 + \Delta T}, \quad (7-19)$$

где $\Delta T = T_2 - T_0$.

Принимая, что $e_p / W_d = 1,08$, по формуле (7-19) строят график, изображенный на рис. 81. Из графика следует, что энергетическое значение тепла, отдаваемого при конденсации пара, очень незначительно, несмотря на большое количество его.

Пример 7-1. Расчет потерь эксергии на конденсационной электростанции с упрощенной схемой

Для определения относительных потерь эксергии и эксергетического к. п. д. на электростанции исследована работа конденсационной электростанции, на которой паровой котел, имеющий термический к. п. д. brutto $\eta_{tkB} = 0,8$, отопливается каменным углем с теплотворной способностью $W_d = 23\,000$ кДж/кг ($e_p / W_d \approx 1,08$) и производит пар с параметрами $p_1 = 40,2$ бар, $t_1 = 450^\circ \text{C}$ ($i_1 = 3\,331$ кДж/кг; $s_1 = 6,9311$ кДж/кг·град). Конденсат имеет температуру насыщения $t_2 = 32,6^\circ \text{C}$ ($t_2 = t_3 = t_4$), отвечающую давлению $p_3 = 0,049$ бар, поддерживаемому в конденсаторе. Отсюда вытекают значения параметров: $i_3 = i_4 = 136$ кДж/кг; $s_3 = s_4 = 0,4715$ кДж/кг·град; $r = 2\,424$ кДж/кг. Принимая, что температура окружающей среды равна $t_0 = 10^\circ \text{C}$, можно на основе формулы (3-1) вычислить разность эксергий:

$$e_1 - e_4 = i_1 - i_4 - T_0(s_1 - s_4) = 3\,331 - 136 - 283(6,9311 - 0,4715) = 1\,367 \text{ кДж/кг.}$$

Входящее в формулы выражение $\dot{G} / (\dot{P} e_p)$ можно определить, используя термический к. п. д. brutto η_{tkB} котла, сле-

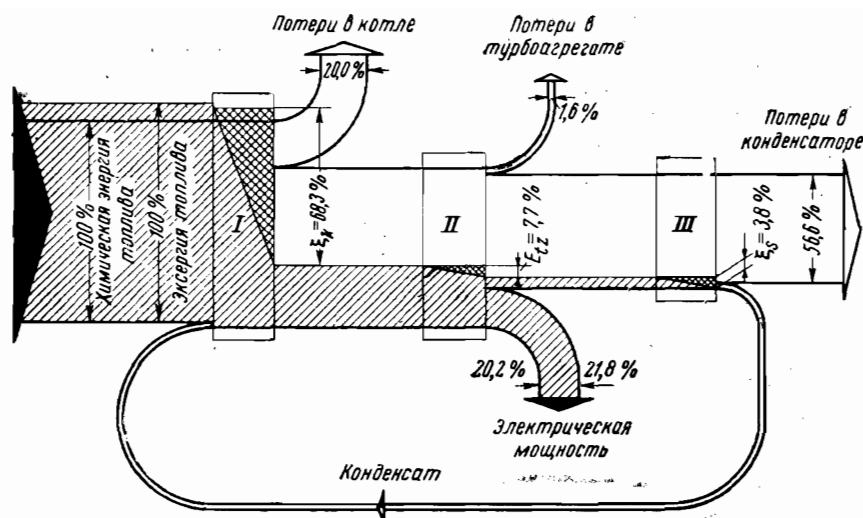


Рис. 82. График Сэнки для энергетического баланса и график Грассмана для эксергетического баланса конденсационной электростанции с упрощенной схемой.

дующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{G}}{\dot{P}_{ep}} &= \frac{\eta_{ikB}}{1,08(i_1 - i_4)} = \\ &= \frac{0,8}{1,08(3331 - 136)} = \\ &= 0,0002318 \text{ кдж/кг}. \end{aligned}$$

В соответствии с формулой (7-8) эксергетический к. п. д. брутто котла имеет значение

$$\eta_{bKB} = 0,0002318 \cdot 1367 = 0,317.$$

Относительная потеря эксергии в котле в соответствии с формулой (7-14) составляет:

$$\xi_k = 1 - 0,317 = 0,683.$$

Приняв внутренний к. п. д. турбины $\eta_i = 0,78$, получим значения: $i_2 = 2379 \text{ кдж/кг}$; $s_2 = 7,8800 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$; $x_2 = 0,925$. Приняв механический к. п. д. турбины $\eta_m = 0,97$ и к. п. д. генератора $\eta_g = 0,96$, по формуле (7-15) получим:

$$\begin{aligned} \xi_{iz} &= 0,0002318[(7,8800 - 6,9311) \cdot 283 + \\ &+ (3331 - 2379)(1 - 0,97 \cdot 0,96)] = 0,062 + \\ &+ 0,015 = 0,077. \end{aligned}$$

В рассмотренном примере относительная потеря эксергии ξ_k больше относительной потери эксергии ξ_z примерно в $0,062/0,015 \approx 4$ раза.

Относительные потери эксергии ξ_z в системе конденсатора получают по формуле (7-18):

$$\begin{aligned} \xi_a &= 0,0002318 \cdot 0,925 \cdot 2424 \times \\ &\times \frac{305,6 - 283}{305,6} = 0,038. \end{aligned}$$

Относительные потери эксергии в турбоагрегате и системе конденсации, таким

образом, значительно меньше, чем относительные потери эксергии в котле.

Эксергетический к. п. д. электростанции находят по формуле (7-13):

$$\begin{aligned} \eta_{bel} &= 1 - \xi_k - \xi_{iz} - \xi_z = \\ &= 1 - 0,683 - 0,077 - 0,038 = 0,202. \end{aligned}$$

С целью сравнения полученных величин можно по формуле (7-3) рассчитать к. п. д. электростанции $\eta_{tel} = 1,08 \cdot 0,202 = 0,218$. На рис. 82 представлены график Сэнки для энергетического баланса и график Грассмана для эксергетического баланса рассмотренной электростанции. На рисунке отчетливо видна разница между энергетическим и эксергетическим балансами.

Для изучения влияния параметров пара, производимого в котле, на потери эксергии рассмотрим при тех же условиях, что и в примере 7-1, несколько конденсационных электростанций с паровыми котлами, производящими пар нормализованных параметров. В табл. 16 приведены значения относительных потерь эксергии и эксергетических к. п. д. электростанций в зависимости от температуры и давления пара, производимого в котле. Рассмотрены шесть уровней параметров (I—VI). На основе данных табл. 16 построен график, представленный на рис. 83.

Из приведенных данных следует, что эксергетический к. п. д. η_{bel} тем больше, чем выше параметры пара, покидающего котел. Правда, с уве-

Относительные потери эксергии и эксергетический к. п. д. электростанции с упрощенной схемой в зависимости от параметров пара, вырабатываемого котлом

Электростанция	Пар, вырабатываемый котлом		Относительная потеря эксергии, %			Эксергетический к. п. д. электростанции η_{bet} , %
	Давление p , бар	Температура t_1 , °C	в котле ξ_k	в турбоагрегате ξ_{tz}	в системе конденсатора ξ_s	
I	16,7	300	71,8	5,9	4,4	17,9
II	16,7	350	71,4	6,4	4,4	17,8
III	25,5	400	69,7	6,8	4,3	19,2
IV	40,2	450	68,3	7,7	3,8	20,2
V	108,8	510	65,0	8,1	4,0	22,9
VI	221,5	535	63,3	8,6	3,9	24,2

личением этих параметров возрастает также относительная потеря эксергии ξ_{tz} в турбоагрегате, однако еще в большей мере одновременно уменьшается относительная потеря эксергии ξ_k в котле в результате уменьшения необратимости теплообмена. Увеличение потери ξ_{tz} следует объяснять тем, что с возрастанием параметров пара, производимого в котле, при постоянном давлении в конденсаторе увеличивается перепад удельных энтальпий $i_1 - i_2$ в турбине и приращение удельной энтропии $s_2 - s_1$, что влечет за собой возрастание потерь ξ_t и ξ_z . Относительная потеря эксергии ξ_s в системе конденсатора уменьшается незначительно с воз-

растанием параметров пара, производимого котлом. В приведенных рассуждениях проанализировано только влияние параметров пара, производимого в котле, на распределение потерь эксергии на электростанции. В связи с этим здесь не учтено, что увеличение параметров пара связано с применением агрегатов большей мощности, характеризующихся лучшими энергетическими показателями.

В реальных КЭС и ТЭЦ, кроме звеньев, рассмотренных выше, имеется много других узлов, таких, как, например, испарители, дегазаторы, регенерационная система, теплообменник, система трубопроводов и т. п. Во всех звеньях возникают дополнительные потери эксергии; одновременно подвергаются изменениям и величины ξ_k , ξ_{tz} , ξ_s . Для иллюстрации влияния дополнительных звеньев системы в последующих разделах приведены специально подобранные примеры.

7-3. ПРИМЕРЫ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИХ БАЛАНСОВ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

7-3-1. КОНДЕНСАЦИОННАЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯ С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ТЕПЛА

На рис. 84 представлена теоретическая схема паровой электростанции электрической мощностью $N=63$ Мвт со смешивающими регенеративными подогревателями [Л. 79]. Параметры в отдельных

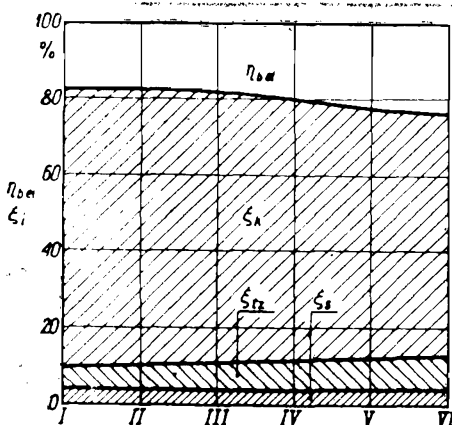


Рис. 83. Относительные потери эксергии и эксергетический к. п. д. конденсационной электростанции с упрощенной схемой в зависимости от параметров пара, вырабатываемого в котле.

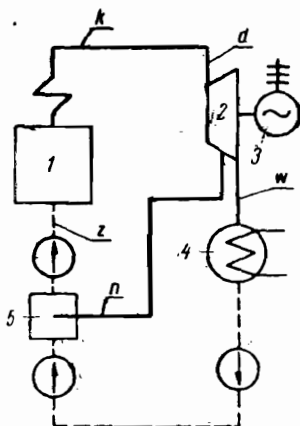


Рис. 84. Теоретическая схема электростанции с регенеративными подогревателями.

1 — котел; 2 — турбина; 3 — электрогенератор; 4 — конденсатор; 5 — регенеративный подогреватель.

точках системы имеют следующие значения: давление пара при выпуске из котла $p_k = 132 \text{ бар}$; $t_k = 550^\circ \text{C}$; пар при впуске в турбину $p_d = 125 \text{ бар}$, $t_d = 535^\circ \text{C}$, давление в конденсаторе $p_w = 0,04 \text{ бар}$. Коэффициенты полезного действия имеют значения: термический котла брутто $\eta_{tkB} = 0,88$, внутренний турбины $\eta_i = 0,9$, механический турбины $\eta_m = 0,99$, электрогенератора $\eta_g = 0,98$.

Рассмотрим три примера, отличающиеся только количеством n регенеративных подогревателей ($n = 1, 2$ и 6). Для этих случаев определены в зависимости от температуры t_z питательной воды эксергетический к. п. д. η_{bel} электростанции по формуле (7-2), к. п. д. электростанции $\eta_{tel} = N/(PW_d)$ и эксергетический к. п. д. брутто η_{bkb} парового котла на основе формулы (7-8). В расчетах не учтены расходование энергии на собственные нужды, потери давления воды в котле и восстановительной системе, потери тепла в окружающую среду в регенеративных подогревателях и потери продувки котла. Принято, что котел отапливается каменным углем ($e_p/W_d \approx 1,08$). Результаты расчетов использованы для построения графика на рис. 85.

Из рис. 85 следует, что эксергетический к. п. д. брутто котла тем больше, чем выше температура питательной воды, поскольку повышение температуры питательной воды уменьшает среднюю разность температур при теплообмене в котле. Энергетический к. п. д. электростанции больше эксергетического к. п. д.

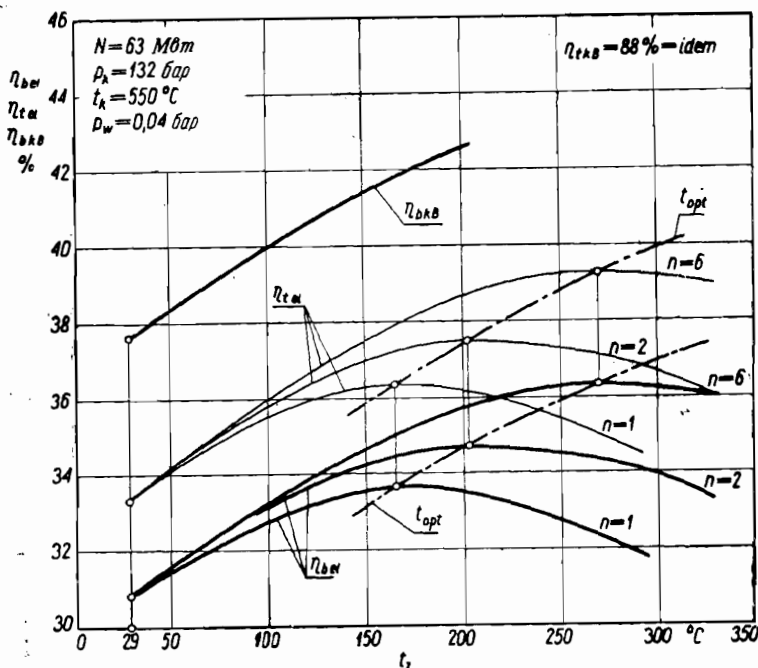


Рис. 85. Коэффициент полезного действия конденсационной электростанции с регенеративными подогревателями.

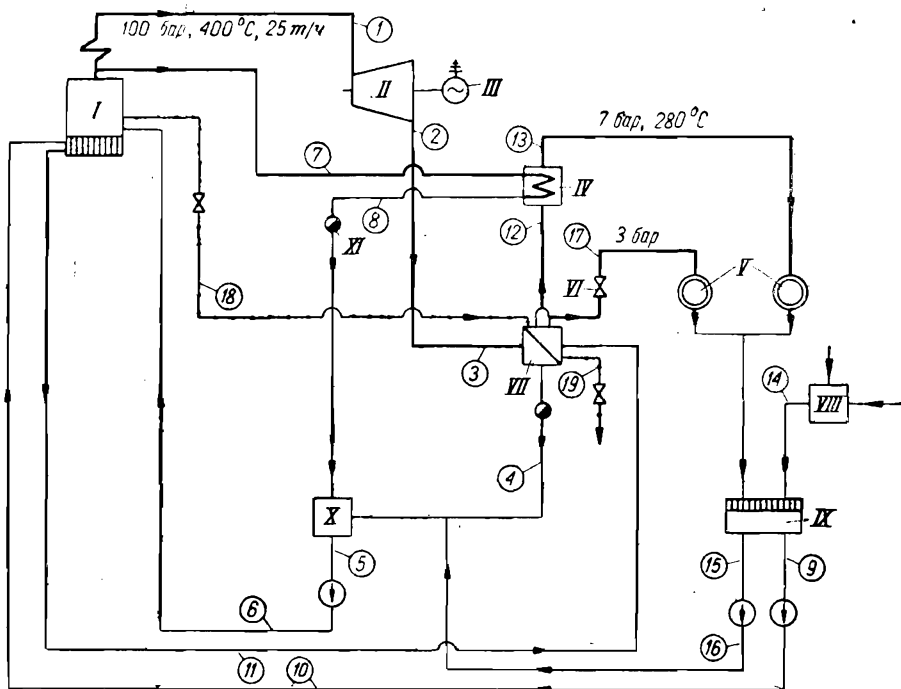


Рис. 86. Пример схемы ТЭЦ.

I — котел; II — турбина; III — электрогенератор; IV — перегреватель технологического пара; V — потребитель тепла; VI — редукционный вентиль; VII — испаритель; VIII — дегазатор; IX — сборник конденсата греющего пара; X — сборник конденсата циркуляционной системы силовой установки.

соответственно отношению e_p/W_d , вычисляемому на основе формулы (7-3). Оба к. п. д. тем больше, чем больше количество n регенеративных подогревателей, и достигают максимума при одинаковом значении оптимальной температуры $t_{z\text{opt}}$ воды, питающей котел. Величина $t_{z\text{opt}}$ тем больше, чем больше число отборов пара.

7-3-2. ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛЬ

На рис. 86 представлена схема промышленной ТЭЦ электрической мощностью $N=1800$ кВт с производительностью $Q_g=13890$ кВт. Параметры рабочего тела в последовательных точках представлены в табл. 17. Внутренний к. п. д. турбины составляет $\eta_i=0,68$. В топке парового котла сжигают каменный уголь в количестве $P=2450$ кг/ч, для которого в состоянии поставки определен следующий весовой состав элементов: влажность 0,095, зольность 0,085, содержание углерода 0,693, водорода 0,041, кислорода

0,0655, азота 0,0123 и серы 0,0082. Теплотворная способность влажного топлива $W_d=27230$ кДж/кг, энергия же топлива, найденная по формуле (5-48), составляет $e_p=29410$ кДж/кг ($e_p/W_d=1,08$). Покидающие котел продукты сгорания имеют температуру 140°C , давление $0,995$ бар и следующий химический состав: $\text{CO}_2=12,9\%$; $\text{CO}=0,1\%$; $\text{O}_2=6,8\%$; $\text{N}_2=80,2\%$. Коэффициент избытка воздуха для сжигания топлива составляет $\lambda=1,4$. Из котла удаляют шлак, топливо, просыпавшееся через колосниковую решетку, и колосниковую пыль в общем количестве 210 кг/ч при среднем весовом содержании элементарного углерода 20% . Принимают, что перечисленные продукты не содержат, кроме элементарного углерода, других горючих компонентов. Для сжигания топлива использован воздух, забираемый из окружающей среды с параметрами: температура 15°C , давление 1 бар и влажность 56% .

На основе приведенных выше данных И. Пъентка построил энер-

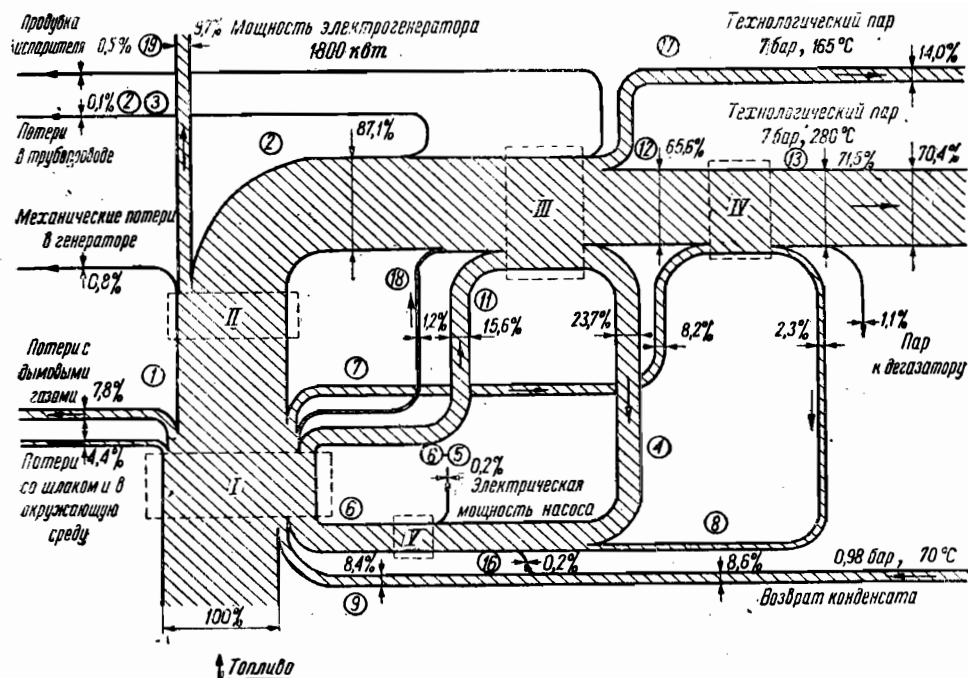


Рис. 87. Пример энергетического баланса ТЭЦ.

I — паровой котел; II — турбоагрегат; III — испаритель; IV — перегреватель технологического пара; V — насос.

гетический и эксергетический балансы ТЭЦ. Все статьи энергетиче-

Таблица 17

Параметры циркулирующего агента для примера баланса ТЭЦ

Точка на схеме (рис. 86)	Расход, кг/ч	Давление, бар	Температура, °C	Удельная энтальпия, кДж/кг	Превышение удельной эксергии, кДж/кг
1	21 000	99,00	400	3 100	1 386
2	21 000	9,61	178	2 766	950
3	21 000	9,42	177	2 763	942
4	21 000	9,32	177	752	220
5	23 570	9,32	175	740	232
6	23 570	107,80	175	746	227
7	2 020	104,00	315	2 720	1 180
8	2 020	9,32	177	752	220
9	19 150	0,98	70	293	97
10	19 150	8,82	70	293	97
11	19 150	7,36	130	545	155
12	15 820	7,06	165	2 764	909
13	15 820	6,86	280	3 015	1 011
14	1 900	0,98	104	436	130
15	550	0,98	70	293	97
16	550	9,32	70	293	97
17	3 380	2,94	150	2 764	800
18	550	103,90	313	1 424	540
19	550	7,06	165	699	201

ского баланса (рис. 87) отнесены к химической энергии топлива [Л. 79]:

$$\begin{aligned}
 Q_{ch} &= PW_d = \\
 &= (2450 \cdot 27230) \cdot 3600^{-1} = \\
 &= 18,53 \cdot 10^3 \text{ кВт},
 \end{aligned}$$

а все статьи эксергетического баланса (рис. 88) — к эксергии топлива:

$$\begin{aligned}
 E_p &= Pe_p = (2450 \cdot 29410) \times \\
 &\times 3600^{-1} = 20,01 \cdot 10^3 \text{ кВт}.
 \end{aligned}$$

Потеря эксергии при сжатии питательной воды незначительна и на рис. 87 не показана.

На основе энергетического баланса можно определить термический к. п. д. брутто котла:

$$\begin{aligned}
 \eta_{thB} &= 97,6 + 8,2 + 15,6 - \\
 &- 26,4 - 8,4 = 86,6\%
 \end{aligned}$$

и термический к. п. д. нетто ТЭЦ:

$$\eta_{tecN} = 70,4 + 14,0 + 9,7 - 8,6 = 85,5\%.$$

На основе эксергетического баланса можно определить эксергети-

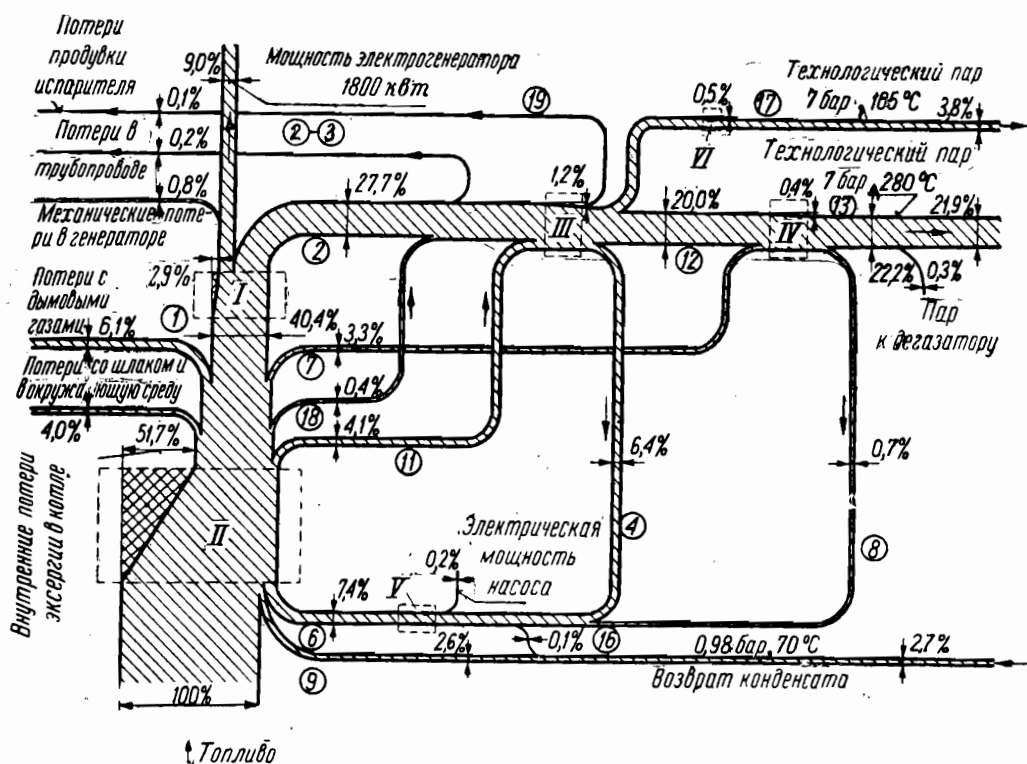


Рис. 88. Пример эксергетического баланса ТЭЦ.

I — паровой котел; II — турбоагрегат; III — испаритель; IV — перегреватель технологического пара; V — насос.

ческий к. п. д. брутто котла:

$$\eta_{бкв} = 40,4 + 3,3 + 4,1 - 7,4 - 2,6 = 37,8\%$$

и эксергетический к. п. д. нетто ТЭЦ:

$$\eta_{бесN} = 9,0 - 0,2 + 3,8 + 21,9 - 2,7 = 31,8\%.$$

Эксергетический к. п. д. $\eta_{бкв}$ рассчитан в соответствии с определением, вытекающим из формулы (7-8), а эксергетический к. п. д. $\eta_{бесN}$ — по определению, которое дает формула (7-7).

Эксергетический баланс при сравнении его с энергетическим дает возможность рационально оценить параметры отдельных потоков циркулирующего рабочего тела, а также дать оценку распределению потерь в отдельных звеньях рассматриваемой ТЭЦ.

Рациональная оценка составляющих процессов, протекающих в рассматриваемой ТЭЦ, выполнена на основе эксергетического баланса и

позволяет выявить, что местом наибольших потерь эксергии является паровой котел. Сумма эксергетических потерь, состоящая из внутренней потери в котле, внешней потери с продуктами сгорания, потери со шлаком и в окружающую среду, а также потери продувки котла, составляет $51,7 + 6,1 + 4,0 = 62,2\%$ эксергии топлива, сожженного в котле. Вторая по величине потеря эксергии имеет место в турбоагрегате. Эта потеря складывается из внутренних и механических потерь в турбине и потерь в электрогенераторе и составляет $2,9 + 0,8 = 3,7\%$. Третья по величине относительная потеря эксергии относится к испарителю и складывается из потерь, вызванных необратимостью теплообмена, а также продувкой котла. Суммарная относительная потеря эксергии в испарителе, таким образом, составляет $1,2 + 0,1 = 1,3\%$. Остальные относительные потери эксергии на рассматриваемой ТЭЦ не превышают $0,5\%$.

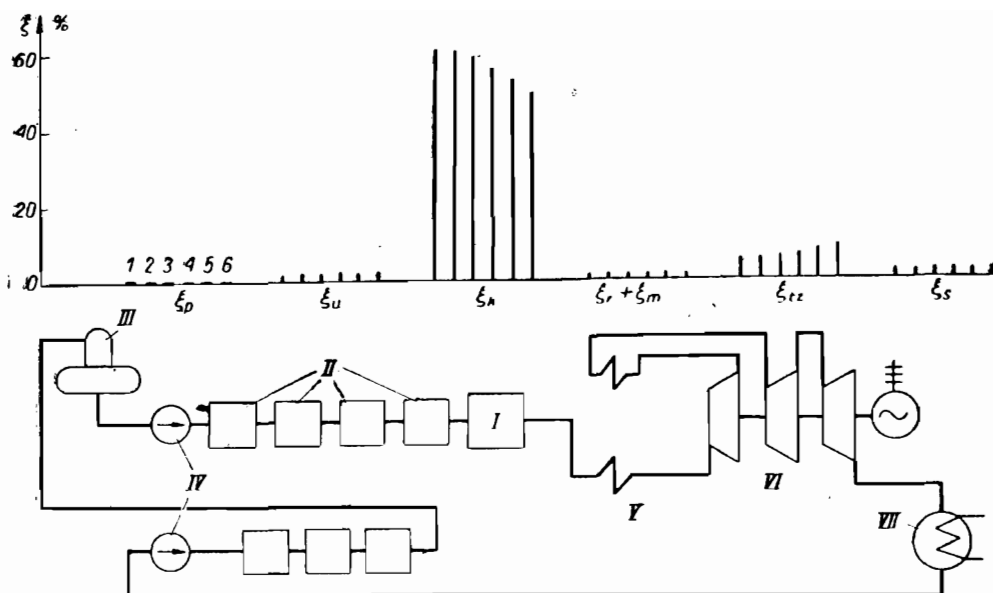


Рис. 89. Относительные потери эксергии в электростанциях с одним промежуточным перегревателем.

I — котел; II — регенеративные подогреватели; III — дегазатор; IV — насосы питательной воды; V — перегреватели и трубопроводы; VI — турбоагрегат; VII — конденсатор.

В рассмотренном примере термический к. п. д. ТЭЦ почти в 2 раза больше, чем эксергетический, в то время как термический к. п. д. КЭС только незначительно превышает эксергетический (см. подпараграф 7-1-1). Термические к. п. д. КЭС и ТЭЦ являются несравними показателями, в то время как эксергетический к. п. д. электростанции, найденный по формуле (7-1), сравним с эксергетическим нетто к. п. д. ТЭЦ, найденным по формуле (7-6). Сравнимость этих к. п. д. определяется использованием эксергии для рациональной оценки качества потоков эксергии на КЭС и ТЭЦ.

7-3-3. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ СОВРЕМЕННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

Эксергетический к. п. д. электростанции и потери эксергии в отдельных звеньях ее (котел, турбина, питающий насос и т. п.) зависят от многих величин. Такими величинами, например, являются давление и температура пара перед и за промперегревателями, количество промперегревателей, темпера-

тура питательной воды, падение давления в трубопроводах, теплообменниках (регенеративных подогревателях, промперегревателях), регулировочных вентилях, термический к. п. д. котла, внутренний к. п. д. турбины и т. п. С целью выявления влияния этих параметров исследованы 12 современных тепловых электростанций [Л. 1, 79] и проведен анализ результатов. Анализу подвергали два типа электростанций: с одним (рис. 89) и двумя (рис. 90) промежуточными перегревами. В табл. 18 даны значения основных параметров и показателей этих электростанций. Для расчетов взяты два вида паровых котлов. Для котлов, отапливаемых каменным углем с теплотворной способностью $23\,000 \text{ кдж/кг}$ ($e_p/W_d \approx 1,08$), принят термический к. п. д. брутто $\eta_{тбв} = 0,91$. Для котлов, отапливаемых бурым углем с теплотворной способностью $10\,500 \text{ кдж/кг}$ ($e_p/W_d \approx 1,17$), принято $\eta_{тбв} = 0,89$.

Относительные потери эксергии ξ_k , возникающие в результате необратимости изменений, происходящих в котле, рассчитаны как дополнение до единицы эксергетического

Эксергетические показатели электростанций

Электростанция	Давление и температура пара, бар/°C			Давление в конденса- торе, бар	Температура питатель- ной воды, °C	Количество регенера- тивных подогревателей	Относительные потери			
	перед турбиной высокого давле- ния	за промперегрева- телем					Котел ξ_k	Гидравлические сопротивления в промперерева- теле ξ_m	Трубопроводы ξ_r	Турбина ξ_t
		I	II							
1	126/538	28/538	—	0,05	235	6	61,21	0,41	0,14	3,09
2	126/538	28/538	—	0,05	253	7	61,05	0,41	0,14	2,93
3	140/566	32/566	—	0,05	243	7	60,41	0,40	0,13	3,01
4	163/593	36/566	—	0,05	267	8	55,09	0,45	0,14	3,45
5	139/649	34/649	—	0,035	239	8	53,57	0,35	0,13	4,07
6	345/649	86/649	—	0,035	297	11	50,54	0,37	0,14	5,02
7	139/538	55/538	13/538	0,035	238	8	59,38	0,58	0,11	3,31
8	345/538	138/538	32/538	0,035	296	11	56,72	0,60	0,11	4,29
9	345/621	73/566	18/566	0,05	285	9	56,95	0,66	0,12	3,09
10	139/649	55/649	13/649	0,035	238	8	53,24	0,58	0,13	3,90
11	345/649	86/593	21/566	0,035	279	9	50,96	0,61	0,14	4,48
12	345/649	139/649	32/649	0,035	296	11	50,03	0,63	0,13	4,18

к. п. д. брутто котла. Остальные относительные потери эксергии, приведенные в табл. 18, рассчитаны с помощью формулы (7-11). При расчете относительной потери эксергии ξ_m в процессе промежуточного перегрева учтены только потери

в результате дросселирования пара в перегревателях. С помощью величины ξ_r учтены потери эксергии в трубопроводах, соединяющих котел с турбиной, с помощью ξ_t — только внутренние потери эксергии в турбине. Относительная потеря

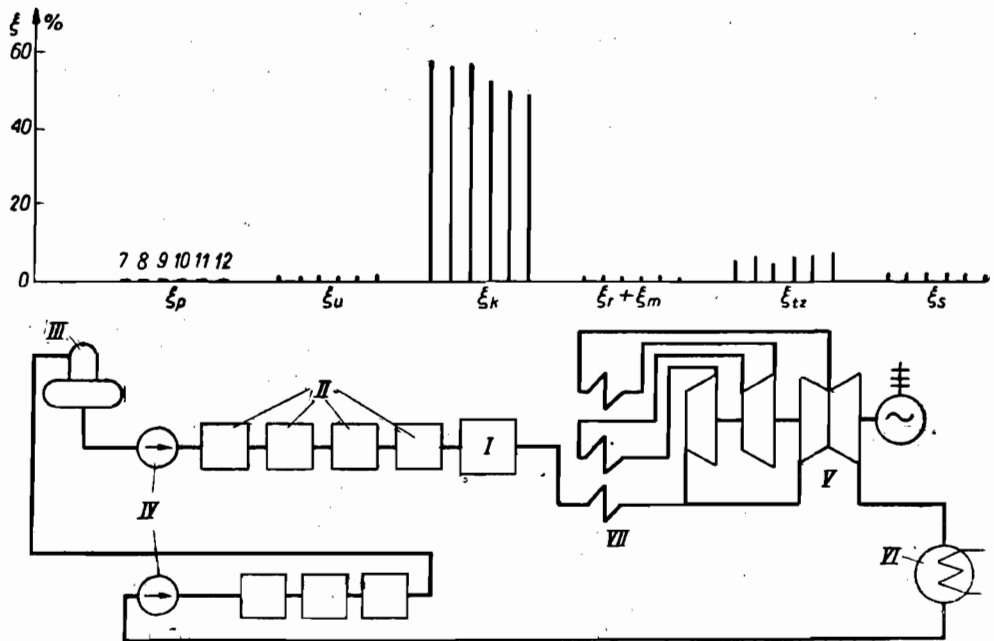


Рис. 90. Относительные потери эксергии в электростанциях с двумя промежуточными перегревателями.

I — котел; II — регенеративные подогреватели; III — дегазатор; IV — насосы питательной воды; V — турбоагрегат; VI — конденсатор; VII — перегреватели и трубопроводы.

большой мощности

эксергии				Эксергетический к.п.д.			Термический к. п. д.			Удельный расход	
Турбоагрегат ξ_{tz}	Питающий насос ξ_p	Регенеративная система ξ_u	Система конденсатора ξ_s	Котел η_{tkB}	Машинное отделение η_{tm}	Электростанция η_{bel}	Котел η_{tkB}	Машинное отделение η_{tm}	Электростанция η_{bel}	Химическая энергия	Химическая эксергия
4,86	0,09	0,94	2,18	38,79	78,83	30,58	89	40,20	35,78	2,795	3,271
4,33	0,16	1,21	2,16	38,95	79,46	30,95	89	40,62	36,21	2,762	3,232
4,18	0,16	1,16	2,12	39,59	80,42	31,84	89	41,85	37,25	2,685	3,141
5,39	0,27	1,13	2,09	44,91	79,92	35,89	91	42,59	38,76	2,581	2,787
6,27	0,21	1,17	2,10	46,43	78,72	36,55	91	43,37	39,47	2,534	2,737
7,78	0,47	1,25	2,04	49,46	76,38	37,78	91	44,84	40,80	2,451	2,647
5,41	0,20	1,09	2,17	40,62	77,89	31,64	89	41,60	37,02	2,702	3,161
7,05	0,69	1,18	2,15	43,28	74,17	31,10	89	42,20	37,56	2,663	3,115
4,83	0,67	1,12	1,99	43,05	79,72	34,32	89	45,12	40,16	2,491	2,914
6,21	0,20	1,08	2,08	46,76	79,26	37,06	91	43,99	40,03	2,498	2,698
7,27	0,71	1,30	2,05	49,04	76,61	37,57	91	44,59	40,58	2,464	2,662
6,92	0,69	1,43	1,99	49,97	77,67	38,81	91	46,07	41,92	2,386	2,577

эксергии ξ_{tz} в турбоагрегате учитывает внутренние потери, потери тепла через изоляцию в окружающую среду, потери пара вследствие негерметичности соединений (внутренних сальников), механические потери, внешние потери и потери в электрогенераторе. Величиной ξ_p учтены внутренние потери, механические потери в двигателе насоса питательной воды. При расчете потерь ξ_u в регенеративной системе учтены также потери в регулировочных вентилях системы питания.

Результаты расчетов, приведенные в [Л. 1, 79], дополнены расчетами величины относительной потери эксергии ξ_s в системе конденсатора. При расчетах величины ξ_s принято, что температура пара в конденсаторе на 15°C выше температуры окружающей среды, а мощность насоса для перекачивания воды, охлаждающей конденсатор, и потери воды опущены. Для электростанций 1, 2, 3, 4 и 9 принята температура окружающей среды $t_0 = 17^\circ\text{C}$, для остальных электростанций $t_0 = 11^\circ\text{C}$. Величины всех остальных потерь представлены для сравнения на графиках (рис. 88 и 89).

Сумма, складывающаяся из значений эксергетического к. п. д. η_{bel}

электростанции и относительных потерь эксергии в котле, трубопроводе, турбоагрегате, питающем насосе, регенеративной системе и системе конденсатора, составляет 100%:

$$\eta_{bel} + \xi_k + \xi_r + \xi_{tz} + \xi_p + \xi_u + \xi_s = 1.$$

В табл. 18 представлены также величины эксергетического к. п. д. η_{tkB} котла, эксергетического к. п. д. η_{bel} электростанции и эксергетического к. п. д. машинного отделения $\eta_{tm} = \eta_{bel} / \eta_{tkB}$. Для сравнения приведены соответствующие значения термического к. п. д. котла $\eta_{tkB} = Q_1 / (\dot{P}W_d)$, экономического к. п. д. электростанции $\eta_{tel} = N / (\dot{P}W_d)$ и термического к. п. д. котла $\eta_{tkB} = \eta_{tel} / \eta_{tm}$. В расчетах не учтена затраченная на привод мощность вспомогательного оборудования, связанного непосредственно с циркулирующим рабочим телом. Принято, что относительный перепад давлений циркулирующего агента в котле составляет 4%, в межкасадном пароперегревателе от 8 до 12,5%, во втором межкасадном пароперегревателе 10%. В табл. 18 приведены также безразмерные величины удельного расхода химической энергии и эксергии топлива.

Величины, приведенные в табл. 18, могут служить основой для многочисленных выводов. Прежде всего напрашивается рассмотренное выше сравнение термического и эксергетического к. п. д. котла и машинного отделения. Отчетливо видно также влияние параметров пара, вырабатываемого в котле, на эксергетический к. п. д. котла. Вне котла наибольшие потери эксергии наблюдаются в турбоагрегате, в системе конденсатора и регенеративной системе.

Потеря эксергии, вызванная падением давления пара в промпрегревателях, может привести к уменьшению эксергетического к. п. д. котла, несмотря на то, что потеря эксергии, сопровождающая процесс теплообмена между продуктами сгорания и циркулирующим агентом, уменьшается с возрастанием средней температуры циркулирующего рабочего тела. Однако в общем применение промежуточного перегрева способствует увеличению эксергетического к. п. д. электростанций.

Внутренние потери в турбине составляют около 40% потерь в машинном отделении. Увеличение дав-

ления циркулирующего агента вызывает увеличение потерь эксергии в турбине, поскольку при большем перепаде энтальпий расширяющегося пара возрастает приращение энтропии пара. Одновременно возрастают потери пара в сальниках и потери, вызванные негерметичностью системы питания.

С увеличением давления воды возрастают потери в системе питания и, в частности, в питательном насосе. Важным вопросом является выбор типа двигателя для привода насоса. При частичной загрузке электростанции к. п. д. насоса и приводного двигателя зависит главным образом от вида регулировки производительности. Наиболее экономичной оказывается регулировка путем изменения чисел оборотов.

Потери эксергии в системе регенерации в целом не превышают 1,5%. Число регенеративных подогревателей не играет заметной роли. О размерах потерь свидетельствует в основном разность температур при теплообмене. Эта разность будет минимальной при использовании смешивающих регенеративных подогревателей.

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ ОХЛАЖДЕНИЯ

8-1. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

8-1-1. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ К. П. Д. ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Температуры хладагентов или охлаждаемых объектов, с которыми приходится иметь дело в холодильной технике, значительно ниже температуры окружающей среды. В таких случаях понятие эксергии оказывает особые услуги при рациональной оценке энергетической пригодности хладагента или потока тепла. Если, например, температура агента, более холодного, чем окружающая среда, понижается, то пригодность этого агента и эксергия, являющаяся мерой этой пригодности, увеличиваются (см. рис. 24), несмотря на то, что энтальпия агента уменьшается. Изменение эксергии источника тепла, более холодного, чем окружающая среда, может быть значительно больше, чем количество отведенного тепла; это имеет место в случае, когда температура T источника тепла меньше $T_0/2$ (рис. 91).

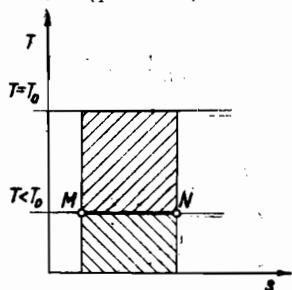


Рис. 91. Теплообмен с источником тепла.
1 — изменение эксергии охлаждаемого объекта;
2 — линия процесса; 3 — отводимое тепло.

На рис. 92 представлена схема холодильной установки вместе с системой циркуляции хладагента и системой циркуляции охлаждающей воды. При оценке совершенства процессов охлаждения можно принимать различные условия, определяющие границы системы, взятой для рассмотрения (см. подпараграф 7-1-3) [Л. 124].

Граница баланса 1 выделяет собственно холодильную установку без теплообменника для охлаждения хладагента¹. Эксергетический к. п. д. системы, выделенной этой границей, определяет степень совершенства термодинамических преобразований в пределах собственно холодильной установки (вместе с электродвигателями, приводящими компрессоры или насосы, и вспомогательным оборудованием). Эксергетический к. п. д. этой системы можно было бы назвать к. п. д. брутто η_{bB} холодильной установки:

$$\eta_{bB} = \frac{\dot{G}(e_1 - e_2)}{\dot{E}_N}, \quad (8-1)$$

где $\dot{G}$ — расход хладагента в теплообменнике;

e_1, e_2 — удельные эксергии хладагента при входе в теплообменник и выходе из него;

$\dot{E}_N$ — приводная эксергия собственно холодильной установки.

В эксергетическом балансе системы, выделенной границей балан-

¹ В паровых холодильных установках этот теплообменник является испарителем.

са I , можно принять, что разность эксергий охлаждающей воды при выходе из установки и входе в нее является внешней потерей эксергии.

Граница баланса II включает вспомогательное оборудование всего холодильного агрегата (насосы для перекачки охлаждающей воды и хладонотителя), а также потери эксергии при перемещении хладонотителя и с охлаждающей водой. Эксергетический к. п. д. оборудования, входящего в границы II , можно было бы назвать эксергетическим к. п. д. нетто η_{bN} холодильной установки:

$$\eta_{bN} = \frac{\dot{G}_s(e_{s2} - e_{s1})}{\dot{E}_N + \dot{G}_w e_w + N_s + N_w + N_p}, \quad (8-2)$$

где $\dot{G}_s$ — расход хладонотителя;
 e_{s1}, e_{s2} — удельные эксергии хладонотителя, входящего в теплообменник и выходящего из него;

$\dot{G}_w, e_w$ — расход и удельная эксергия воды, пополняющей потери охлаждающей воды;

N_s, N_w — электрические мощности двигателя и насоса для перекачки охлаждающей воды;

N_p — суммарная электрическая мощность насосов и вспомогательного оборудования.

Величина N_p может, например, складываться из электрической мощности воздуходувок, вентиляторов, элементов автоматической аппаратуры и т. п.

Границы баланса III охватывает все тепловые процессы системы холодильной установки. Коэффициент полезного действия системы в пределах этой границы можно было бы назвать общим эксергетическим к. п. д. Этот к. п. д. учитывает конечный эффект работы холодильной установки, т. е. приращение эксергии охлаждаемого объекта:

$$\eta_{b0} = \frac{\Delta \dot{E}_z}{\dot{E}_N + \dot{G}_w e_w + N_s + N_w + N_p}, \quad (8-3)$$

где $\Delta \dot{E}_z$ — приращение эксергии охлаждаемого объекта или вещества.

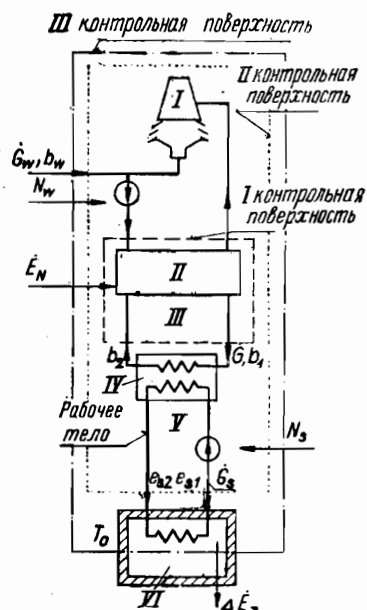


Рис. 92. Теоретическая схема холодильной установки.

I — холодильник; II — холодильная установка без холодильника; III — теплообменник; IV — рабочее тело; V — хладонотитель; VI — охлаждающая камера; VII — охлаждающая вода.

Если холодильная установка предназначена для поддержания постоянной температуры в охлаждаемой камере, то величину $\Delta \dot{E}_z$ можно определить по формуле (2-37)*.

Способ определения приводной эксергии $\dot{E}_N$, входящей в формулы (8-1), (8-2) и (8-3), зависит от типа холодильной установки. В компрессионных холодильных установках приводную эксергию собственно установки выражает приводная электрическая мощность N двигателя компрессора:

$$\dot{E}_N = N. \quad (8-4)$$

* Следует иметь в виду, что в этом случае (процесс термостатирования) нельзя говорить о приращении эксергии охлаждаемого объекта. Параметры охлаждаемого тела остаются неизменными и весь поток эксергии $\Delta \dot{E}_z$ затрачивается либо на компенсацию теплопритока извне, либо на компенсацию собственных тепловыделений охлаждаемого объекта. Поэтому более правильно в общем случае называть величину $\Delta \dot{E}_z$ приведенной (или эксергетической) холодопроизводительностью, не связывая ее с изменениями параметров охлаждаемого тела [Л. 136, 149]. (Прим. ред.)

Работа холодильных установок может производиться также путем непосредственного подвода тепла от источника с постоянной температурой $T > T_0$, и тогда, пользуясь формулой (2-37), величину E_N можно рассчитать следующим образом:

$$\dot{E}_N = \dot{Q}_N \frac{T - T_0}{T} + N_{ob}, \quad (8-5)$$

где $\dot{Q}_N$ — количество тепла, подводимого в единицу времени;

N_{ob} — электрическая мощность насосов для перекачки циркулирующего хладоносителя, действующих в границах баланса I .

Холодильные установки могут также питаться рабочим телом, имеющим соответствующие параметры (например, водяным паром). В таком случае приводная эксергия $\dot{E}_N$ собственно холодильной установки может быть определена по формуле

$$\dot{E}_N = \dot{G}_N (e_{N_1} - e_{N_2}) + N_{ob}, \quad (8-6)$$

где $\dot{G}_N$ — расход приводного рабочего тела;

e_{N_1} , e_{N_2} — удельные эксергии приводного рабочего тела, подводимого к холодильной установке и отводимого от нее.

Если холодильная установка приводится в действие несколькими рабочими телами, то величина $\dot{E}_N$ в формуле (8-6) включает, кроме мощности N_{ob} , сумму выражений $\dot{G}_N (e_{N_1} - e_{N_2})$, соответствующих всем приводным телам.

В некоторых случаях более целесообразно пользоваться *относительной приводной эксергией* β . Эта величина является обратной эксергетическому к. п. д. холодильной установки и выражает отношение суммарной приводной эксергии к полученному эксергетическому эффекту:

$$\beta = \frac{1}{\eta_b}. \quad (8-7)$$

Так же как и при расчете эксергетического к. п. д., при расчете ве-

личины β можно по-разному установить объем рассматриваемого оборудования. Принимая границы балансов, указанные на рис. 92, можно определить относительную приводную эксергию нетто β_N , брутто β_B или общую β_0 .

8-1-2. ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПОТЕРИ ЭКСЕРГИИ

Эксергетический к. п. д. холодильной установки определяет степень совершенства всей совокупности термодинамических преобразований, совершающихся в рассматриваемом холодильном объекте. Степень обратимости преобразований в произвольном составном звене холодильной установки определяется относительной потерей эксергии ξ_i . Индекс i означает порядковый номер звена (испаритель, конденсатор, дроссельный вентиль и т. п.). Если рассматривается оборудование, выделенное границей баланса III (рис. 92), то относительные потери эксергии в данном звене можно выразить формулой

$$\xi_i = \frac{\nabla \dot{E}_i}{N_N + \dot{G}_w e_w + N_s + N_w + N_p}, \quad (8-8)$$

где $\nabla \dot{E}_i$ — потери эксергии, вызванные необратимостью явлений, происходящих в рассматриваемом звене холодильной установки.

Знаменатель формулы (8-8) идентичен знаменателю формулы (8-3). Если рассмотрение относится к оборудованию, выделенному границей баланса I , то знаменатель формулы (8-8) должен быть идентичен знаменателю соответствующего эксергетического к. п. д., выраженного формулой (8-1).

Сумма всех относительных потерь эксергии в рассмотренной системе холодильной установки является дополнением до 100% соответствующего эксергетического к. п. д. (ср. с подпараграфом 7-2-1).

Определение эксергетического к. п. д. и относительных потерь эксергии для различных типов холодильных установок (компрессион-

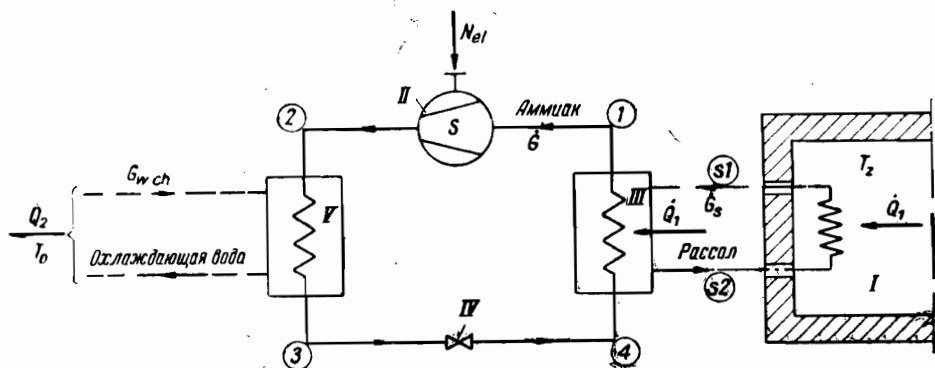


Рис. 93. Схема компрессионной холодильной установки.

I — холодильная камера; *II* — компрессор; *III* — испаритель; *IV* — регулирующий вентиль; *V* — конденсатор.

ных, абсорбционных, эжекторных) дано ниже в виде соответствующих примеров.

8-2. КОМПРЕССИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

8-2-1. ПРИМЕР ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО БАЛАНСА

На рис. 93 представлена схема паровой компрессионной холодильной установки [Л. 102]. Температура охлаждаемой камеры $t_z = -1^\circ\text{C}$; температура окружающей среды $t_0 = 20^\circ\text{C}$; холодопроизводительность установки, измеренная по испарителю, составляет $\dot{Q}_1 = 93,03 \text{ кВт}$. Рабочим телом является аммиак. Температура испарения $t_p = -12^\circ\text{C}$. Компрессор засасывает незначительно перегретый пар с температурой $t_1 = -10^\circ\text{C}$. Температура аммиака при выходе из компрессора $t_2 = 119^\circ\text{C}$. Температура конденсации $t_k = 28^\circ\text{C}$. Конденсированный аммиак подвергается охлаждению до $t_3 = 25^\circ\text{C}$. Для упрощения принято, что в конденсаторе и испарителе нет потерь давления в процессе циркуляции. Механический к. п. д. компрессора составляет $\eta_m = 0,83$. Коэффициент полезного действия электродвигателя компрессора равен $\eta_{el} = 0,90$. Температура рассола на входе в испаритель $t_{s1} = -5^\circ\text{C}$, при выходе из испарителя $t_{s2} = -7^\circ\text{C}$. Удельная теплоемкость рассола $c_s = 2,85 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$. Приращение температуры охлаждающей воды в конденсаторе составляет $\Delta t = 7 \text{ град}$.

На рис. 94 представлен цикл холодильной установки в координатах $\lg p, i$.

Потери эксергии определяют или путем непосредственного применения закона Гюи — Стодоля, выраженного формулой (2-14), или на основе эксергетического баланса каждого из звеньев рассматриваемого оборудования. При использовании второго метода значение эксергии рабочего тела можно также применить для построения графика эксергетического баланса.

При рассмотрении циклов эксергию рабочего тела можно рассчитывать, принимая за точку начала отсчета произвольное состояние. В рассматриваемом примере приняты следующие параметры состояния отсчета для аммиака: $p_b = 2,677 \text{ бар}$; $t_b = t_0 = 20^\circ\text{C}$; $i_b = 1743 \text{ кдж/кг}$; $s_b = 9,247 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$. Для рассола принята температура состояния отсчета $t_{bs} = -5^\circ\text{C}$. Удельную эксергию аммиака и соляного раствора можно определить с помощью фор-

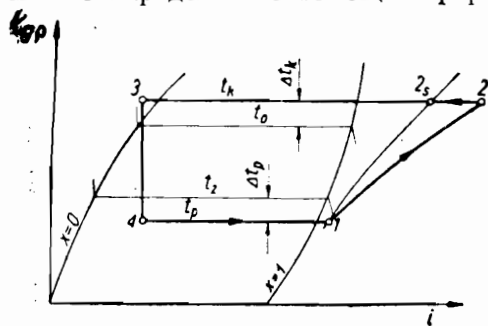


Рис. 94. Цикл холодильной установки в системе координат $\lg p, i$.

Таблица 19

Параметры аммиака и соляного раствора в примере эксергетического баланса компрессионной холодильной установки

Номер точки на схеме на рис. 93	Расход, кг/ч	Давление, бар	Температура, °С	Удельная энтальпия, кДж/кг	Превышение удельной эксергии, кДж/кг
1	295,1	2,7	—10	1 671	2,8
2	295,1	11	119	1 947	222,9
3	295,1	11	25	536	156,6
4	295,1	2,7	—12	536	142,6
S1	58 800	—	—5	19,95	0
2S	58 800	—	—7	14,25	0,554

мулы (3-1). В табл. 19 приведены значения удельных энтальпии, энтропии и эксергии аммиака и раствора.

Расход аммиака $\dot{G} = \dot{Q}_1 / (i_1 - i_4) = 295,1$ кг/ч определяется из энергетического баланса испарителя совместно с системой циркуляции соляного раствора. Расход соляного раствора $\dot{G}_s = \dot{Q}_1 (i_{s1} - i_{s2}) = 58\,800$ кг/ч находят по энергетическому балансу холодильной камеры. Тепловая нагрузка конденсатора составляет

$$\dot{Q}_2 = \dot{G}(i_2 - i_3) = 115,6 \text{ кВт.}$$

Расход охлаждающей воды составляет

$$G_{wch} = \dot{Q}_2 / \Delta t_{cw} = 14\,200 \text{ кг/ч}$$

(удельная теплоемкость воды $c_w = 4,187$ кДж/кг·град).

Приводная эксергия собственно холодильной установки равна мощности N электрического двигателя, приводящего компрессор. На основе формулы (8-4) получают:

$$\dot{E}_N = N = \frac{G(i_2 - i_1)}{\eta_m \eta_{ei}} = 30,22 \text{ кВт.}$$

Приняв величину E_N за 100%, строят эксергетический баланс (рис. 95) рассмотренной выше холодильной установки. При составлении баланса опущены результаты работы рассольного насоса; при этом принимают, что тепло $\dot{Q}_1$, отданное рассолом в испарителе, равно теплу $\dot{Q}_2$, полученному рассолом в холодильной камере.

Энтальпию соляного раствора рассчитывают, начиная с температуры $t_{s0} = -12^\circ \text{С}$. Для сравнения составлен также энергетический баланс холодильной установки (рис. 96).

Холодильный коэффициент установки $\varepsilon = 3,08$ определяется по рис. 96. Эксергетический к. п. д. брутто η_{bB} холодильной установки можно определить по формуле (8-1):

$$\eta_{bB} = \frac{\dot{G}(e_4 - e_1)}{E_N} = \frac{295,1(142,6 - 2,8)}{30,22 \cdot 3\,600} = 0,379.$$

Для определения эксергетических к. п. д. η_{bN} и η_{b0} следует в первую очередь определить значения выражений $\dot{G}_w e_w$, N_s и N_w , входящих в формулы (8-2) и (8-3). Электрическая мощность на привод вспомогательного оборудования в рассматриваемом примере опущена ($N_p = 0$).

Принимая, что количество пополняющей воды $\dot{G}_w$ составляет около 2% количества охлаждающей воды $\dot{G}_{wch}$ ($G_w = 0,02 G_{wch}$), величину $\dot{G}_w e_w / E_N$ можно выразить формулой

$$\frac{\dot{G}_w e_w}{E_N} = 0,02 \frac{\dot{G}_{wch}}{\dot{G}} \frac{e_w}{(i_1 - i_4)}. \quad (8-9)$$

Отношение количества охлаждающей воды для конденсатора к количеству рабочего тела (аммиака) в рассматриваемом примере равно $G_{wch} / \dot{G} = 14\,200 / 295,1 = 48,1$.

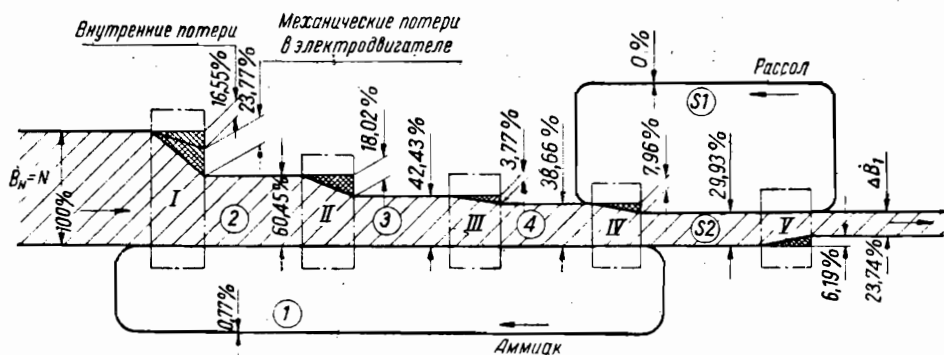


Рис. 95. Эксергетический баланс компрессионной холодильной установки.

I — компрессор; II — конденсатор; III — регулирующий вентиль; IV — испаритель; V — холодильная камера.

Если принять, что удельная эксергия пополняющей воды равна $e_w = 40$ кДж/кг, то по формуле (8-9) получим:

$$\frac{\dot{G}_w e_w}{\dot{E}_N} = \frac{3,08 \cdot 40}{1671 - 536} = 0,02 \cdot 48,1 = 0,104.$$

Отсюда следует, что эксергия воды, пополняющей потери охлаждающей воды, составляет около 10% приводной эксергии компрессионной холодильной установки. Эта величина достаточно велика (ср. с § 7-1).

Отношение мощности насоса для перекачки рассола к приводной эксергии холодильной установки можно выразить следующим образом:

$$\frac{N_s}{\dot{E}_N} = \frac{\Delta p_s \epsilon}{\eta_c \eta_{el} \gamma_s (i_1 - i_4)} \cdot \frac{\dot{G}_s}{\dot{G}}, \quad (8-10)$$

где Δp_s — увеличение давления рассола в насосе;

η_c — к. п. д. насоса, перекачивающего рассол;

η_{el} — к. п. д. электродвигателя насоса, перекачивающего рассол;

γ_s — удельный вес рассола.

Отношение расхода рассола к расходу рабочего тела (аммиака) в рассматриваемом примере равно $\dot{G}_s/\dot{G} = 58800/295,1 = 199,3$. Приняв, что $\Delta p_s = 3$ бар, удельный вес рассола $\gamma_s = 1250$ кг/м³ и величины к. п. д. $\eta_c = 0,7$ и $\eta_{el} = 0,88$, по формуле (8-10) получим:

$$\frac{N_s}{\dot{E}_N} = \frac{3 \cdot 10^5 \cdot 3,08 \cdot 199,3}{0,7 \cdot 0,88 \cdot 1250 (1671 - 536) \cdot 10^3} = 0,2107.$$

Отсюда следует, что мощность насоса для перекачки рассола отно-

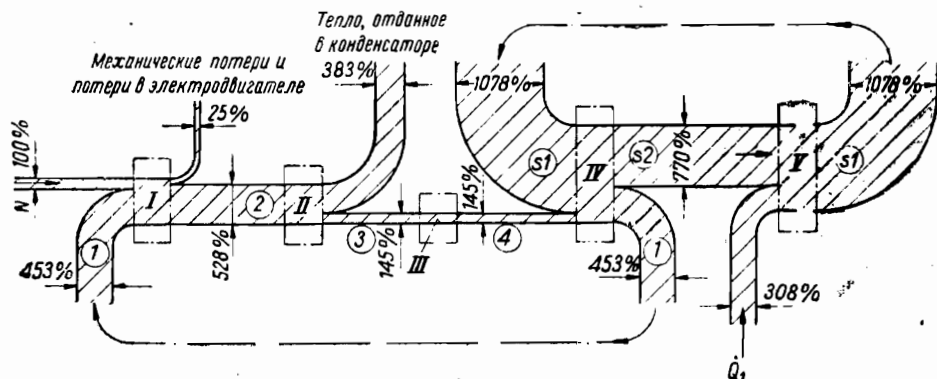


Рис. 96. Энергетический баланс компрессионной холодильной установки.

I — компрессор; II — конденсатор; III — регулирующий вентиль; IV — испаритель; V — холодильная камера.

сительно велика и в рассматриваемом примере составляет около 21% приводной эксергии холодильной установки.

В реальной холодильной установке тепло Q_z , отводимое рассолом в холодильной камере, меньше тепла Q_1 , отданного рассолом в испарителе. Принимая, что тепло, выделяемое к. п. д. η_{el} , отдается в окружающую среду, а сумма тепла трения в насосе (определяемого к. п. д. η_c) и тепла трения, вызванного сопротивлениями в трубопроводах, полностью отводится рассолом, можно определить количество тепла Q_z на основе энергетического баланса системы циркуляции рассола:

$$\dot{Q}_z = \dot{Q}_1 - N_s \eta_{el} = 87,42 \text{ кВт.}$$

Приращение эксергии $\Delta \dot{E}_z$ охлаждаемого объекта равно по формуле (2-37):

$$\Delta \dot{E}_z = -\dot{Q}_z = \frac{T_z - T_0}{T_z} = 6,75 \text{ кВт.}$$

Из рассуждений, приведенных в подпараграфе 12-5-3, следует, что в результате поглощения тепла трения рабочего тела, сжимаемого в насосе, приращение эксергии рассола, достигнутое в насосе, меньше потерь эксергии рассола, вызванных гидравлическими сопротивлениями в трубопроводах (добавка эксергии рассола $\Delta \dot{E}_d < 0$). В связи с этим падение эксергии рассола ∇e_{sz} в холодильной камере меньше, чем приращение эксергии Δe_{sp} в испарителе:

$$\Delta e_{sp} + \frac{\Delta p_s}{\gamma_s} \cdot \frac{1}{\eta_c} \cdot \frac{T_p - T_0}{T_p} = 0,554 - 0,032 = 0,522 \text{ кДж/кг.}$$

При расчете величины Δe_{sz} принято, что $T_p = T_d = T_{s1} = 268^\circ \text{K}$ (см. подпараграф 12-5-3). Отсюда вытекает, что работа насоса для перекачки рассола не только увеличивает суммарную приводную эксергию процесса, но также уменьшает полезный энергетический

эффект примерно на $0,032/0,554 = 0,0578 \approx 5,8\%$.

Отношение мощности насоса охлаждающей воды к эксергии $\dot{E}_N$ можно выразить формулой

$$\frac{N_w}{\dot{E}_N} = \frac{\Delta p_w}{\eta_c \eta_{el} \gamma_w (i_1 - i_4)} \cdot \frac{\dot{G}_{wch}}{\dot{G}}, \quad (8-11)$$

где Δp_w — увеличение давления охлаждающей воды в насосе;

η_c — к. п. д. насоса охлаждающей воды;

η_{el} — к. п. д. электродвигателя насоса охлаждающей воды;

γ_w — плотность охлаждающей воды.

Приняв $\Delta p_w = 3 \text{ бар}$, плотность воды $\gamma_w = 1000 \text{ кг/м}^3$ и величины к. п. д. $\eta_c = 0,7$ и $\eta_{el} = 0,88$, по формуле (8-11) получают:

$$\frac{N_w}{\dot{E}_N} = \frac{3 \cdot 10^5 \cdot 3,06 \cdot 48,1}{0,7 \cdot 0,88 \cdot 1000 (1671 - 536) \cdot 10^3} = 0,0636.$$

Отсюда следует, что мощность насоса охлаждающей воды в рассматриваемом примере составляет около 6,4% приводной эксергии холодильной установки.

На основе формулы (8-2) можно определить эксергетический к. п. д. нетто η_{bN} рассматриваемой холодильной установки:

$$\eta_{bN} = \frac{58800 (0,522 - 0)}{3600 \cdot 30,22 (1 + 0,1044 + 0,2107 + 0,0636)} = \frac{30690}{3600 \cdot 41,66} = 0,205.$$

Общий эксергетический к. п. д. η_{b0} холодильной установки можно найти по формуле (8-3):

$$\eta_{b0} = \frac{6,75}{41,66} = 0,162.$$

8-2-2. ПОТЕРИ ЭКСЕРГИИ В КОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ

Действительная приводная работа холодильных установок больше минимальной работы на величину

потерь эксергии, вызванных необратимостью явлений, протекающих в холодильной установке. Наиболее важными из этих явлений являются теплообмен при конечной разности температур, дросселирование, трение и возможная негерметичность установки. Влияния отдельных явлений на потери эксергии в действительном холодильном цикле взаимно переплетаются и очень трудно выделить их отдельно. Например, чем более необратимым будет сжатие в компрессоре, тем большими будут температура сжимаемого тела и потеря эксергии в результате теплообмена в конденсаторе при отдаче тепла в окружающую среду. Поэтому ниже рассмотрено влияние отдельных необратимых явлений на сумму потерь эксергии в холодильной установке. Учитывая очень большое количество переменных, принимают, что при изменениях показателя обратимости рассматриваемого явления показатели обратимости остальных явлений не изменяются. Приводимое рассмотрение имеет часто сравнительное значение. Все выводы относятся к циклу паровых компрессионных холодильных установок (см. рис. 94). Принимаем, что точка 3 лежит на пограничной кривой $x=0$; точка 1 лежит на пограничной кривой $x=1$.

Влияние отдельных необратимых явлений на сумму потерь эксергии

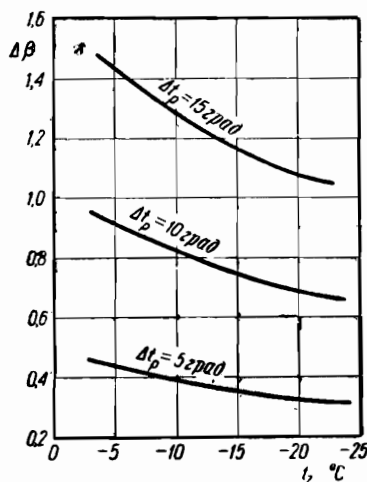


Рис. 97. Приращение относительной приводной эксергии, вызванное теплообменом при конечной разности температур в испарителе (аммиак).

в холодильной установке можно выразить с помощью приращения относительной приводной эксергии β , определяемой по формуле (8-7). В дальнейшем принято, что в результате изменения показателя обратимости исследуемого звена изменяется только расход электроэнергии, идущей на привод компрессора, в то время как другие составляющие приводной эксергии не изменяются [Л. 124].

Необратимый теплообмен имеет место в испарителе и конденсаторе. Влияние разности температур Δt_p в испарителе на относительную приводную эксергию можно выразить формулой

$$\Delta\beta = \left(\frac{N_{el}}{\Delta E_z} \right)_{\Delta t_p} - \left(\frac{N_{el}}{\Delta E_z} \right)_0, \quad (8-12)$$

где N_{el} — электрическая мощность привода компрессора;

ΔE_z — приращение энергии охлаждаемого объекта¹.

Первое выражение в правой части уравнения (8-12) следует рассчитывать для определенной разности температур $\Delta t_p = t_z - t_p$ (рис. 94). Второе выражение в правой части этого уравнения следует рассчитывать, исходя из таких же предпосылок, как и для первого выражения, но принимая при этом $\Delta t_p = 0$. В обоих случаях следует использовать соответствующую формулу

$$\frac{N_{el}}{\Delta E_z} = \frac{1}{\eta_i \eta_m \eta_{el}} \times \times \frac{i_{2s} - i_1}{i_1 - i_4} \cdot \frac{T_z}{T_z - T_0}, \quad (8-13)$$

где η_i , η_m — внутренний и механический к. п. д. компрессора;

η_{el} — к. п. д. электродвигателя компрессора;

T_z — абсолютная температура в холодильной камере.

На основе формул (8-12) и (8-13) для аммиака построен график (рис. 97) приращения относительной приводной эксергии $\Delta\beta$ в зависимости от величин Δt_p и t_z .

¹ См. примечание на стр. 174.

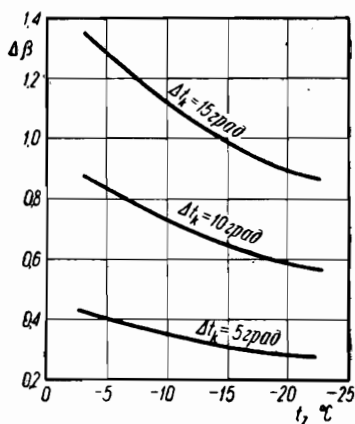


Рис. 98. Приращение относительной приводной эксергии, вызванное теплообменом при конечной разности температур в конденсаторе (аммиак).

При этом принимают, что разность температур в конденсаторе составляет $t_k - t_0 = \Delta t_k = 10^\circ\text{C}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, а значения к. п. д. $\eta_i = 0,8$, $\eta_m = 0,91$ и $\eta_{el} = 0,94$. Используя соответственно формулы (8-12) и (8-13), строят график (рис. 98) значений $\Delta\beta$ для аммиака в зависимости от величин Δt_k и t_z . Для этого случая принимают, что $t_z - t_p = \Delta t_p = 10^\circ\text{град}$. Из графиков на рис. 94 и 98 следует, что влияние разности температур при теплообмене в испарителе или конденсаторе на относительную приводную эксергию холодильной установки уменьшается с понижением температуры t_z охлаждаемого объекта, т. е. с возрастанием разности температур $T_0 - T_z$. Установлено также, что относительная приводная эксергия холодильной установки в большей степени зависит от разности температур в испарителе, чем от разности температур в конденсаторе.

Необратимое сжатие рабочего тела обусловлено многими явлениями, протекающими в компрессоре (трение, действие вредного пространства, внутренний теплообмен и т. п.). Показателем степени обратимости сжатия служит внутренний к. п. д. η_i компрессора. Влияние необратимости сжатия на относительную приводную эксергию холодильной установки зависит, однако, не только от величины η_i , но также и от разности температур при теп-

лообмене в испарителе и конденсаторе. Интервал давлений при сжатии должен быть таким, чтобы температура t_p рабочего тела в испарителе была меньше температуры t_z охлаждаемого объекта, а температура рабочего тела t_k в конденсаторе выше температуры t_0 окружающей среды. Влияние необратимости сжатия на приращение относительной приводной эксергии холодильной установки может быть отобразено формулой

$$\Delta\beta = \frac{N_{el}}{\Delta E_z} (1 - \eta_i). \quad (8-14)$$

На основе формулы (8-14) для аммиака построен график (рис. 99) зависимости величины $\Delta\beta$ от значений η_i и t_z . При построении графика принято, что разность температур $\Delta t_p = \Delta t_k = 10^\circ\text{град}$, температура окружающей среды $t_0 = 20^\circ\text{C}$, а значения к. п. д. равны $\eta_m = 0,91$ и $\eta_{el} = 0,94$. Из графика на рис. 99 следует, что приращение относительной приводной эксергии холодильной установки, вызванное необратимым сжатием хладагента, уменьшается с понижением температуры t_z охлаждаемого объекта.

Вид рабочего тела, используемого в холодильной установке, влияет на сумму потерь эксергии в холодиль-

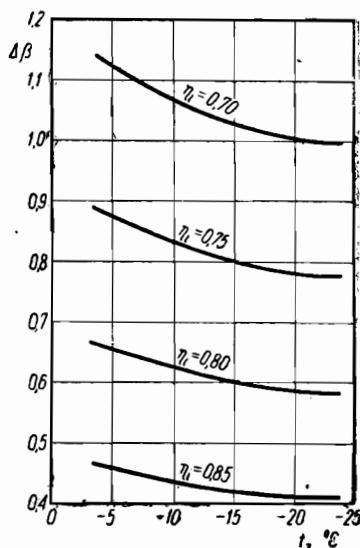


Рис. 99. Приращение относительной приводной эксергии, вызванное необратимым сжатием рабочего тела (аммиак).

ной установке. Это влияние можно определить, например, путем сравнения относительной приводной эксергии β_i для рассматриваемого рабочего тела с относительной приводной эксергией β_{NH_3} для аммиака:

$$\Delta\beta = \beta_i - \beta_{NH_3}, \quad (8-15)$$

где i — порядковый номер рассматриваемого рабочего тела.

На рис. 100 представлен график зависимости величины $\Delta\beta$ для пропана и фреона-12 от температуры t_z охлаждаемого объекта. При построении графика для всех рабочих тел принято, что разность температур в испарителе и конденсаторе не изменяется: $\Delta t_p = \Delta t_k = 10$ град, температура окружающей среды $t_0 = 20^\circ\text{C}$, значения к. п. д. $\eta_i = 0,8$, $\eta_m = 0,91$ и $\eta_{el} = 0,94$. Из графика следует, что из трех рассмотренных рабочих тел (аммиак, фреон и пропан) при данных показателях обратимости звеньев холодильной установки наименьшее значение относительной приводной эксергии получают при использовании аммиака в интервале температур t_z от -13 до -25°C , а также при использовании фреона-12 в интервале температур от -5 до -13°C .

Потери, вызванные негерметичностью холодильных установок, незначительны, а в некоторых герметизированных установках вообще

отсутствуют. Эти потери следует определять с помощью совокупности физической и химической эксергий теряемого рабочего тела или хладагента. Химическая эксергия значительно выше физической эксергии, обычно применяемой в эксергетическом балансе холодильной установки. Обычно в качестве рабочего тела используют химическое вещество, которое практически не встречается в окружающей среде (аммиак, пропан, фреон и т. п.).

Если, например, окружающая среда имеет параметры $t_0 = 18^\circ\text{C}$, $p_0 = 0,98$ бар, $p_{0H_2O} = 0,00882$ бар, то аммиак в состоянии термодинамического равновесия с водяным паром и азотом в атмосфере имел бы давление $p_{NH_3} = 0,98 \cdot 10^{-68}$ бар и при этом давлении его эксергия была бы равна нулю.

Зная количество G агента, теряемого вследствие негерметичности, и его удельную эксергию e_i , можно определить потери эксергии, возникающие в результате негерметичности, по следующей формуле:

$$\nabla E_n = G e_i, \quad (8-16)$$

где e — удельная термическая эксергия, найденная при t по формуле (4-29).

8-3. ПРИМЕР ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО БАЛАНСА АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

На рис. 101 представлена схема одноступенчатой водоаммиачной абсорбционной холодильной установки [Л. 114]. Расчетная холодопроизводительность установки равна $\dot{Q}_z = 1000$ вт. Температура в холодильной камере равна $t_z = -1^\circ\text{C}$. Приняв температуру окружающей среды равной $t_0 = 20^\circ\text{C}$, с помощью формулы (2-7) можно определить приращение эксергии в холодильной камере¹:

$$\Delta E_z = -\dot{Q}_z \frac{T_z - T_0}{T_z} = 77 \text{ вт.}$$

Работа рассматриваемой холодильной установки обеспечивается

¹ См. примечание на стр. 174.

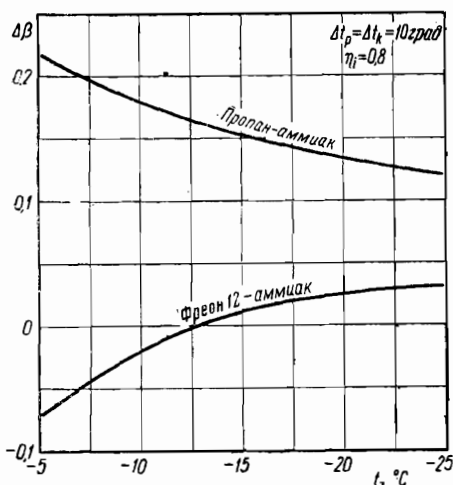


Рис. 100. Относительная приводная эксергия паровой компрессионной холодильной установки при различных рабочих телах.

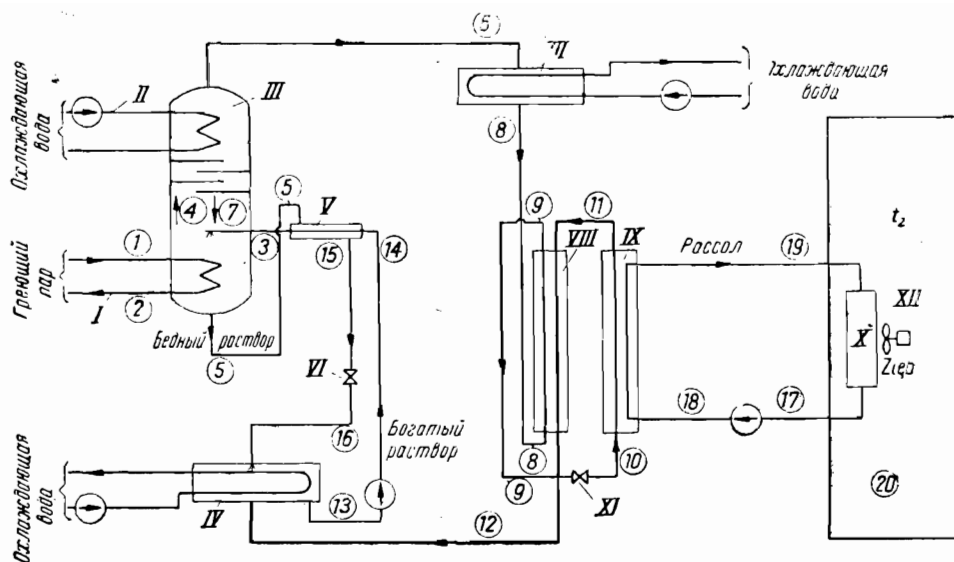


Рис. 101. Схема одноступенчатой абсорбционной холодильной установки.

I — генератор; II — дефлегматор; III — ректификатор; IV — абсорбер; V — теплообменник; VI — дроссельный вентиль раствора; VII — конденсатор; VIII — охладитель; IX — испаритель; X — нагреватель рассола; XI — дроссельный вентиль хладагента; XII — холодильная камера.

использованием для подогрева насыщенного водяного пара (степень сухости $x=1$) с абсолютным давлением 5,88 бар. Этот пар конденсируется, причем конденсат, выходящий из холодильной установки, имеет температуру насыщения, соответствующую давлению 5,88 бар ($x=0$). Вода, используемая для охлаждения дефлегматора, абсорбера и конденсатора, имеет температуру $t_w=20^\circ\text{C}$.

В табл. 20 приведены параметры рабочих тел в отдельных точках в соответствии со схемой, приведенной на рис. 101.

Приращение удельной эксергии Δe_N водяного пара в принятом для данного примера состоянии (вода в состоянии насыщения при давлении $p_b=5,88$ бар) выражается формулой (3-1):

$$\Delta e_N = i_N - T_0 s_N + a_N,$$

$$\text{где } a_N = -i_{bN} + T_0 s_{bN} = -103 \text{ кДж/кг.}$$

Для расчета приращения удельной эксергии Δe_r раствора и хладагента использована формула (3-3):

$$\Delta e_r = i_r - T_0 s_r + a_r,$$

где

$$a_r = -(\Sigma g_i i_{bt} - T_0 \Sigma g_i s_{bt}) = 1097 + 536 g_{\text{NH}_3} \text{ кДж/кг.}$$

Для расчета приращения удельной эксергии соляного раствора принята температура состояния отсчета $t_b = -5^\circ\text{C}$. Удельная теплоемкость рассола составляет 3,35 кДж/кг·град.

Цикл рассматриваемой абсорбционной холодильной установки представлен на диаграммах i, g (энтальпия — концентрация) и s, g (энтропия — концентрация) (рис. 102, см. вкладку).

Диаграмма i, g позволяет непосредственно отсчитывать отдельные величины, входящие в энергетический и материальный балансы холодильной установки, отнесенные к 1 кг рабочего тела. Для определения приращений энтропии в основных внутренних процессах холодильной установки можно использовать диаграмму s, g . Применяя метод полярных проекций для потоков рабочих тел холодильной установки и нанося приращения энтропии рабочих тел, пересекающих границу баланса холодильной установки, можно непосредственно по диаграмме находить суммы приращений энтропии в отдельных процессах холодильной установки. Обозначения, использованные на рис. 102 (вкладка), сведены в табл. 21.

В эксергетическом балансе холо-

Параметры рабочих тел в примере для абсорбционной холодильной установки

Номер точки на рис. 101	Вещество	Давление, бар	Температура, °C	Весовое содержание NH_3 в растворе	Удельная энтальпия, кДж/кг	Удельная энтропия, кДж/кг·град	Значение α , кДж/кг	Приращение удельной эксергии, кДж/кг	Расход, кг/ч	Приращение эксергии рабочего тела $\dot{E}$, вт	Отношение приращения эксергии рабочего тела к эксергии рабочего пара $\dot{E}/\dot{E}_N$, %
1	Греющий пар	5,88	158	—	2 756	6,766	—103	670,6	4,36	813	100
2	Конденсат	5,88	158	—	667	1,923	—103	0	4,36	0	0
3	Обогащенный раствор для генератора	11,8	120	0,25	437	5,471	1 231	64,7	25,81	464	57,1
4	Пары раствора	11,8	123	0,84	2 018	10,683	1 547	434,4	3,92	475	58,5
5	Слабый раствор из десорбера	11,8	144	0,15	562	5,576	1 177	105,2	22,64	661	81,4
6	Пар, идущий к конденсатору	11,8	82	0,97	1 804	10,260	1 616	374,0	3,15	327	40,3
7	Сток из ректификатора	11,8	105	0,32	364	5,320	1 268	73,5	0,788	16	2,0
8	Конденсированный агент	11,8	28	0,97	448	6,058	1 616	289,5	3,15	254	31,2
9	Охлажденный агент	11,8	—2	0,97	306	5,601	1 616	280,9	3,15	246	30,2
10	Дросселированный агент	0,98	—33	0,97	306	5,651	1 616	266,2	3,15	233	28,6
11	Пар из испарителя	0,98	—10	0,97	1 507	10,564	1 616	33,8	3,15	30	3,6
12	Пар из охладителя	0,98	20	0,97	1 649	11,101	1 616	13,0	3,15	11	1,4
13	Крепкий раствор	0,98	30	0,25	31	4,291	1 231	4,9	25,81	35	4,3
14	Крепкий раствор после насоса	15,68	30	0,25	—	—	—	6,0	25,81	43	5,4
15	Слабый раствор из теплообменника	11,8	40	0,15	105	4,291	1 177	25,4	22,64	160	19,7
16	Слабый дросселированный раствор	0,98	40	0,15	—	—	—	24,4	22,64	154	18,9
17	Рассол из холодильной камеры	0,98	—5	—	—	—	—	0,04	565,9	6	0,7
18	Рассол к испарителю	2,98	—5	—	—	—	—	0	565,9	0	0
19	Охлажденный рассол	2,98	—7	—	—	—	—	0,6	565,9	101	12,5
20	Холодильная камера	—	—1	—	—	—	—	—	—	77	9,5

Обозначения на рис. 102

Звено установки	Обозначение	Звено установки	Обозначение
Генератор	<i>N</i>	Насос	<i>LP</i>
Ректификатор	<i>R</i>	Дроссельный вентиль раствора	<i>RA</i>
Конденсатор	<i>S</i>		
Охладитель	<i>D</i>	Дроссельный вентиль хладагента	<i>RP</i>
Испаритель	<i>P</i>		
Абсорбер	<i>A</i>		
Рекуператор	<i>RK</i>		

дильной установки очень большое значение имеют явления, протекающие в насосах; они требуют отдельного рассмотрения. На рис. 103 представлена схема эксергетического баланса насоса вместе с приводным двигателем и трубопроводом для перекачиваемого агента.

Приводная электрическая энергия N_{el} насоса расходуется на потери эксергии $\nabla \dot{E}_{el}$ в электродвигателе, потери эксергии $\nabla \dot{E}_p$ в насосе, потери эксергии $\nabla \dot{E}_r$ в результате гидравлических сопротивлений в трубопроводе, а также на образование так называемого приращения эксергии сжатия $\Delta \dot{E}_d$. Приращение эксергии $\Delta \dot{E}_p$ агента в насосе равняется сумме величин $\Delta \dot{E}_d + \nabla \dot{E}_r$. Приращение эксергии сжатия $\Delta \dot{E}_d$ получают путем вычитания потерь эксергии, вызванных сопротивлениями движению газа, из приращения эксергии при сжатии. Величина $\Delta \dot{E}_d$ подробно рассмотрена в подпараграфе 12-5-3. Приращение эксергии сжатия может быть и отрицательным ($\Delta \dot{E}_d < 0$). Такой случай

имеет место, например, при сжатии рассола (рис. 104). В рассматриваемом примере холодильной установки при определении величины $\Delta \dot{E}_d$ принято, что сжатие перекачиваемого агента и его дроселирование, вызванное гидравлическими сопротивлениями в трубопроводе, протекают при одинаковых термических параметрах T и v . При расчете балансов насосов принято, что тепло, выделенное в электродвигателе и определяемое величиной к. п. д. η_{el} , уходит в окружающую среду, тепло же трения, возникающее в насосе (определяемое величиной к. п. д. насоса η_c), так же как и тепло трения, образующееся в результате гидравлических сопротивлений в трубопроводах, полностью поглощаются перекачиваемым агентом. Приращение давления Δp в насосе складывается из приращения давления $\Delta p'$, расходуемого на преодоление сопротивлений в трубопроводе, и приращения давления $\Delta p''$, необходимого для поднятия агента на требуемую высоту ($\Delta p = \Delta p' + \Delta p''$). В табл. 22 приведены эксергетические балансы насосов, входящих в систему рассматриваемой в примере холодильной установки.

Эксергетический баланс рассматриваемой холодильной установки приведен в табл. 23. В этом балансе потери эксергии, возникающие из-за негерметичности установки, а также из-за непредусмотренного теплопритока, равны нулю. На рис. 105 представлен график эксергетического баланса рассматриваемой холодильной установки. На графике показаны также эксергетические ба-

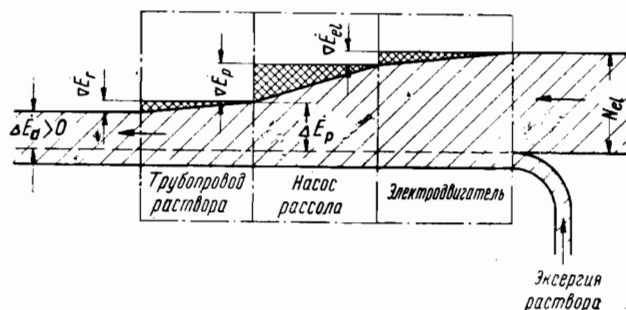


Рис. 103. Схема эксергетического баланса процесса сжатия раствора.

позволяет удобным способом оценить потери в абсорбере, конденсаторе и дефлегматоре, а также выявляет остальные потери. Существенным достоинством эксергетического баланса является выявление действительных соотношений величин потерь в отдельных процессах холодильной установки. Из графика эксергетического баланса, например, отчетливо видно, что для рассматриваемой холодильной установки источником наибольших потерь является процесс разделения (генератор и ректификатор), а не поглощения (абсорбер), как можно было бы судить по энергетическому балансу.

Эксергетический баланс может послужить основой для общего вывода о том, что абсорбционные холодильные установки менее экономичны, чем компрессионные. Энергетический же баланс не позволяет подтвердить такой вывод.

Эксергетический к. п. д. брутто η_{bB} рассматриваемой холодильной установки можно определить с помощью формул (8-1) и (8-6):

$$\eta_{bB} = \frac{3,15(266,2 - 33,8) \cdot 3,6^{-1}}{4,36 \cdot 670,6 \cdot 3,6^{-1} + 22} = 0,244.$$

Эксергетический к. п. д. нетто η_{bN} холодильной установки вытекает из формул (8-2) и (8-6):

$$\begin{aligned} \eta_{bN} &= \\ &= \frac{565,9 \cdot 0,6 \cdot 3,6^{-1}}{4,36 \cdot 670,6 \cdot 3,6^{-1} + 22 + 61 + 32 + 40} = \\ &= \frac{94,3}{965,5} = 0,098. \end{aligned}$$

Приводная электрическая мощность вспомогательного оборудования в рассматриваемом примере опущена ($N_p = 0$). Принято, что эксергия пополняющей воды равна нулю ($G_w b_w = 0$), поскольку охлаждающую воду в рассматриваемом случае можно получать в достаточном количестве из реки.

Общий эксергетический к. п. д. η_{b0} получают из формул (8-3) и (8-6):

$$\eta_{b0} = \frac{77}{965,5} = 0,08.$$

Эксергетические к. п. д. рассматриваемой холодильной установки незначительны, поскольку специально выбраны общие неблагоприятные условия работы со стороны потребителей холода и малая концентрация рабочего тела для лучшего изображения на диаграммах i , g и s , g (см. рис. 102). Обычно принимают, что содержание аммиака в конденсированном растворе составляет 0,995. Разность температур в процессе испарения может быть меньше, чем в рассматриваемом примере. Кроме того, обычно применяют рассол с более высокой температурой.

Расчет эксергии потоков рабочих тел в холодильной установке и составление баланса эксергии рабочих тел в отдельных процессах являются очень кропотливыми и не дают полной картины альтернативных возможностей реализации этих процессов и их взаимного влияния. Потери эксергии в абсорбционной холодильной установке, найденные на основе закона Гюи—Стодэлы, и значений приращений энтропии из диаграммы s , g , хотя и содержат ошибки, вызванные неточностью построения графиков и расчетов по графическому методу, позволяют даже визуально оценивать, уменьшать и переносить нагрузки с чрезмерно перегруженного оборудования на недогруженное, что имеет принципиальное значение прежде всего для конструкторов и эксплуатационников¹. Можно также построить диаграммы e , i и e , g для водного раствора аммиака и на них анализировать абсорбционный цикл. Однако эти графики, по сравнению

¹ Здесь автор допускает неточность. Величины потерь эксергии в отдельных звеньях, найденные как из эксергетического баланса, так и по формуле Гюи—Стодэлы с помощью диаграммы s , g , будут совершенно одинаковыми. Поэтому информация о том, как улучшить установку путем перераспределения нагрузок или другими путями, в обоих случаях также совершенно одинакова. Что касается взаимного влияния отдельных процессов, то оно, как правило, очень сложно и не выявляется только термодинамическим анализом потерь (независимо от способа их вычисления), а требует еще дополнительных вариантных расчетов. (Прим. ред.)

с графиком s, g имеют тот недостаток, что удельная эксергия раствора нанесена и отсчитывается от принятой определенной температуры окружающей среды. Диаграммы этого типа могут иметь применение при конструировании оборудования и предварительных сравнительных анализах, в то время как график s, g может быть использован также для анализа параметров оборудования в данных условиях окружающей среды.

8-4. ПРИМЕР ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО БАЛАНСА ПАРОЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

С недавнего времени пароэжекторные холодильные установки находят широкое применение в промышленности в связи с развитием кондиционирования. Полезным качеством этого оборудования является возможность использовать дешевый пар с низкими параметрами (от 2 до 7 бар). В последнее время разработано холодильное оборудование, в котором для привода используется пар с давлением менее 1 бар, однако потребление пара в оборудовании этого типа значительно (от 1 до 2 кг на 1000 кДж при температуре охлажденной воды от 2 до 10°C и температуре охлаждающей воды от 28 до 30°C). Дальнейшее

усовершенствование пароэжекторных холодильных установок и расширение их связаны с термодинамическим анализом явлений, происходящих в отдельных звеньях холодильной установки. Такой анализ лучше всего выполнить с помощью понятия эксергии.

В. М. Бродянский и А. В. Мартынов проанализировали работу пароэжекторной холодильной установки типа 5Э, схема которой представлена на рис. 107. Параметры, определяющие состояние рабочего тела в отдельных пунктах схемы, собраны в табл. 24 на основе работ [Л. 19, 20], в которых при расчете удельной эксергии тела принято в качестве состояния отсчета состояние жидкой воды при температуре 20°C и давлении 0,98 бар. С целью избежать при расчетах отрицательных значений эксергии, состояние отсчета изменено путем добавки ко всем значениям эксергии постоянной величины 138,14 кДж/кг.

Пароэжекторная холодильная установка 5Э холодопроизводительностью $\dot{Q}_z = 348,8$ кВт питается паром с давлением 6,86 бар и расходом 2552 кг/ч. Температура воды, поступающей в холодильную установку со стороны потребителей, равна 8°C. Эта вода после охлаждения в испарителе до температуры

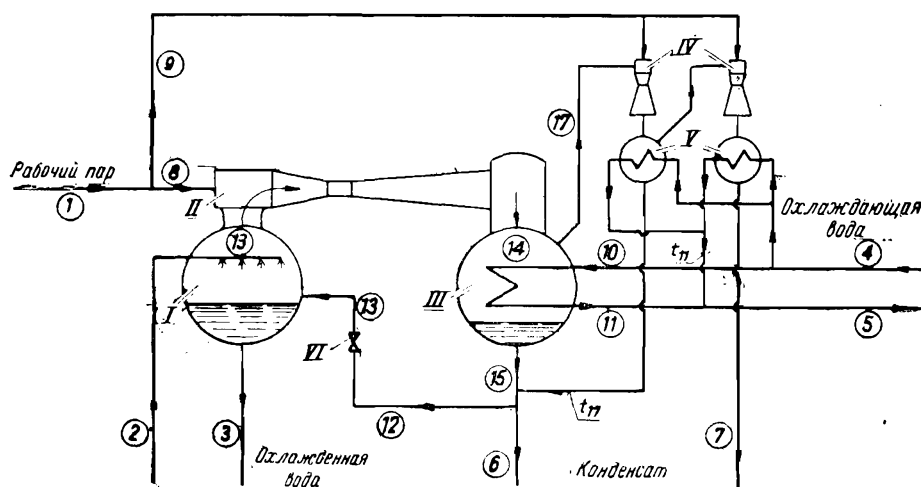


Рис. 107. Схема пароэжекторной холодильной установки.

I — испаритель; II — основной эжектор; III — основной конденсатор; IV — вспомогательные эжекторы; V — вспомогательные конденсаторы; VI — дроссельный вентиль.

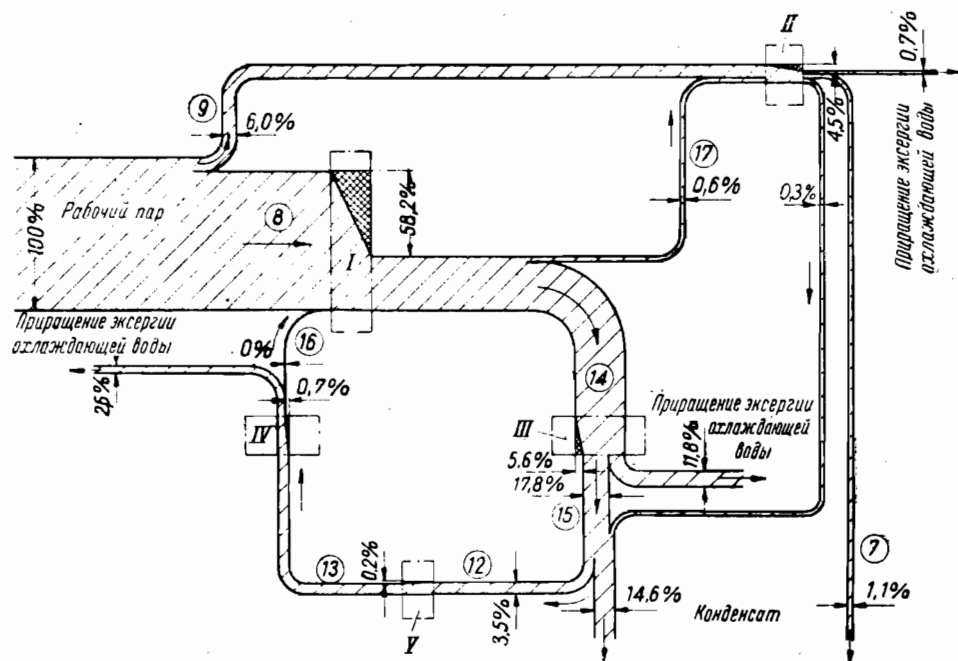


Рис. 108. Эксергетический баланс парозежекторной холодильной установки.

I — основной эжектор; II — вспомогательная система эжекторов и конденсаторов; III — основной конденсатор; IV — испаритель; V — дроссельный вентиль.

4° С благодаря частичному испарению при давлении 0,00784 бар возвращается к потребителям. Для конденсации пара подводят охлаждающую воду в количестве 283 850 кг/ч, которая нагревается от температуры 28 до 34,5° С. Образующийся в холодильной установке

конденсат отводят с помощью инжектора или насоса.

На рис. 108 представлен эксергетический баланс рассматриваемой холодильной установки. Потери эксергии в отдельных звеньях холодильной установки определены путем составления эксергетического

Таблица 24

Параметры рабочего тела в примере парозежекторной холодильной установки

Номер точки на рис. 107	Расход $\dot{G}$, кг/ч	Давление p , бар	Температура t , °С	Удельная энтальпия i , кДж/кг	Превышение удельной эксергии Δe , кДж/кг
1	2 552	6,86	—	2 662	902,09
2	75 000	0,98	8	34	138,94
3	75 000	0,00784	4	17	139,73
4	283 850	2,94	28	118	138,88
5	283 850	2,94	34,5	145	139,90
6	2 404	0,0627	37,3	156	139,94
7	148	1,029	90	377	168,28
8	2 400	6,86	—	2 662	902,09
9	152	6,86	—	2 662	902,09
10	266 500	2,94	28	118	138,88
11	266 500	2,94	34,5	145	139,90
12	576	0,0627	37,3	156	139,94
13	576	0,00784	4	156	139,94
14	2 926	0,0627	—	2 663	277,12
15	2 926	0,0627	37,3	156	139,90
16	576	0,00784	—	2 507	0
17	50	0,0627	—	2 633	277,12

Таблица 25

Эксергетический баланс одноступенчатой парозежекторной холодильной установки

	Узел холодильной установки	Обозначение	Значение, %
Потери энергии	Эжектор	ξ_s	69,1
	Конденсатор	ξ_k	6,6
	Испаритель	ξ_p	0,8
	Дроссельный вентиль	ξ_d	0,2
	Система вспомогательных эжекторов и конденсаторов	ξ_z	5,3
	Система циркуляции охлаждающей воды	ξ_w	14,9
Эксергетический к. п. д. брутто	—	η_{bB}	3,1
	Всего 100,0		

баланса рассматриваемого звена. Например, потери эксергии $\nabla \dot{E}_s$, имеющие место в основном инжекторе, можно выразить формулой

$$\begin{aligned} \nabla \dot{E}_s &= \dot{G}_8 e_8 + G_{16} e_{16} - \dot{G}_{14} e_{14} - \\ &- G_{17} e_{17} = (2400 \cdot 902,09 - \\ &- 576 \cdot 0 - 2926 \cdot 277,12 - 50 \cdot 277,12) \times \\ &\times 3600^{-1} = 372,2 \text{ квт.} \end{aligned}$$

Приводную эксергию холодильной установки можно определить по формуле (8-6), в которую следует подставить $N_r = 0$:

$$\begin{aligned} \dot{E}_N &= G_1 e_1 - G_6 e_6 - G_7 e_7 = \\ &= (2522 \cdot 902,09 - 2404 \cdot 139,94 - \\ &- 148 \cdot 168,28) \cdot 3600^{-1} = 538,9 \text{ квт.} \end{aligned}$$

Относительные потери эксергии в основном эжекторе можно определить по формуле

$$\xi_s = \frac{\nabla \dot{E}_s}{\dot{E}_N} = \frac{372,2}{538,9} = 0,691.$$

Таким же способом определены и остальные относительные потери эксергии: ξ_p в испарителе, ξ_k в главном конденсаторе, ξ_d в дроссельном вентиле и ξ_z в системе вспомогательных эжекторов и конденсаторов. Внешняя относительная потеря эксергии ξ_w определена путем деления приращения эксергии охлаждающей воды на приводную эксергию $\dot{E}_N$ холодильной установки. Сумма всех относительных потерь

эксергии и эксергетического к. п. д. брутто η_{bB} холодильной установки составляет 100%. Значения потерь эксергии приведены в табл. 25.

Эксергетический к. п. д. η_{bB} можно определить также по формуле (8-1):

$$\begin{aligned} \eta_{bB} &= \frac{G_2 (e_1 - e_2)}{\dot{E}_N} = \\ &= \frac{75000 (139,73 - 138,94)}{538,9 \cdot 3600} = 0,031. \end{aligned}$$

Для сравнения составлен также энергетический баланс рассматриваемой парозежекторной установки (рис. 109). Из эксергетического баланса (рис. 108) следует, что наибольшие потери эксергии имеют место в основном эжекторе. Из внутренних потерь на втором месте стоят потери в главном конденсаторе. Для повышения совершенства парозежекторных холодильных установок необходимо, таким образом, стремиться к уменьшению потерь эксергии в эжекторе и конденсаторе.

Увеличение к. п. д. холодильной установки и ее звеньев может быть достигнуто путем улучшения конструкции отдельных узлов, а также посредством выбора оптимального типа холодильной установки для данных внешних параметров охлаждения и путем улучшения схемы холодильной установки с целью снижения потерь от необратимости при сжатии, расширении и теплообмене.

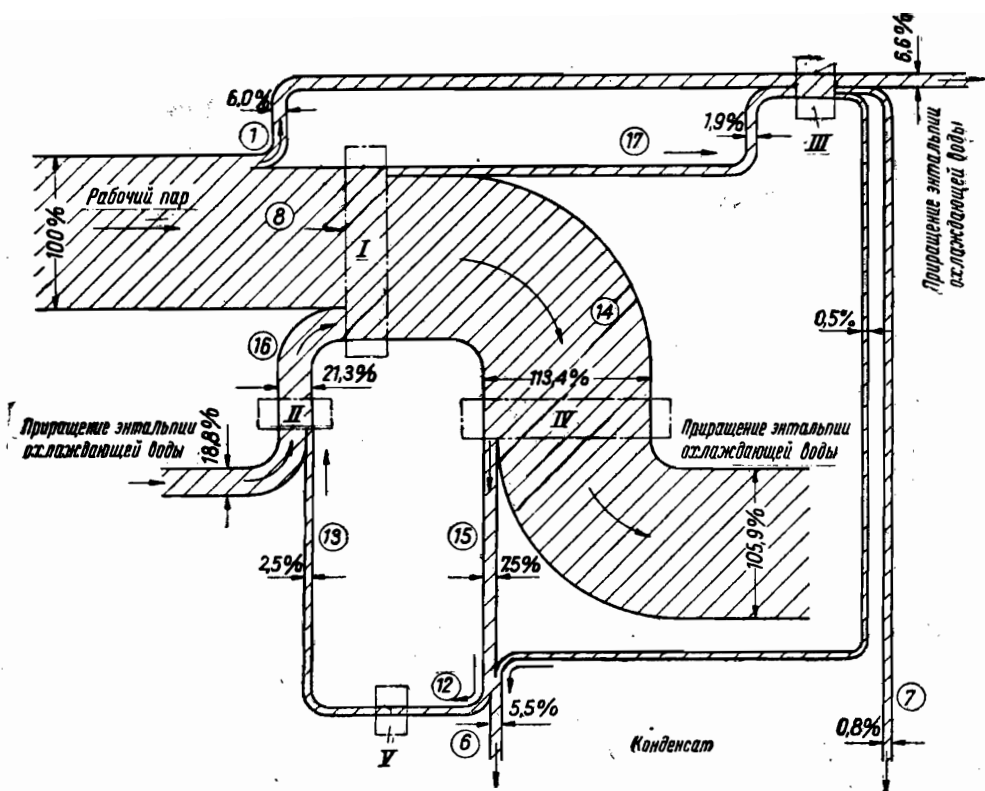


Рис. 109. Энергетический баланс парожеторной холодильной установки.

I — эжектор; II — испаритель; III — система вспомогательных эжекторов и конденсаторов; IV — основной конденсатор; V — дроссельный вентиль.

Вопросы, связанные с совершенствованием конструкции узлов холодильной установки, в данной работе не рассматриваются.

В. М. Бродянский и А. В. Мартынов рассмотрели вопрос выбора наиболее выгодного типа холодильной установки для данных внешних параметров охлаждения, опираясь на эксергетический анализ [Л. 19,

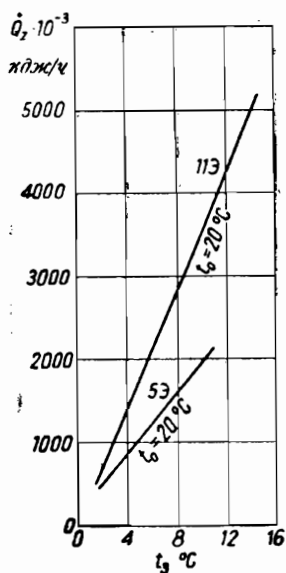


Рис. 110. Характеристики холодильных установок типов 5Э и 11Э.

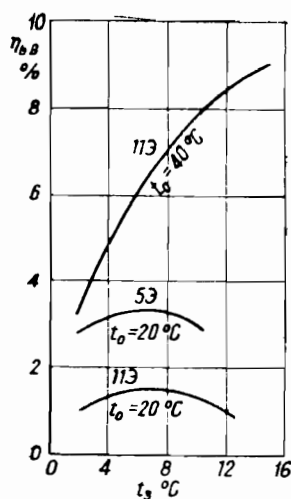


Рис. 111. Эксергетический к. п. д. холодильных установок типов 5Э и 11Э.

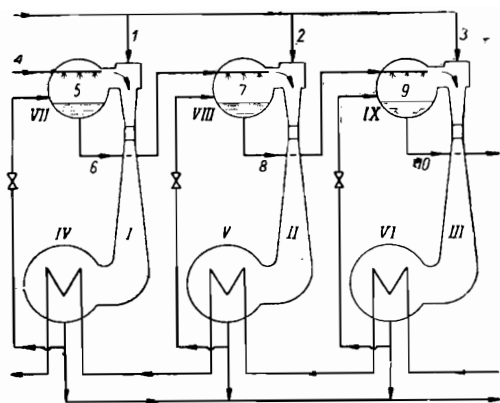


Рис. 112. Схема трехкаскадной паровой вакуумной установки.

20]. В практике наиболее часто используют тепловые характеристики холодильных установок, определяющие количество тепла $\dot{Q}_z = \dot{f}(t_3)$, отобранного от охлаждаемого объекта, в зависимости от температуры t_3 охлажденной воды, отбираемой потребителями. Такие характеристики не позволяют рационально определять оптимальные тепловые параметры. На рис. 110 представлены характеристики $\dot{Q}_z = \dot{f}(t_3)$ для холодильных установок типов 5Э и 11Э, а на рис. 111 — эксергетический к. п. д. брутто $\eta_{бв}$ холодильных установок типов 5Э и 11Э в зависимости от температуры t_3 и двух значений температуры окружающей среды: 20 и 40°С. Характеристики вида $\eta_{бв} = \dot{f}(t_3)$ могут служить основой для определения оптимальной температуры t_3 . Из графика на рис. 111 следует, что, например, при температуре окружающей среды 20°С для получения наиболее высокого значения к. п. д. $\eta_{бв}$ холодильных установок типов 5Э и 11Э их следует использовать при температурах t_3 , значения которых колеблются в пределах от 6 до 8°С.

Улучшение схемы пароежекторной холодильной установки с целью

уменьшения потерь от необратимости следует осуществлять таким образом, чтобы без изменения основного принципа работы холодильной установки уменьшить отношения давлений в конденсаторах и испарителях и разность температур конденсирующего пара и охлаждающей воды. Такое изменение схемы можно осуществить путем введения многоступенчатой схемы.

На рис. 112 дана для сравнения схема трехступенчатой пароежекторной холодильной установки, данные которой соответствуют данным установки 5Э. Рабочий пар подводится одновременно к трем основным эжекторам (I, II и III). Охлаждаемая вода при температуре $t_4 = 8^\circ\text{С}$ попадает в испаритель VII, охлаждается до температуры $t_6 = 6,6^\circ\text{С}$, затем попадает в испаритель VIII, в котором она охлаждается до температуры $t_8 = 5,3^\circ\text{С}$, после чего поступает в третий испаритель (IX), где охлаждается до конечной температуры $t_{10} = 4^\circ\text{С}$. При таком способе процесс понижения температуры охлаждаемой воды разделен между тремя испарителями.

Каждый основной эжектор соединен с отдельным конденсатором. Охлаждающая вода циркулирует параллельно через конденсаторы, вследствие чего уменьшается разность температур при теплообмене в каждом из них. При этом создается возможность засасывания и сжатия пара основными эжекторами при меньших отношениях давлений (6,2—6,4 вместо 7,8—8,0), вследствие чего одновременно увеличивается коэффициент инжекции.

Авторы работы [Л. 20] провели эксергетический анализ холодильной установки, схематически изображенной на рис. 112, и показали, что применение трехступенчатой схемы приводит к увеличению эксергетического к. п. д. до 3,8%.

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В МЕТАЛЛУРГИИ

9-1. ЭКСЕРГИЯ ТИПОВОГО СЫРЬЯ И МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПРОДУКТОВ

9-1-1. ХИМИЧЕСКАЯ ЭКСЕРГИЯ ДОМЕННОГО ЧУГУНА, СЕРОГО ЧУГУНА И СТАЛИ

При определении эксергии твердых и жидких материалов, встречающихся в промышленных процессах, необходимо знать содержание отдельных химических элементов в данном материале, а также энтальпию и энтропию образования растворов, входящих в состав рассматриваемого материала. Обычно всегда не хватает достаточного количества данных для точного расчета эксергии; поэтому приходится применять приближенные методы.

Часто неизвестно даже содержание отдельных химических соединений в рассматриваемом материале, поскольку при химическом анализе устанавливают только содержание отдельных химических групп. В таком случае необходимо установление химических связей между группами, обнаруженными при анализе. При определении параметров химических соединений можно использовать имеющиеся в литературе описания химического строения веществ.

Еще чаще отсутствуют данные об энтальпии и энтропии образования растворов. Однако обычно компоненты сырьевых и производных продуктов в химических тепловых процессах (в частности, в процессах промышленных печей) имеют такую большую химическую эксергию, что приближенный расчет изменения эксергии при образовании растворов приводит к незначительным относительным ошибкам. Компоненты доменного чугуна, серого чугуна или стали характеризуются большой химической эксергией и, кроме того, суммарное содержание всех компонентов этих материалов, кроме Fe, близко к нулю, в то время как доля Fe близка к единице. В связи с этим изменение эксергии ($-\Delta e_m$) при образовании раствора компонентов рассматриваемых материалов является незначительным в сравнении с общей химической эксергией и может быть определено оценочным способом. Величина Δe_m не может быть определена

линейным аналитическим выражением, но ее можно оценить на основе нескольких конкретных значений, полученных для нескольких конкретных химических составов. Содержание примесей в доменном или сером чугуне — величина одного порядка, поэтому для этих материалов можно принять общее значение поправки Δe_m . Для стали значение этой поправки гораздо меньше, чем для доменного или серого чугуна.

При дальнейшем рассмотрении не учитывают сплавов. Принято также, что рассматриваемые материалы, кроме Fe, содержат только C, Si, Mn, P и S.

На основе изложенных положений Я. Шаргут выразил нормальную химическую эксергию доменного чугуна, серого чугуна и стали с помощью взвешенной суммы [Л. 120]:

$$e_n = e_{nFe} + \sum_k g_k t_{bk} + \Delta e_m. \quad (9-1)$$

где e_{nFe} — нормальная химическая эксергия чистого железа;

g_k — весовое содержание C, Si, Mn, S или P в доменном чугуне или стали;

t_{bk} — коэффициент, учитывающий разность нормальных химических эксергий примеси и железа.

В табл. 26 приведены значения коэффициентов t_b для двух предпосылок: 1) доменный чугун, серый чугун и сталь являются идеальным раствором C, Si, Mn, S, P в железе; 2) доменный чугун, серый чугун и сталь являются идеальным раствором Fe_3C , Mn_3C , Si, S, P, в железе. В последних строчках табл. 26 даны значения выражений e_{nFe} и Δe_m формулы (9-1). Значения выражены в килокалориях и килоджоулях на килограмм.

Для более легкой ориентировки в вопросе о влиянии примесей на нормальную химическую эксергию доменного чугуна или стали на графике на рис. 113 приведены величины, полученные по формуле (9-1), при соблюдении предпосылки 2 (т. е. когда углерод содержится в виде карбидов) и условии, что содержание фосфора и серы в рассматриваемом материале незначительно.

Если температура окружающей среды не равна нормальной температуре, необходимо

Коэффициенты приближенной формулы для расчета нормальной химической эксергии и энтальпии девальвации доменного чугуна, серого чугуна и стали

Исходные данные	Идеальный раствор C, Si, Mn, P, S в железе				Идеальный раствор Fe ₃ C, Mn ₃ C, Si, S, P в железе			
	t_b		t_d		t_b		t_d	
	ккал/кг	кдж/кг	ккал/кг	кдж/кг	ккал/кг	кдж/кг	ккал/кг	кдж/кг
C	6 548	27 416	6 067	25 402	6 844	28 650	6 483	27 143
Si	5 213	21 824	5 549	23 234	5 213	21 824	5 549	23 234
Mn	486	2 033	506	2 121	459	1 922	471	1 969
S	2 926	12 206	3 636	15 222	2 926	12 206	3 636	15 222
P	5 014	20 992	4 743	19 858	5 014	20 992	4 743	19 858
Δe_m : доменный чугун	—8	—33	—	—	—6	—25	—	—
сталь	—2	—8	—	—	—2	—8	—	—
	$e_n \text{ Fe}$		$d_n \text{ Fe}$		$e_n \text{ Fe}$		$d_n \text{ Fe}$	
	1 615	6 763	1 758	7 360	1 615	6 763	1 758	7 360

преобразование значения нормальной химической эксергии к действительному значению с помощью формулы (4-29), в которой отражена энтальпия девальвации. Поэтому, кроме формулы (9-1), следует ввести при тех же предположениях формулу для энтальпии девальвации доменного чугуна, серого чугуна или стали. Эта формула имеет вид, подобный формуле (9-1), с той разницей, что она не содержит выражения, учитываю-

щего образование раствора:

$$d_n = d_n \text{ Fe} + \sum_k g_k t_{dk}, \quad (9-2)$$

где $d_n \text{ Fe}$ — энтальпия девальвации чистого железа;

t_{dk} — коэффициент, учитывающий разность энтальпий девальвации примеси и чистого железа.

Величины коэффициента t_d также приведены в табл. 26.

На рис. 113 верхняя группа прямых представляет собой зависимости энтальпии девальвации доменного чугуна, серого чугуна и стали от содержания примесей.

9-1-2. ХИМИЧЕСКАЯ ЭКСЕРГИЯ ЖЕЛЕЗНОЙ РУДЫ

Химическая эксергия руды или агломерата может быть определена по весовому составу химических групп, обнаруженных анализом, и с помощью химической эксергии соединений, образованных этими группами. Следует также учитывать падение эксергии, вызванное образованием раствора компонентов. Его значение относительно мало и может быть установлено на основе нескольких контрольных расчетов, выполненных для определенных химических составов.

При определении химической эксергии железной руды, не подвергавшейся никакой тепловой обработке, можно принять следующие допущения:

- 1) группа SO_3 содержится в сульфате $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$;
- 2) остатки группы CaO и группа MgO содержатся в карбонатах CaCO_3 и MgCO_3 ;
- 3) избыток группы CO_2 , не связанный

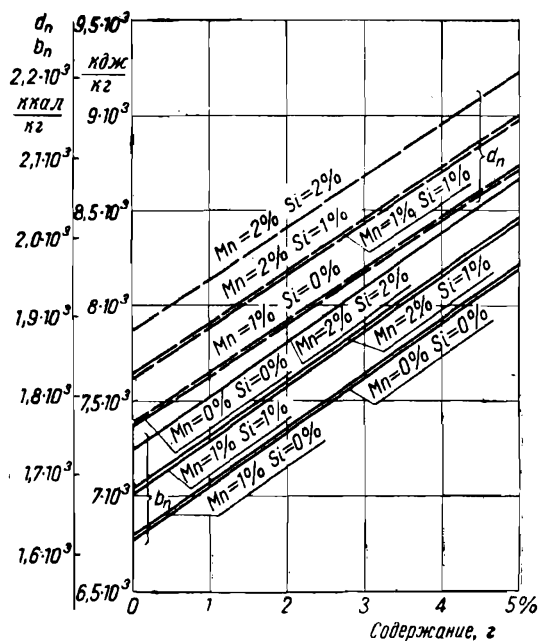


Рис. 113. Нормальная химическая эксергия и энтальпия девальвации доменного чугуна, серого чугуна и стали.

в карбонатах извести и магнезия, содержится в карбонате FeCO_3 ;

4) избыток группы FeO , не связанный в карбонате железа, образует соединение Fe_3O_4 с группой Fe_2O_3 ;

5) избыток группы Fe_2O_3 , не связанный с группой FeO , остается свободным.

6) группа Al_2O_3 выступает в виде Al_2SiO_5 , остатки же группы SiO_2 остаются свободными;

7) группа MnO_2 химически не связана с другими группами;

8) остатки влаги, не связанные в $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$, выступают в свободном виде.

Приняв перечисленные выше допущения, Я. Шаргут вывел следующую формулу вида взвешенной суммы [Л. 120]:

$$e_n = \sum g_i t_{bi} + \Delta e_m, \quad (9-3)$$

где g_i — весовая доля элемента, обнаруженного анализом;

t_{bi} — коэффициент, учитывающий нормальную химическую энергию принятых химических соединений;

Δe_m — изменение эксергии при образовании раствора.

Значения коэффициента t_b приведены в табл. 27.

Чтобы сделать возможным расчет химической эксергии при температуре окружающей среды, отличающейся от нормальной, следует также вывести формулу для энтальпии девальвации. Эта формула имеет вид, подобный виду формулы (9-3), но она не содержит выражения, учитывающего образование раствора:

$$d_n = \sum_i g_i t_{di}, \quad (9-4)$$

где t_{di} — коэффициент, учитывающий энтальпию девальвации принятых химических соединений (значения этого коэффициента также приведены в табл. 27).

При рассмотрении агломерата принимают, что группы SiO_2 и Al_2O_3 полностью соединяются с группами CaO , MgO и FeO , избыток же группы CaO образует феррит CaFe_2O_4 . Эта предпосылка допустима для агломерата, в котором основные группы содержатся в избытке. Вытекающие из этих допущений значения коэффициентов t_b и t_d приведены в табл. 27.

Коэффициенты, собранные в табл. 27, можно применять в случаях, когда содержание других химических групп, не входящих в группы, указанные в таблице, очень незначительно. Если это условие не соблюдено, то следует применять общие формулы, приведенные в гл. 4.

9-1-3. ХИМИЧЕСКАЯ ЭКСЕРГИЯ ФЛЮСОВ

При определении нормальной химической эксергии известняка или доломита можно принять такие же допущения, как и при определении эксергии руды. В частности, можно принять, что группы CaO и MgO содержатся в этих материалах в основном в виде карбонатов CaCO_3 и MgCO_3 , причем часть группы CaO образует сульфат $\text{CaSO}_4 \cdot \text{X} \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ с группой SO_3 , обнаруженной анализом. Группа Al_2O_3 содержится в виде

Таблица 27

Коэффициенты приближенной формулы для расчета нормальной химической эксергии и энтальпии девальвации металлургического сырья

Материал	Руда				Агломерат самоплавкий				Известняк, доломит				Негашеная известь, обожженный доломит			
	t_b		t_d		t_b		t_d		t_b		t_d		t_b		t_d	
	ккал/кг	кдж/кг	ккал/кг	кдж/кг	ккал/кг	кдж/кг	ккал/кг	кдж/кг	ккал/кг	кдж/кг	ккал/кг	кдж/кг	ккал/кг	кдж/кг	ккал/кг	кдж/кг
FeO	354	1484	386	1616	362	1514	431	1805	31	128	31	128	31	128	—	—
Fe_2O_3	31	128	0	0	31	128	445	0	0	0	0	0	0	0	0	0
CaO	—6	—25	252	1055	189	791	445	1855	53	222	53	222	520	2178	757	3171
MgO	—2	—8	351	1495	207	867	576	2413	351	351	0	0	353	1476	697	2917
SiO_2	7	31	0	0	—38	—159	—63	—265	7	31	0	0	7	31	0	0
Al_2O_3	32	133	0	0	679	2841	665	2785	32	133	0	0	32	133	0	0
MnO_2	58	243	0	0	—	—	—	—	243	243	0	0	58	243	0	0
CO_2	75	314	—321	—1345	—	—	—	—	0	0	0	0	—595	—2493	—965	—4040
SO_3	62	261	86	360	—	—	—	—	89	362	0	0	—303	—1269	—218	—912
H_2O	42	175	—584	—2443	—	—	—	—	175	584	—	—	—689	—2885	—1448	—6061
Δe_m	—8	—33	—	—	—8	—33	—	—	—8	—	—	—	—6	—25	—	—
Принятые химические соединения	Fe_2O_3 , FeCO_3 , Fe_3O_4 , CaCO_3 , $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$, MgCO_3 , Al_2SiO_5 , SiO_2 , MnO_2 , H_2O Fe_2O_3 , Fe_2O_3 , CaCO_3 , $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$, CaSiO_3 , MgSiO_3 , Al_2SiO_5 , SiO_2 , MnO_2 , H_2O Fe_2O_3 , Fe_2O_3 , CaCO_3 , $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$, CaSiO_3 , MgSiO_3 , Al_2SiO_5 , SiO_2 , MnO_2 , H_2O															

Al_2SiO_5 . Пользуясь этими допущениями, можно применять формулы (9-3) и (9-4). Коэффициенты для этих формул даны в табл. 27.

При рассмотрении негашеной извести или обожженного доломита следует учитывать, что в этих материалах преобладают свободные группы CaO и MgO . Часть этих групп может быть связана с группами CO_2 , SO_3 и H_2O . Для упрощения принимают, что группы CO_2 , H_2O и SO_3 соединяются только с группой CaO , образуя при этом соединения CaCO_3 , $\text{Ca}(\text{OH})_2$ и CaSO_4 . Кроме того, принято, что группа Al_2O_3 , как и ранее, содержится в виде Al_2SiO_5 . Эти допущения определяют величины коэффициентов, приведенных в табл. 27. Химическая эксергия негашеной извести или обожженного доломита заметно больше, чем химическая эксергия известняка или необожженного доломита.

9-2. ПРИМЕРЫ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИХ БАЛАНСОВ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

9-2-1. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНС НАГРЕВАТЕЛЬНОЙ ПЕЧИ

Предметом исследования служила печь, применяемая для подогрева болванок от температуры примерно 900°C до темпера-

туры примерно 1250°C [Л. 107]. Конструкция этой печи устарела; печь была с отодвигаемой крышкой с площадью пода $13,5 \text{ м}^2$; она была оборудована 24 форсунками, питаемыми смесью генераторного и коксового газов с теплотворной способностью 9420 кДж/м^3 .

Для подогрева воздуха служил чугунный игольчатый рекуператор с вертикальным расположением элементов.

На рис. 114 изображена схема циркуляции газов в исследованной печи с обозначением величин, которые не были измерены. Шихта, загружаемая в печь, имела на поверхности слой окалины. Количество окалины во время подогревания увеличивалось, вызывая потребление кислорода, равное $\Delta V'_{\text{O}_2 \text{zg}}$. Через определенное время в печи возникало избыточное давление, вследствие которого определенное количество продуктов горения $\Delta_1 V''_{ss}$ выходило через щели в крышке в окружающую среду.

В результате негерметичности заслонки в обводном канале для продуктов горения часть продуктов горения $\Delta_2 V''_{ss}$ уходила в дымовую трубу, омывая рекуператор. Расстояние между рекуператором и печью было большим, что вызывало заметное остывание продуктов горения при циркуляции. Кроме того, в результате негерметичности заслонки в газовом канале перед рекуператором происходило проникновение холодного воздуха $\Delta V'_{Ls}$ из окружающей среды в поток газов. Определенная часть

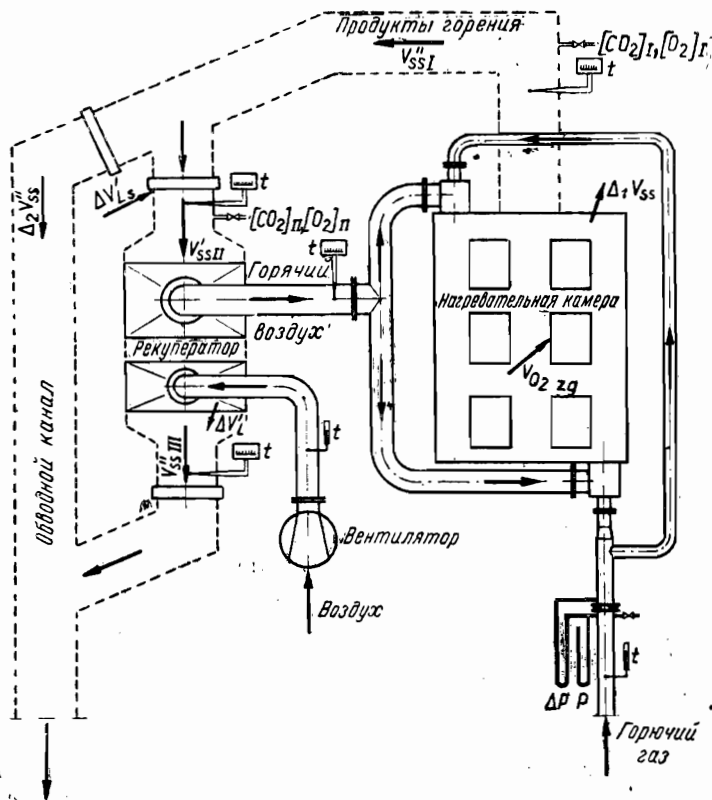


Рис. 114. Схема циркуляции газов в системе нагревательной колодезной печи.

воздуха, нагнетаемого вентилятором ($\Delta V'_L$), уходила через отверстия в рекуператоре в газовый поток.

Замеры параметров печи выполнены для одной загрузки. Ниже приведены основные результаты, полученные в процессе замеров.

Количество вещества холодной загрузки (не окисленной)	25 000 кг
Начальная температура загрузки (болванок)	900°C
Конечная температура	1 280°C
Начальное количество окалины	57 кг
Конечное количество окалины	328 кг
Весовое содержание компонентов окалины:	
g_{FeO}	0,7518
$g_{Fe_2O_3}$	0,2482
Расход газового топлива	5 022 м³
Мольное содержание компонентов сухого газового топлива: $CO_2 = 4,8\%$; $CO = 22,1\%$; $H_2 = 26,9\%$; $CH_4 = 8,6\%$; $C_2H_4 = 1,1\%$; $O_2 = 0,5\%$; $N_2 = 36,0\%$	
Температура газового топлива	46° C
Давление газового топлива	1,02 ат
Влажность газового топлива	100%
Температура окружающей среды	15° C
Давление окружающей среды	1 ат
Влажность окружающей среды	80%
Количество воздуха, нагнетаемого вентилятором	13 460 м³
Мольное содержание компонентов сухих продуктов горения, покидающих нагревательную камеру: $[CO_2]_I = 13,1\%$; $[O_2]_I = 3,2\%$; $[CO]_I = 0\%$; $[N_2]_I = 83,7\%$	
Средняя температура продуктов горения, покидающих нагревательную камеру	1 100° C
Средняя температура нагревательной камеры	1 200° C
Мольное содержание компонентов сухих продуктов горения при входе в рекуператор: $[CO_2]_{II} = 8,2\%$; $[O_2]_{II} = 9,2\%$; $[CO]_{II} = 0\%$; $[N_2]_{II} = 82,6\%$	
Температура продуктов горения при входе в рекуператор	685° C
Температура продуктов горения, покидающих рекуператор	360° C
Температура воздуха, поступающего в рекуператор	31° C
Температура воздуха, подогретого в рекуператоре	280° C
Избыточное давление под крышкой печи во время вытеснения продуктов горения	0,2 мм H ₂ O
Длительность вытеснения продуктов горения	0,5 ч
Площадь отверстий, через которые вытесняются продукты горения	0,65 м²

Количество окисленного железа определяют по составу и количеству окалины, образовавшейся в печи. Одновременно было определено количество кислорода, израсходованного на окисление. Из этих расчетов

следует, что в печи сгорело 205 кг Fe, соединившись с 46 м³ кислорода.

Чтобы определить количество $V''_{\text{сух}}$ сухих продуктов горения, покидающих нагревательную камеру печи, степень увлажненности этих продуктов и количество воздуха, расходуемого вследствие негерметичности рекуператора $\Delta V'_L$ был составлен баланс химических элементов C, H, O, N. Поскольку количество балансовых уравнений больше числа неизвестных, уравнения использованы для корректировки состава продуктов горения. Затем было определено количество продуктов горения $\Delta V''_{\text{сух}}$, выбрасываемых в окружающую среду. Использован измеренный состав сухих продуктов горения, определены степень увлажненности, избыточное давление под крышкой печи, ориентировочно определены площадь выброса газов и длительность выброса. После вычитания количества выбрасываемых продуктов горения из общего их количества получают количество продуктов горения, уходящих в газовый канал. Результаты этого этапа расчетов следующие:

а) количество выбрасываемых сухих продуктов горения составляет 0,103 м³/м³ сухого газового топлива;

б) количество сухих продуктов горения, уходящих в газовый канал, равно 2,804 м³/м³ количества сухого газового топлива;

в) увлажнение продуктов горения составляет 0,178 м³/м³ количества влаги в сухом газовом топливе;

г) количество воздуха, теряемого в рекуператоре, составляет 0,056 м³/м³ сухого газового топлива;

д) скорректированные мольные содержания компонентов сухих продуктов горения равны: $[CO_2]_{I\kappa} = 13,0\%$; $[O_2]_{I\kappa} = 3,3\%$.

Перед переходом к дальнейшим расчетам состав продуктов горения в точке II скорректирован таким образом, чтобы он отвечал уравнению материального баланса процесса смешивания продуктов горения I с воздухом из окружающей среды. Скорректированный состав в точке II выглядит таким образом: $[CO_2]_{I\kappa} = 8,5\%$, $[O_2]_{I\kappa} = 9,4\%$.

Следующий этап расчетов включает определение количества $\Delta_2 V''_{\text{сух}}$ продуктов горения, улетучивающихся через обводную задвижку, и количество $\Delta V'_L$ воздуха, попадающего в продукты горения вследствие негерметичности задвижки перед рекуператором. С этой целью составлены баланс элементарного углерода для части газового канала, заключенного между пунктами I и II, и энергетический баланс рекуператора. В результате выполненных расчетов получим:

а) количество сухих продуктов горения, улетучивающихся через обводную задвижку, равно 1,767 м³/м³ сухого газового топлива;

б) количество воздуха, попадающего в газы перед рекуператором, равно 0,547 м³/м³ сухого газового топлива.

После определения величин, указанных на рис. 114, был составлен энергетический баланс нагревательной камеры печи. На основе этого баланса было найдено количество тепла, отдаваемого в окружающую среду. Затем был составлен энергетический баланс

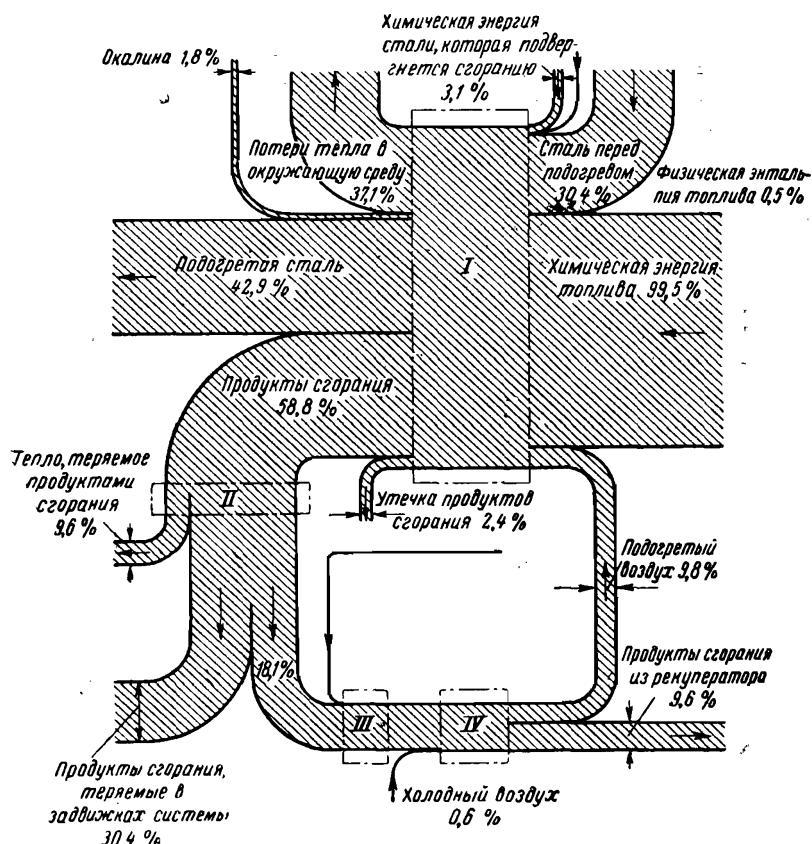


Рис. 115. График Сэнки для энергетического баланса нагревательной колодезной печи.
I — камера печи; II — канал горения; III — задвижка перед рекуператором; IV — рекуператор.

процессов смешивания продуктов горения с воздухом, проникающим через щели перед рекуператором. На основе этого баланса была определена температура продуктов горения перед смешением с охлаждающим воздухом (937° С). Затем был составлен энергетический баланс отрезка газового канала, заключенного между местом замера температуры продуктов горения, покидающих нагревательную камеру, и пунктом разделения потока газов. На основе этого баланса было определено количество тепла, теряемого в канале потоком газа.

Полный энергетический баланс представлен на графике на рис. 115.

Первым этапом расчетов эксергетического баланса служит определение эксергии вещества в отдельных пунктах исследуемой системы. Эксергия подогретого воздуха определена с помощью формулы (2-7), которая учитывает, что состав воздуха такой же, как и окружающей среды. Эксергия продуктов горения определена с помощью формулы (3-7) и табличного метода, продемонстрированного в примере 3-2 (см. табл. 1). Расчеты, представленные в табл. 1, касаются рассматриваемой печи (продукты горения поступают в рекуператор). Расчет эксергии газового топлива также выполнен табличным методом с использованием фор-

мулы (4-33). Пример подобного расчета дан в табл. 9.

Эксергию агломерата определяют в принципе без учета химической эксергии, т. е. в качестве состояния отсчета принято состояние загрузки при температуре окружающей среды. В данном случае интерес представляет только приращение эксергии загрузки, а не ее полная эксергия. Только для той части загрузки, которая подвергается сжиганию в печи, необходимо было определить полную эксергию с помощью формулы (4-29). Эта же формула использована для определения эксергии окалины, извлеченной из печи. Эксергия окалины, внесенной в печь вместе с болванками, очень мала и поэтому опущена в расчетах.

Потери эксергии, вызванные необратимостью сгорания, отделены от других потерь условным способом путем вычитания эксергии продуктов горения при calorиметрической температуре от суммы эксергий топлива и подогретого воздуха. Найденные таким образом потери составляют 21,8% по отношению к химической эксергии топлива.

Потери эксергии, вызванные отдачей тепла из нагревательной камеры печи в окружающую среду [см. формулу (6-40)], в рассматриваемом примере довольно велики (30,5%). Остальные внутренние потери

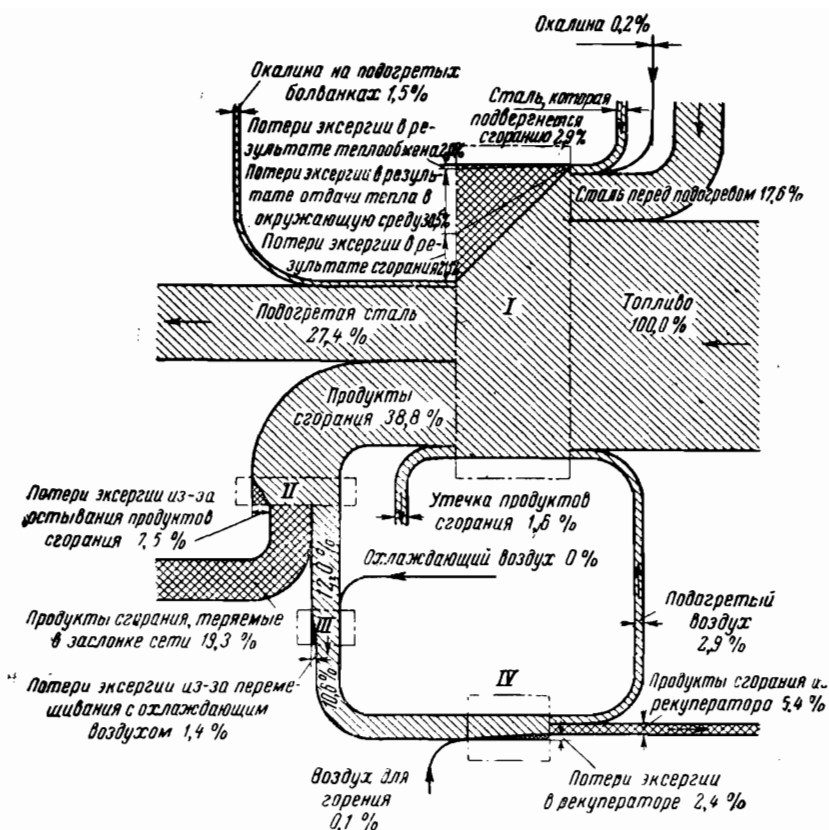


Рис. 116. График Грассмана для эксергетического баланса нагревательной колодезной печи.

I — камера печи; II — канал горения; III — заслонка перед рекуператором; IV — рекуператор.

эксергии в нагревательной камере печи определены из эксергетического баланса. Основной причиной этих потерь служит необратимость теплообмена между продуктами горения и загрузкой. Печь получала горячую загрузку и нагревалась одновременно с загрузкой, благодаря чему разность температур при теплообмене была относительно невелика и связанные с этим явление потери эксергии были также относительно невелики (2,0 %).

После составления эксергетического баланса нагревательной камеры печи были определены потери эксергии, вызванные остыванием продуктов горения в газовом канале, а затем потери, вызванные смешением продуктов горения, поступающих в рекуператор, с холодным воздухом, поступающим из окружающей среды. Наконец, по эксергетическому балансу рекуператора были определены потери эксергии, вызванные в основном необратимостью теплообмена между продуктами горения и воздухом. Весь эксергетический баланс изображен на графике Грассмана (рис. 116).

Результаты сравнения двух балансов приведены в табл. 28. Прежде всего отметим, что в эксергетическом балансе продукты горения представлены меньшими величинами, чем в энергетическом балансе. Энер-

гия, переносимая потоком продуктов горения, количественно значительно меньше, чем химическая энергия топлива. В энергетическом балансе не видно влияния многих факторов, снижающих совершенство процесса. Не видны, например, отрицательные результаты, вызванные необратимостью теплообмена, смешиванием продуктов горения с холодным воздухом и необратимостью горения. Энергетический баланс не позволяет также оценить действительные потери тепла, отдаваемого в окружающую среду. Из эксергетического баланса видно, что теплообмен между нагревательной камерой печи и окружающей средой приводит к значительному снижению экономичности процесса.

Принимая во внимание величины, показанные на рис. 116, можно определить эксергетический к. п. д. исследуемого процесса. В соответствии с формулой (6-38) при определении полезного эффекта процесса следует из эксергии болванок, извлекаемых из печи, вычесть эксергию загружаемых болванок и химическую эксергию железа, которое сгорает в печи. Эксергетический к. п. д. печи

$$\eta_b = 27,4 - 17,6 - 2,9 = 6,9\%$$

Этот коэффициент учитывает потери стали при нагревании.

Энергетический и эксергетический балансы подогревательной печи

Статьи баланса		Энергия		Эксергия	
		кдж/т шхты	%	кдж/т шхты	%
Приход	1. Горючий газ	1 901 000	100,0	1 889 000	100,0
	2. Воздух для рекуператора	11 000	0,6	2 000	0,1
	3. Загружаемая сталь — физическая часть	578 000	30,4	333 000	17,6
	4. Окалина	5 000	0,3	4 000	0,2
	5. Сталь, подверженная горению (химическая часть)	60 000	3,1	56 000	2,9
	Итого	2 555 000	134,4	2 284 000	120,8
Расход	6. Извлекаемая сталь — физическая часть	815 000	42,9	518 000	27,4
	Потери:				
	7. Окалина	34 000	1,8	28 000	1,5
	8. Потери в камере печи:				
	а) теплоотдача в окружающую среду	717 000	37,7	577 000	30,5
	б) необратимость процесса горения	—	—	412 000	21,8
	в) необратимость явлений теплообмена	—	—	39 000	2,0
	г) выхлопные газы	45 000	2,4	31 000	1,6
	9. Потери в каналах	183 000	9,6	142 000	7,5
	10. Потери, вызванные смешением холодного воздуха с газами у заслонки	—	—	26 000	1,4
	11. Потери в рекуператоре	—	—	45 000	2,4
	12. Газы, уходящие по обводному каналу:				
	а) физическая часть	578 000	30,4	331 000	17,5
	б) химическая часть	—	—	34 000	1,8
	13. Продукты горения за рекуператором:				
	а) физическая часть	183 000	9,6	76 000	4,0
	б) химическая часть	—	—	25 000	1,4
	Всего	2 555 000	134,4	2 283 000	120,8

Эксергетический к. п. д. печи очень велик. Это объясняется прежде всего плохой эксплуатацией рекуператора. Утечка части газов через обводную заслонку, остывание продуктов горения в канале между печью и рекуператором и проникание избыточного количества холодного воздуха в продукты горения приводят к тому, что эксергия продуктов горения, поступающих в рекуператор, почти в 4 раза меньше эксергии продуктов горения, покидающих нагревательную камеру. Плохое использование продуктов горения проявляется в недостаточном подогреве воздуха. Кроме того, очень большие потери эксергии вызваны потерями тепла при теплообмене между нагревательной печью и окружающей средой. Это указывает на чрезмерно длительное нахождение в открытом положении крышки печи.

В эксергетическом балансе нагревательной печи, так же как и в энергетическом

балансе, не видно непосредственно то большое влияние, которое подогрев воздуха оказывает на расход топлива. Сравнивая энергетический баланс печи, питаемой подогретым воздухом, с балансом печи, работающей без подогрева воздуха, можно убедиться, что количество химической энергии топлива, сэкономленной благодаря подогреву воздуха, идущего на поддержание процесса горения, значительно больше количества тепла, поглощенного подогретым воздухом (в рассматриваемом примере в 2,5 раза). Это происходит потому, что в результате подогрева воздуха уменьшается не только температура продуктов горения, уходящих в окружающую среду, но также и количество их (благодаря уменьшению количества топлива). При эксергетическом анализе проявляется дополнительный полезный эффект, а именно уменьшение потерь эксергии, вызываемых необратимостью горения. При этом отношении сэкономленной химической

эксергии топлива к эксергии подогретого воздуха еще больше (в рассматриваемом случае это отношение имеет значение 8,3).

9-2-2. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНС СИСТЕМЫ ДОМЕННОЙ ПЕЧИ

Эксергетический баланс системы домной печи был составлен на основе измерений, выполненных в домне с полезным объемом 1033 м³ [Л. 108]. Балансом охвачены не только домна и система горячего дутья, но также воздушная станция, котельная, вырабатывающая пар для воздушной станции и увлажнения дутья, и электростанция, снабжающая энергией систему домной печи. При таком подходе балансируемая система получает только один вид приводной энергии, а именно химическую энергию кокса и энергетического угля.

Тепловые измерения выполнены только в домной печи и подогревателях. Тепловые измерения домной печи охватили следующие параметры: количество вещества и химический состав материала шихты, доменного чугуна, шлака и доменной пыли, отбираемой из пылеуловителя; интенсивность потока и тепловые параметры холодного доменного дутья; температуру и давление горячего дутья; расход и тепловые параметры пара, используемого для увлажнения дутья; температуру доменного чугуна; избыток энтальпии шлака (калориметрические измерения); интенсивность потока очищенного доменного газа; состав, температуру, запыленность и влажность доменного газа у колошников и после очистки; интенсивность потока и приращение температуры охлаждающей воды.

Вследствие большого количества точек замера в домне не представилось возможным одновременно проводить измерения и в подогревателях. Поэтому для подогревателей были проведены самостоятельные измерения. При этом измеряли следующие величины: расход, состав и температуру доменного газа, подводимого к подогревателям; интенсивность потока холодного дутья; температуру холодного и горячего дутья (после смешивания с охлаждающим воздухом); состав и температуру продуктов горения, уходящих в дымоход, а также расход и параметры пара для увлажнения дутья. Кроме того, с помощью трубки Прандтля было выполнено измерение потерь дутья, уходящего через щели затвора, щели дымоходных заслонок и заслонок для впуска холодного и горячего воздуха.

Тепловые балансы остальных объектов системы домной печи составлены приближенно с использованием результатов тепловых измерений, выполненных ранее различными институтами.

Материальный баланс

Основой для составления эксергетического баланса служат материальный и энергетический балансы. В первую очередь, как правило, составляют материальный баланс. При исследовании химического процес-

са материальный баланс составляют раздельно для каждого элемента, причем принимают во внимание так называемые основные элементы, которые для данного процесса имеют наибольшее значение [Л. 101]. Преимущественно число неизвестных, входящих в уравнение материального баланса для элементов, меньше, чем число самих уравнений; известные же величины, входящие в эти уравнения, содержат значительные ошибки измерений. В результате этого необходимо согласование материальных балансов элементов [Л. 99]. Если после согласования баланса коррективы измеренных величин находятся в принятых границах точности, то это свидетельствует о соблюдении принятой точности измерений.

Согласование материальных балансов очень трудоемко. Методы согласования были описаны и иллюстрированы примерами в работе [Л. 92]. При рассмотрении собственно домной печи были составлены и согласованы материальные балансы элементов: Fe, Si, Mn, P, Ca, Mg, Al, C, S, H, O, N. Материальные балансы послужили, между прочим, для определения количества доменного газа, поступающего из колошников. Разность между этой величиной и измеренной интенсивностью потока очищенного газа выражает потери доменного газа в очистителе. В материальном балансе подогревателей к основным элементам отнесены C, H, O, N.

Исходными данными для составления материального баланса служат замеры количества вещества и результаты химических анализов. С помощью химических анализов твердых и жидких веществ определяют только содержание отдельных химических групп в исследуемом материале. Эти группы, как правило, связаны между собой химически. Поэтому после составления и согласования материального баланса перед переходом к составлению эксергетического баланса определяют вид и количество вещества химических соединений в твердых и жидких материалах. В большинстве случаев можно без затруднений определить, в каких химических соединениях содержатся группы, обнаруженные анализом (например, в известняке группы CaO и CO₂ образуют соединение CaCO₃). В сомнительных случаях принимают наиболее вероятные сведения, в том числе по литературным источникам.

Энергетический баланс

Энергетический баланс домной печи построен на основе расчетов химической энергии отдельных материалов с помощью энтальпии деальтации [Л. 101, 109]. В энергетическом балансе подогревателей определена химическая энергия с помощью теплотворной способности. В качестве конечной позиции энергетического баланса определена теплота, отдаваемая рассматриваемым объектом в окружающую среду.

Элементы энергетического баланса системы домной печи даны в табл. 29. Отдельные величины, приведенные в этой таблице, отнесены к 1 т доменного чугуна и

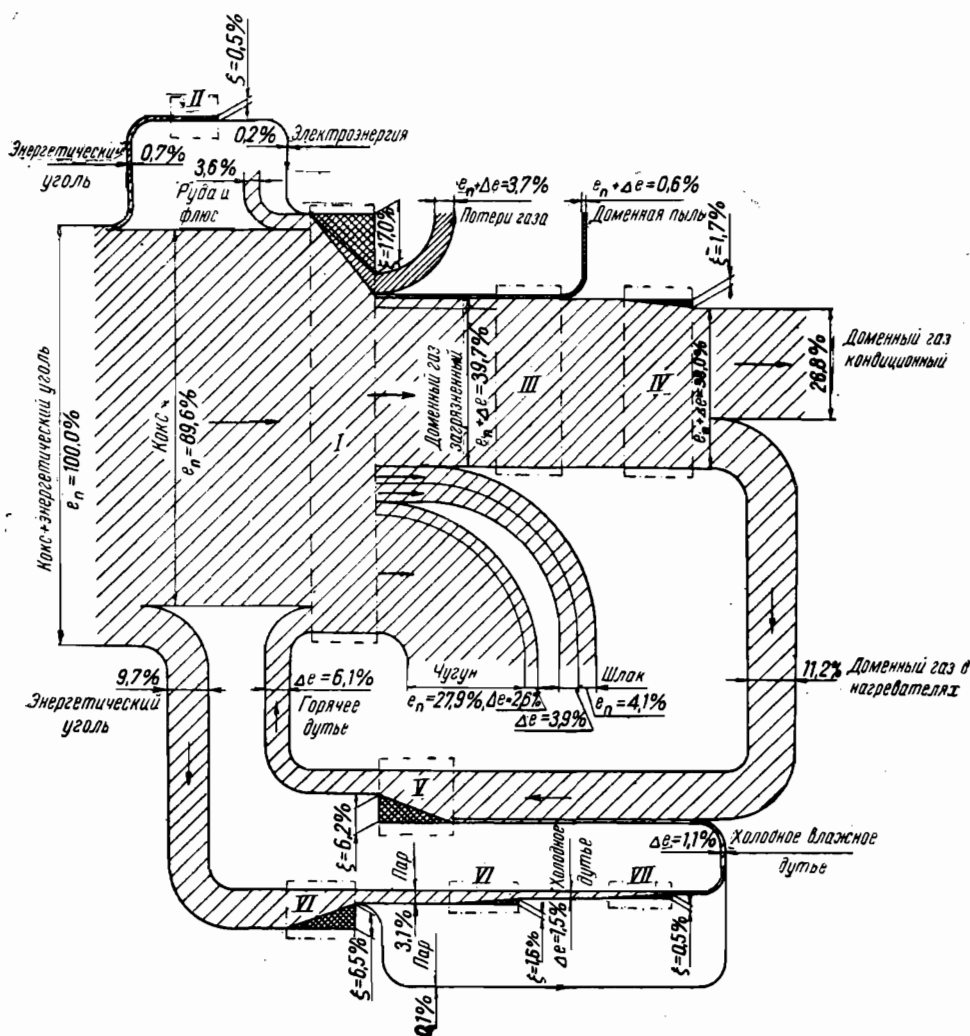


Рис. 117. График Грассмана для эксергетического баланса системы доменной печи.

I — домна; II — силовая станция; III — пылеуловитель; IV — осушка газа; V — нагреватель; VI — котел; VII — трубопровод сжатого воздуха.

выражены долями процента приводной энергии процесса. В качестве приводной энергии всего процесса принята общая химическая энергия кокса, загружаемого в доменную печь, и энергетического угля, сжигаемого в котельной при производстве пара для компрессии и увлажнения дутья, а также сжигаемого в топках электростанции, вырабатывающей электроэнергию для домны.

Эксергетический баланс

После составления энергетического баланса всей системы переходят к составлению эксергетического баланса. Эксергию сжатого и подогреваемого воздуха, а также водяного пара определяют по формуле (2-7). Эксергию материалов с установленным содержанием химических соединений определяют с помощью формулы (4-33), принимая приближенно, что не только газы,

но также твердые и жидкие тела ведут себя, как идеальные растворы. Химическая эксергия кокса определена по формуле (5-48), из которой следует, что она больше энтальпии деальзации на 4,8%. В связи с получением этого результата возникла необходимость корректировки величин, приведенных в работе [Л. 108]. При создании этой работы не были известны методы определения химической эксергии твердых топлив и поэтому принималось, что химическая эксергия кокса равна его энтальпии деальзации. Введение в эксергетический баланс доменной печи повышенных значений эксергии кокса привело к увеличению вытекающей из этого баланса внутренней потери эксергии (первоначально 10,1% приводной эксергии, затем 17%).

Химическую эксергию каменного угля определяли по формуле (5-48) для типового состава силезского энергетического камен-

ного угля. Рассчитано, что химическая эксергия примерно на 8% больше теплотворной способности.

В эксергетическом балансе подогревателей внутренние и внешние потери эксергии рассмотрены вместе и определены для замкнутого баланса.

Эксергетический баланс силовой установки и котельной станции поддува составлен приближенно. Вычитанием приращения эксергии пара, вырабатываемого в котельной, из эксергии угля определены общие потери эксергии в котельной. Потери эксергии в турбовоздуходувках также определены в общем путем вычитания из эксергии рабочего пара эксергии принудительного дутья. Отдельно определены потери эксергии, вызванные падением температуры дутья в переходнике, соединяющем турбовоздуходувки с подогревателями.

Эксергетический баланс рассматриваемой системы представлен в табл. 29 и изображен на рис. 117. Все позиции баланса выражены процентными долями приводной эксергии, которая образована эксергией кокса, подаваемого в дому, и энергетического угля, сжигаемого в силовой установке котельной. Табл. 29 облегчает сравнение энергетического и эксергетического балансов.

К полезным продуктам процесса относятся доменный чугун и доменный газ, поставляемый внешним потребителям. Вычтя из эксергии этих продуктов эксергию руды и флюсов и отнеся эту разность к приводной эксергии, получают значение эксергетического к. п. д.:

$$\eta_0 = 27,9 + 2,6 + 26,8 - 3,6 = 53,7\%.$$

Эксергетический к. п. д. доменной печи имеет, как видно, относительно большую величину (для сравнения следует добавить, что эксергетический к. п. д. силовой установки, работающей в комплексе с исследуемой системой доменной печи, равен только 23%). Большой к. п. д. системы вытекает из относительно небольших потерь эксергии в доменной печи. Внутренние потери эксергии в пределах доменной печи и эксергия теряемого доменного газа вместе составляют только 2,7% эксергии кокса, загружаемого в дому. Большое значение эксергетического к. п. д. доменной печи получено также, очевидно, вследствие того, что весь доменный газ, поставленный наружным потребителям, был признан полезным продуктом процесса. В действительности вследствие больших колебаний при производстве газа и трудностей согласования производства с потреблением появляются потери газа, вызванные существованием так называемого факела, снимающего пиковое давление газа. Можно было бы дискутировать, отнести ли эти потери к доменной печи или к потребителям газа. Оценка величины этих потерь была бы возможна только после составления газового баланса всего металлургического предприятия.

Относительно большие потери эксергии имеют место при сжатии и нагревании воздуха для дутья (в сумме 14,8% приводной эксергии). Это указывает на большие возможности улучшения этих процессов. Энер-

гетики дают себе отчет в том, что обычно используемые методы сжатия и подогрева воздуха для дутья имеют низкий к. п. д.; поэтому в технической литературе так часто встречаются многочисленные проекты новых методов (например, проект системы совмещенного сжатия и нагревания).

9-2-3. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНС СТАЛЕПЛАВИЛЬНОГО ЗАВОДА

На рис. 118 (см. вкладку) изображен эксергетический баланс сталеплавильного завода [Л. 121]. Этот баланс составлен на основе данных, охватывающих годичный период работы завода. По этим данным определены расход топлива, электроэнергии, пара и неэнергетического сырья в отдельных цехах завода, а также количество полезных продуктов, выпущенных этими цехами. На основе отчетных данных определено, кроме того, количество электроэнергии, поставленной заводу, и количество электроэнергии, пара, продуктов коксования, доменного чугуна и стали, выходящих из завода.

Упомянутые здесь данные использованы для расчета эксергии сырья для отдельных процессов и эксергии части полезных продуктов. Чтобы создать возможности для определения эксергии остальных полезных и хвостовых продуктов, проведены вспомогательные измерения температур продуктов горения, шлака и болванок, поступающих в прокатный цех. Часть отсутствующих данных о химическом составе (например, химическом составе доменного шлака) взята из балансов, составленных кафедрой тепловой энергетики Силезского политехнического института.

При определении эксергии исходных продуктов и продуктов отдельных процессов средняя температура окружающей среды принята равной $t_0 = 8^\circ \text{C}$, а среднее давление водяного пара в воздухе $P_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0088 \text{ бар}$.

Химическая эксергия отдельных исходных продуктов и полученных продуктов определена на основе среднего химического содержания по формулам, представленным в гл. 9 (типовое сырье и металлургические продукты), 5 (топливо) и 4 (другие материалы). Физическая эксергия продуктов горения определена по их средней температуре в данном объекте и среднему коэффициенту избытка воздуха. Для других газов использованы данные о среднем составе и средней температуре.

Физическая эксергия твердых и жидких материалов (горячего кокса, расплавленной стали и сырья, горячих слитков) определяется на основании графиков зависимости физической энтальпии от температуры. Путем графического вычитания получена зависимость удельной теплоемкости c от температуры. Затем на этом графике была определена физическая энтропия. Окончательный результат получается по формуле (2-7).

Приращение эксергии охлаждающей воды определено только для теплообменников (конденсаторы турбин, холодильники компрессоров, конструктивные элементы печей). Потери эксергии, возникающие при

Таблица 29

Энергетический и эксергетический балансы агрегата доменной печи

Статьи баланса		Энергия		Эксергия	
		к дж/т доменного чугуна	%	к дж/т доменного чугуна	%
Приход	1. Кокс	25 205 000	89,9	26 415 000	89,6
	2. Уголь энергетический:				
	а) для принудительного дутья	2 633 000	9,4	2 814 000	9,6
	б) для выработки увлажненного пара	29 000	0,1	29 000	0,1
	в) для выработки электроэнергии	172 000	0,6	201 000	0,7
	3. Руда и флюсы	1 403 000	5,0	1 055 000	3,6
	4. Газ для подогревателей дутья	3 366 000	12,0	3 295 000	11,2
	Всего	32 808 000	117,0	33 809 000	114,8
Расход	1. Доменный чугун:				
	а) физическая часть	1 231 000	4,4	754 000	2,6
	б) химическая часть	8 780 000	31,3	8 206 000	27,9
	2. Полезный газ (химический элемент)	8 018 000	28,6	7 913 000	26,8
	Потери:				
	3. Шлак:				
	а) физическая часть	1 709 000	6,1	1 135 000	3,9
	б) химическая часть	1 373 000	4,9	1 214 000	4,1
	4. Пыль	226 000	0,8	189 000	0,6
	5. Теряемый газ	1 432 000	5,1	1 080 000	3,7
	6. Потери в доменной печи:				
	а) теплоотдача в окружающую среду	1 038 000	3,7	775 000	2,6
	б) тепло, уносимое охлаждающей водой	837 000	3,0	54 000	0,2
	в) необратимость охлаждения	—	—	569 000	1,9
	г) необратимость теплообмена и химических реакций	—	—	3 605 000	12,3
	7. Охлаждение газа в очистителе	1 432 000	5,1	515 000	1,7
	8. Потери в подогревателях дутья:				
	а) необратимость горения	—	—	699 000	2,4
	б) необратимость теплопередачи	—	—	653 000	2,2
	в) потери тепла в окружающую среду	197 000	0,7	126 000	0,4
	г) физические выхлопные потери	410 000	1,5	109 000	0,4
	д) химические выхлопные потери	38 000	0,1	251 000	0,8
	9. Потери в каналах дутья	364 000	1,3	134 000	0,5
	10. Потери при выработке электроэнергии	142 000	0,5	146 000	0,5
	11. Потери при сжатии и увлажнении воздуха:				
	а) в котле	364 000	1,3	1 926 000	6,5
	б) в конденсаторе	1 516 000	5,4	377 000	1,3
	в) в холодильниках компрессоров	335 000	1,2	84 000	0,3
	12. Газ для подогревателей дутья	3 366 000	12,0	3 295 000	11,2
	Всего	32 808 000	117,0	33 809 000	114,8

Сравнение энергетического и эксергетического балансов металлургического завода

Название материала или вида потерь		Относительное количество энергии или относительная потеря энергии, %	Относительное количество эксергии или относительная потеря эксергии, %
Приход	1. Топливо	99,26	99,30
	2. Электроэнергия	0,74	0,70
	3. Вода	—3,34	0,09
	4. Неэнергетическое сырье:		
	руда, флюсы, серные огарки	1,09	1,54
	лом	2,94	2,60
	сталь	4,23	3,69
Расход	серная кислота	0,01	0,03
	Всего	104,93	107,95
	1. Кокс, коксик, коксовый газ, производные угля	22,03	21,68
	2. Электроэнергия	0,07	0,07
	3. Пар	0,04	0,11
	4. Чугун, сталь	20,85	18,28
	5. Потери:		
	а) необратимость химических реакций и теплообмена между газовой атмосферой и нагреваемым материалом	—	30,34
	б) отдача тепла в окружающую среду	14,54	11,10
	в) необратимость теплообмена между водой охлаждения и охлаждаемыми элементами печи	—	2,86
	г) вынос тепла охлаждающей водой	7,77	0,75
	д) неиспользование высокой температуры и химического состава газообразных продуктов	20,87	10,55
	е) неиспользование высокой температуры твердых и жидких продуктов	15,24	9,63
	ж) неиспользование химического состава твердых и жидких продуктов	3,52	2,58
	Всего	104,93	107,95

охлаждении газов в скрубберах, рассматриваются в сумме и включаются в потери физической эксергии газов.

Все позиции баланса выражены долей (в процентах) суммарной приводной эксергии, к которой относится химическая эксергия топлива, поступающего извне (технологического угля, энергетического угля, коксового газа, мазута, кокса) вместе с подводимой электроэнергией.

На графике Грассмана эксергетического баланса (рис. 118) показаны составляющие приводной эксергии в виде полос, расположенных сверху и частично справа. Неэнергетическое сырье изображено полосами, подходящими с правой стороны. Полосы, подведенные снизу, соответствуют суммированию внешних потерь эксергии и потерям в результате отвода тепла в окружающую среду. Внутренние потери эксергии, вызванные необратимостью химических реакций, необратимым теплообменом между газами и всадом, необратимым теплообменом между охлаждающей водой и охлаждаемым объемом, показаны совместно при помощи

полосы, заштрихованной в соответствующих границах баланса. Все эти полосы обрываются при пересечении границ баланса.

Многочисленные полосы графика пересекаются между собой. Для того чтобы не делать график «слепым», некоторые полосы прерваны, причем места разрывов обозначены соответствующими буквами. Разорванные полосы обозначены следующим образом: *WP* — уголь для вспомогательных цехов; *WC* — уголь для газогенераторов сталеплавильных цехов; *SG* — потери горючих газов; *KK* — коксик для агломерационных цехов; *K* — кокс для вспомогательных цехов; *SP* — агломерат для доменных печей; *P* — доменная пыль для агломерационного цеха.

В табл. 30 приведено сопоставление статей энергетического и эксергетического балансов.

В статьях прихода обоих балансов существует лишь незначительная разница. Больше всего различаются эксергия и энергия питающей воды. Отрицательное значение в энергетическом балансе энергии пи-

тающей воды требует более подробного выяснения. В энергетическом балансе значения энтальпии воды и водяного пара зависят от условия, определяющего состояние отсчета, принимаемого при рассмотрении этой функции. В таблицах для пара обычно принимают, что энтальпия воды при температуре $0,0075^{\circ}\text{C}$ равна нулю. Но для энергетического баланса недопустимо принятие такого условия, поскольку при исследовании процессов горения, как правило, производится расчет энтальпии воды от газового состояния отсчета. Так поступают как при рассмотрении топлив (химическая энергия которых выражается при помощи теплотворной способности, а не теплоты сгорания), так и при рассмотрении продуктов сгорания (потери физической энергии выхлопа рассчитываются как падение энтальпии в процессе охлаждения продуктов сгорания без изменения агрегатного состояния влаги, содержащейся в этих продуктах). Следовательно, для того чтобы метод расчета энтальпии воды и водяного пара был последовательным и согласовывался с принципами составления балансов процессов горения, необходимо принять при определении энтальпии H_2O газовое состояние отсчета, что приводит к отрицательному значению энтальпии питающей воды.

При расчете эксергии не имеется возможности свободного выбора состояния отсчета, поскольку это состояние определяется параметрами распространенных продуктов окружающей среды. Следует иметь в виду, что изменение агрегатного состояния при температуре окружающей среды не вызывает изменения значения эксергии. Следовательно, при температуре окружающей среды насыщенный водяной пар имеет такую же эксергию, как и вода.

Наибольшее различие между энергетическим и эксергетическим

балансами отмечается в статьях их расходов (подробное рассмотрение этих различий приведено в подпараграфе 6-5-2).

Благодаря правильной интерпретации и правильной количественной оценке потерь, сопровождающих тепловые процессы металлургического завода, а также благодаря увязыванию потерь с местом, где выступают причины, приводящие к этим потерям, эксергетический баланс дает ценные указания относительно возможности совершенствования тепловых процессов и использования вторичных энергоресурсов на металлургическом заводе. Последнее очень важно, так как в металлургических процессах имеется значительное количество энергетических отходов.

Расчет эксергетического к. п. д. полного процесса металлургического завода нецелесообразен. Значения, получаемые для различных заводов, несравнимы, из-за того что эти заводы имеют различные профили производства. Чем более сложная цепь технологических процессов принята на заводе, тем меньше эксергетический к. п. д. цепи процессов этого завода, поскольку каждое новое звено технологического процесса сопряжено с дополнительными потерями эксергии¹.

¹ Это утверждение правильно только в том случае, когда к. п. д. каждого звена при реконструкции существенно не повышается. (Прим. ред.)

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА В РАЗЛИЧНЫХ ОТРАСЛЯХ ТЕХНИКИ

Исследование совершенства тепловых процессов с помощью эксергии и эксергетического баланса можно производить почти во всех отраслях техники. В данной главе приведены примеры эксергетического анализа различных процессов, которые не были рассмотрены в гл. 7, 8 и 9.

10-1. СИСТЕМЫ ВОЗДУШНОГО ПНЕВМОПРИВОДА

Системы пневмопривода встречаются на многих промышленных предприятиях. Схема такой установки приведена на рис. 119. Компрессорная станция питает сеть воздухопроводов. Сжатый воздух используется для привода различных машин.

При исследовании системы пневмопривода особенно явно выступают недостатки энергетического баланса и преимущества эксергетического баланса. При температуре,

близкой к температуре окружающей среды, энергия сжатого воздуха лишь немного отличается от энергии атмосферного воздуха. Несмотря на это, энергетическая пригодность сжатого воздуха высока и выявить ее можно только посредством эксергии, а не при помощи энергии.

Система пневмопривода является типичным примером многозвенового процесса, последовательные звенья которого характеризуются малой степенью обратимости. В связи с этим эксергетический к. п. д. такой установки довольно низок.

Обычно компрессорная станция установки приводится электродвигателями. В таком случае эксергетический к. п. д. установки можно выразить формулой

$$\eta_b = \frac{N_{es}}{N_{elk} + \dot{Q}_w e_w}, \quad (10-1)$$

где N_{es} — эффективная мощность пневмодвигателей;

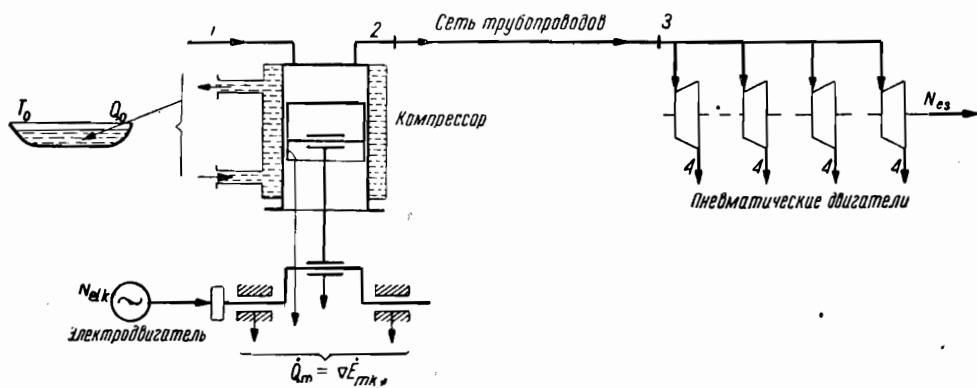


Рис. 119. Схема установки сжатого воздуха.

$\dot{Q}_m$ — теплота механического трения, выделяемая в компрессоре.

N_{elk} — приводная электрическая мощность компрессорной станции;

$\dot{G}_w, e_w$ — расход и удельная эксергия воды, восполняющей потери в системе охлаждения.

Значительные потери эксергии возникают уже в процессе сжатия. Это потери в электродвигателе, механические потери в компрессоре и потери, вызванные необратимостью термодинамических изменений при сжатии. В сети воздухопровода также существуют значительные потери эксергии из-за сопротивлений движению и потерь сжатого воздуха в результате негерметичности воздухопровода. Потери сжатого воздуха из-за негерметичности воздухопровода в разветвленных сетях доходят до 40% (например, в горном деле). Наконец, большие потери эксергии возникают в пневматических двигателях в результате необратимости процесса расширения, несовершенства процесса расширения, из-за разности температур расширяющегося и окружающего воздуха, а также в результате механического трения. Относительные потери эксергии в пневматических двигателях тем больше, чем меньше мощность одного двигателя. Низкое значение эксергетического к. п. д. системы пневмопривода указывает, что пневмопривод по возможности следует исключить, заменив его непосредственно электроприводом.

Пример 10-1. Расчет эксергетического баланса системы пневмопривода

В рассматриваемом ниже примере эксергетического баланса системы пневмопривода приняты следующие данные [Л. 102]. Параметры атмосферного воздуха, засасываемого компрессорами: $p_1 = p_0 = 0,98 \text{ бар}$; $t_1 = t_0 = 15^\circ \text{С}$. Для упрощения примем, что этот воздух сухой и является идеальным газом. Давление сжатого воздуха, выходящего из компрессора, $p_2 = 6,86 \text{ бар}$, а средняя температура $t_2 = 115^\circ \text{С}$. Компрессоры охлаждаются водой, причем тепло, отбираемое охлаждающей водой, уходит в окружающую среду (рис. 119). Суммарная производительность компрессоров $\dot{G}_2 = 36\,500 \text{ кг/ч}$; суммарная электрическая мощность привода $N_{elk} = 2\,820 \text{ кВт}$. Ин-

дикаторная мощность компрессоров $N_{ik} = 2\,483 \text{ кВт}$ (к. п. д. электродвигателя $\eta_{el} = 0,95$; механический к. п. д. $\eta_m = 0,927$). При движении по сети воздухопровода часть сжатого воздуха из-за негерметичности ее теряется. В связи с этим на входе в пневматические двигатели расход воздуха равен $\dot{G}_3 = 276\,600 \text{ кг/ч}$. Параметры воздуха на входе в двигатель составляют $p_3 = 4,9 \text{ бар}$ и $t_3 = 15^\circ \text{С}$. В двигателях происходит адиабатное необратимое расширение воздуха до давления $p_4 = 0,98 \text{ бар}$. Средний внутренний к. п. д. двигателей $\eta_{is} = 0,38$, в связи с чем внутренняя мощность двигателей $N_{is} = 310,8 \text{ кВт}$, а средняя температура воздуха, покидающего двигатели, $t_4 = -25,4^\circ \text{С}$. Эффективная мощность двигателей $N_{es} = 264,2 \text{ кВт}$ (механический к. п. д. двигателей $\eta_{ms} = 0,85$).

Сжатый воздух в данном примере можно рассматривать как однородное вещество, поскольку его состав не подвергается изменениям и совпадает с составом воздуха в окружающей среде. Удельную термическую эксергию воздуха можно рассчитать по формуле (2-7). В качестве параметров состояния отсчета принимаются параметры воздуха в окружающей среде. Параметры воздуха в точках схемы (рис. 119) приведены в табл. 31.

Если принять, что количество воды, восполняющей потери в системе охлаждения, очень мало ($\dot{G}_w e_w \approx 0$), то эксергетический к. п. д. рассматриваемой установки

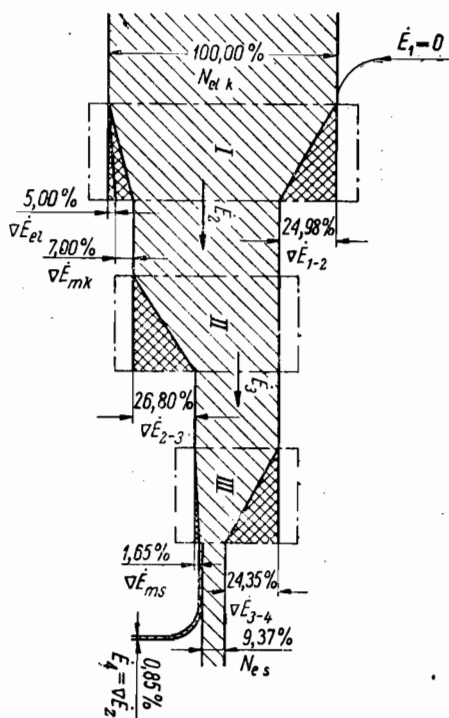


Рис. 120. Эксергетический баланс пневматической установки.

I — компрессорная станция; II — сеть трубопроводов; III — пневматические двигатели.

Параметры рабочего тела в пневматической установке

Номер точки на рис. 119	Давление, бар	Темпера- тура, °C	Удельная эксергия, кДж/кг	Расход воздуха, кг/ч	Мощность потока эксергии	
					E квт	$\dot{E}/Nelk$ %
1	0,98	15	0	36 500	0	0
2	6,86	115	175,3	36 500	1 777	63,02
3	4,9	15	133,2	27 600	1 022	36,22
4	0,98	-25,4	3,1	27 600	64	0,85

сжатого воздуха будет иметь в соответствии с формулой (10-1) значение

$$\eta_b = \frac{264,2}{2820} = 0,0937.$$

Потери эксергии в результате необратимости можно определить из эксергетического баланса отдельных звеньев рассматриваемой установки. Внешние потери эксергии, возникающие из-за разности температур воздуха, выходящего из пневмодвигателей, и окружающей среды, равны эксергии воздуха, выходящего в атмосферу:

$$\nabla \dot{E}_2 = \dot{E}_4 = 24 \text{ квт}.$$

Эксергетический баланс рассматриваемой системы пневмопривода представлен на рис. 120.

10-2. ПРОЦЕССЫ ОТОПЛЕНИЯ, КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ, СУШКИ

10-2-1. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ К. П. Д. ПРОЦЕССА ОТОПЛЕНИЯ

Наиболее распространенным способом отопления помещений является так называемое „центральное отопление“. При этом в отапливаемое помещение подается теплоноситель с энтальпией I_1 . Этот теплоноситель, отдав тепло $\dot{Q}_g$, покидает отапливаемое помещение, имея энтальпию I_2 ($\dot{Q}_g = I_1 - I_2$). Отапливаемое помещение можно рассматривать как приемник тепла с постоянной температурой T_g .

Эксергетический к. п. д. процесса отопления следует определить как отношение приращения эксергии $\Delta \dot{E}_{ex}$ отапливаемого объекта¹ к падению эксергии — $\Delta \dot{E}_g$ теплоносителя [Л. 7]. Определив величину $\Delta \dot{E}_{ex}$

¹ Здесь, так же как и при термостатировании посредством холодильной установки (см. примечание на стр. 174), эксергия отапливаемого объекта не меняется; поэтому приращение ее равно нулю. Весь поток эксергии $\Delta \dot{E}_{ex}$ при стационарных условиях идет только на компенсацию потерь тепла. Поэтому правильное название $\Delta \dot{E}_{ex}$ называть приведенной или эксергетической теплопроизводительностью. (Прим. ред.)

посредством формулы (2-37), а величину $\Delta \dot{E}_g$ по формуле (2-6), получим:

$$\eta_b = \frac{(I_1 - I_2) \frac{T_g - T_0}{T_g}}{I_1 - I_2 - T_0 (\dot{S}_1 - \dot{S}_2)}, \quad (10-2)$$

где 1 и 2 — индексы, обозначающие состояние теплоносителя, поступающего и покидающего отапливаемое помещение;

T_0 — абсолютная температура окружающей среды.

Приведенная формула справедлива для любого теплоносителя. Если теплоноситель обладает постоянной удельной теплоемкостью, а потери давления этого агента в отопительных приборах малы, то формула (10-2) принимает вид:

$$\eta_b = \frac{(T_1 - T_2) \frac{T_g - T_0}{T_g}}{T_1 - T_2 - T_0 \ln \frac{T_1}{T_2}}. \quad (10-3)$$

Например, для температур $t_0 = 0^\circ \text{C}$, $t_g = 20^\circ \text{C}$, $t_1 = 70^\circ \text{C}$ и $t_2 = 50^\circ \text{C}$ эксергетический к. п. д. центрального отопления $\eta_b = 0,379^*$.

Эксергетический к. п. д. электрического отопления равен к. п. д. двигателя Карно, установленного между источником и приемником тепла с температурами T_g и T_0 . Это положение вытекает непосредственно из того, что электрическая работа, так же как и механическая, эквивалентна эксергии. Например, эксергетический к. п. д. электрического отопления выражается фор-

* Вернее было бы назвать этот к. п. д. «к. п. д. отопительного прибора». (Прим. ред.)

мулой

$$\eta_b = \frac{\dot{Q}_g \frac{T_g - T_o}{T_g}}{N_{el}} = \frac{T_g - T_o}{T_g}, \quad (10-4)$$

где $N_{el} = \dot{Q}_g$ — электрическая мощность, израсходованная в нагревателе.

Например, для температур $t_o = 0^\circ\text{C}$ и $t_g = 20^\circ\text{C}$ получается $\eta_b = 0,0683$.

Если для отопления используется тепловой насос, то эксергетический к. п. д. отопления равен эксергетическому к. п. д. теплового насоса:

$$\eta_b = \eta_{bpc} = \frac{\Delta \dot{E}_{zt}}{\dot{E}_N}, \quad (10-5)$$

где $\dot{E}_N$ — расход энергии на привод теплового насоса.

10-2-2. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ К. П. Д. ПРОЦЕССОВ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Целью кондиционирования является поддержание в некотором ограниченном пространстве определенных параметров воздуха. Обычно регулировке подлежат температура t и влажность ϕ .

Для рациональной оценки совершенства кондиционирования можно

воспользоваться понятием эксергетического к. п. д., определяемым как отношение полученного в кондиционере приращения эксергии $\Delta \dot{E}_k$ воздуха к эксергии привода $\dot{E}_N$, расходуемой на поддержание процесса [Л. 7]:

$$\eta_b = \frac{\Delta \dot{E}_k}{\dot{E}_N}. \quad (10-6)$$

В качестве примера можно рассмотреть кондиционирование воздуха в установке, схематически изображенной на рис. 121. Работа такой установки зависит от господствующих в окружающей среде условий, т. е. от влажности и температуры воздуха окружающей среды. Воздух из окружающей среды в смесительной камере смешивается с частью воздуха, выходящего из помещения, обслуживаемого кондиционером; далее эта смесь проходит через фильтр, предварительный теплообменник, оросительную камеру, конечный теплообменник, а затем вентилятором нагнетается в пространство, в котором и поддерживается искусственный климат.

Эксергетический к. п. д. кондиционирования в данном случае можно выразить формулой

$$\eta_b = \frac{\dot{E}_5 - \dot{E}_1}{\dot{E}_1 - \dot{E}_{II} + \dot{E}_{w1} - \dot{E}_{w2} + \dot{E}_{III} - \dot{E}_{IV} + N_w}, \quad (10-7)$$

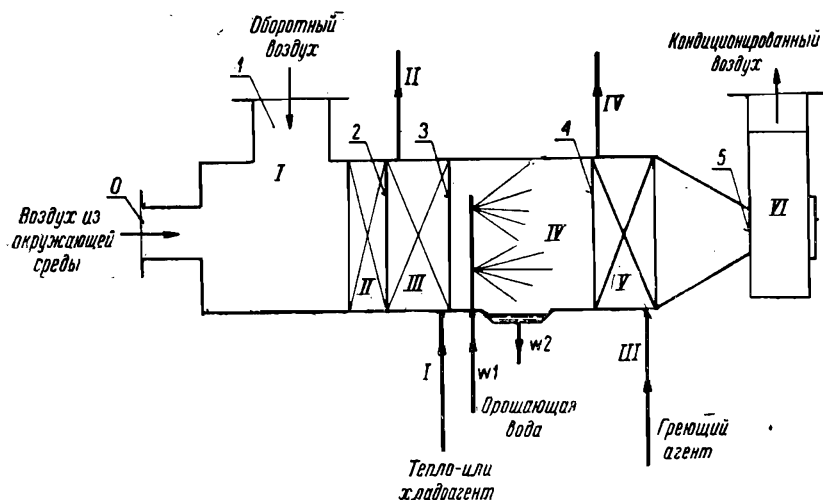


Рис. 121. Схема кондиционирующего оборудования.

I — смесительная камера; II — фильтр; III — предварительный теплообменник; IV — камера орошения; V — конечный теплообменник; VI — вентилятор.

где $\dot{E}_I - \dot{E}_{II}$ — падение эксергии теплоносителя или хладагента в предварительном теплообменнике;

$\dot{E}_{w1} - \dot{E}_{w2}$ — падение эксергии воды в оросительной камере;

$\dot{E}_{III} - \dot{E}_{IV}$ — падение эксергии теплоносителя в конечном теплообменнике;

N_w — электрическая мощность привода вентилятора.

В приведенных ниже примерах проанализированы вопросы определения эксергетического к. п. д. кондиционирования для двух случаев. Первый из них относится к условиям, существующим зимой, когда степень влажности воздуха X и его температура t в помещении больше степени влажности X_0 воздуха и температуры t_0 в окружающей среде ($X > X_0$ и $t > t_0$). Второй случай рассматривает условия, существующие летом ($X < X_0$ и $t < t_0$).

Пример 10-2. Расчет эксергетического к. п. д. кондиционера, работающего зимой

На рис. 122 представлена в системе координат i, X последовательность измене-

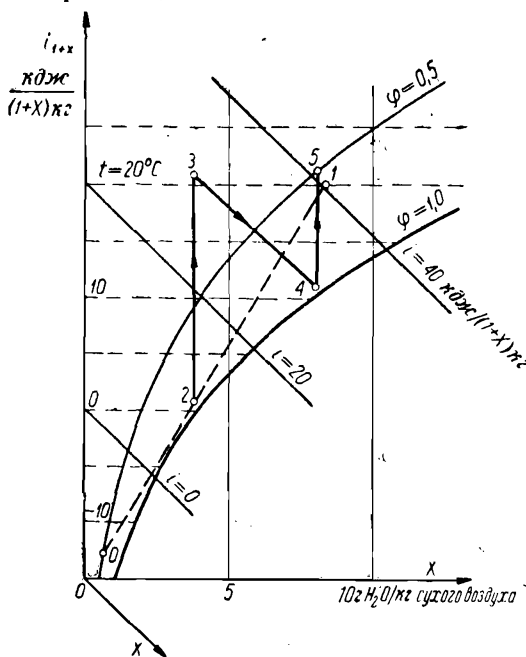


Рис. 122. Процессы изменения состояния влажного воздуха в кондиционирующей установке (зима).

ний, которым подвергается воздух, проходящий через работающую зимой установку кондиционирования. В примере принято [Л. 7], что воздух окружающей среды имеет параметры $t_0 = -13^\circ \text{C}$; $\phi_0 = 50\%$ и $p_0 = 0,98 \text{ бар}$. Параметры воздуха, покидающего помещение, в котором поддерживается искусственный климат, следующие: $t_I = 20^\circ \text{C}$; $\phi_I = 55\%$. Параметры кондиционированного воздуха: $t_5 = -21^\circ \text{C}$; $\phi_5 = 50\%$. Температура воды, питающей теплообменники $t_{I1} = t_{III1} = 60^\circ \text{C}$, а температура воды, выходящей из теплообменников, $t_{II1} = 40^\circ \text{C}$, $t_{IV1} = 45^\circ \text{C}$. Температура орошающей воды $t_{w1} \approx t_{w2} = 8^\circ \text{C}$. Отношение количества обратного воздуха к количеству свежего, засасываемого из окружающего пространства, $G_1/G_2 = 1,38$. В расчетах не учитываются потери в окружающую среду и приводная мощность вентилятора; кроме того, принято, что процесс увлажнения происходит по изотэнтальпе.

Величины, входящие в формулу (10-7), можно выразить следующим образом:

$$\dot{E}_I - \dot{E}_{II} = G(i_{I+X_s} - i_{I+X_2}) \times \left(1 - \frac{T_0}{T_{I-II}}\right) = 3,986 \text{ кВт};$$

$$\dot{E}_{III} - \dot{E}_{IV} = \dot{G}(i_{I+X_s} - i_{I-X_4}) \times \left(1 - \frac{T_0}{T_{III-IV}}\right) = 2,052 \text{ кВт};$$

$$\dot{E}_{w1} - \dot{E}_{w2} = G(X_4 - X_s) \times [i_{w2} - i_0 - T_0(s_{w2} - s_0)] = 0,412 \text{ кВт};$$

$$\dot{E}_5 = \dot{G}e_{I+X_s} = 3,810 \dot{G}, \text{ кВт};$$

$$\dot{E}_1 = \dot{G}e_{I+X_1} = 3,559 \dot{G}, \text{ кВт},$$

где G — расход сухого воздуха, кг/сек;

T — средняя логарифмическая абсолютная температура;

Значения удельной эксергии влажного воздуха e_{I+X_s} и e_{I+X_1} можно взять по номограмме на рис. 38. Остальные значения можно определить по диаграмме i, X и таблицам водяного пара.

После подстановки указанных выше значений в формулу (10-7) получим значение эксергетического к. п. д. $\eta_b = 0,039$.

Пример 10-3. Расчет эксергетического к. п. д. кондиционера при работе летом

Протекание изменений влажного воздуха в кондиционере, работающем летом, представлено на рис. 123. В «летнем» примере приняты следующие значения [Л. 7]: $t_{w1} = 10^\circ \text{C}$; $t_{w2} = 12^\circ \text{C}$; $t_0 = 30^\circ \text{C}$; $\phi_0 = 55\%$; $p_0 = 0,98 \text{ бар}$; $t_I = 25^\circ \text{C}$; $\phi_I = 50\%$; $t_5 = 20^\circ \text{C}$; $\phi_5 = 65\%$; $t_{III1} = 60^\circ \text{C}$; $t_{IV1} = 48^\circ \text{C}$; $G_1/G_0 = 2$. Остальные параметры имеют те же значения, что и в предыдущем примере. Кроме того, принято, что предварительный теплообменник отключен ($\dot{E}_I - \dot{E}_{II} = 0$) и охлаждение воздуха, а также конденсация требуемого количества воды происходят в оросительной камере.

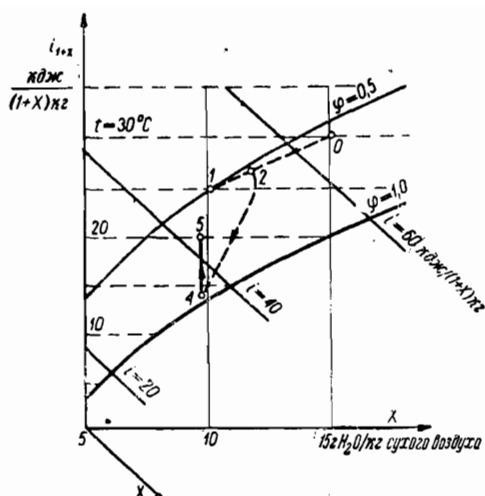


Рис. 123. Процессы изменения состояния влажного воздуха в кондиционирующей установке (лето).

Величины, входящие в формулу (10-7), можно выразить следующим образом:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{w1} - \dot{E}_{w2} &= \dot{G} [i_{1+x_1} + (X_2 - X_4) i_{w2} - i_{1+x_2}] \times \\ &\times \left(1 - \frac{T_0}{T_w}\right) + \dot{G} (X_2 - X_4) e_{w2} = \\ &= 1,105 \dot{G} \text{ квт}; \\ \dot{E}_{III} - \dot{E}_{IV} &= \dot{G} (i_{1+x_3} - i_{1+x_4}) \times \\ &\times \left(1 - \frac{T_0}{T_{III-IV}}\right) = 0,451 \dot{G} \text{ квт}; \\ \dot{E}_5 &= \dot{G} e_{1+x_5} = 0,837 \dot{G} \text{ квт}; \\ \dot{E}_1 &= \dot{G} e_{1+x_1} = 0,628 \dot{G} \text{ квт}. \end{aligned}$$

Подставив эти уравнения в формулу (10-7), получим значение эксергетического к. п. д. $\eta_b = 0,135$.

10-2-3. СУШКА

Если исходить из эксергетического к. п. д., сушка является излишним процессом. Это следует из того, что из каждого материала можно удалить влагу до удовлетворительного значения, поместив его на определенное время в окружающую среду. С этой точки зрения определение эксергетического к. п. д. сушки лишено практического значения.

В процессе сушки эксергия влажного материала, с одной стороны, уменьшается в результате потери им воды, а с другой увеличивается из-за повышения темпера-

туры подвергаемого сушке материала. Очевидно, два противоположных действия и решают вопрос изменения эксергии «сушащего» воздуха. Отсюда следует, что эксергетическую оценку совершенства процесса сушки следует производить не путем расчета к. п. д., а посредством соответствующего принятого показателя расхода эксергии. В работе [Л. 7] предложен расчет удельного расхода эксергии μ , выражающего отношение эксергии $\dot{E}$ сушащего агента к количеству воды $\dot{G}_w$, удаляемой во время сушки:

$$\mu = \frac{\dot{E}}{\dot{G}_w}. \quad (10-8)$$

Пример 10-4. Расчет удельного расхода эксергии в сушилке

Для примера рассмотрены изменения, происходящие в сушилке, в которую подается воздух при параметрах $t_1 = 70^\circ \text{C}$; $p_1 = p_2 = 0,98 \text{ бар}$; $X_1 = X_0$. Параметры окружающей среды составляют $t_0 = 15^\circ \text{C}$ и $\phi_0 = 60\%$. Понятно, что окончательная относительная влажность осушающего воздуха равна $\phi_2 = 95\%$ и что сушка происходит изоэнтальпно.

Величину μ можно выразить формулой

$$\mu = \frac{\dot{G} e_{1+x}}{\dot{G}_w}. \quad (10-9)$$

Отношение $\dot{G}/\dot{G}_w$ можно найти по материальному балансу воды:

$$\dot{G}_w = (X_2 - X_0) \dot{G}. \quad (10-10)$$

Взяв удельную эксергию e_{1+x} по номограмме на рис. 38 получим:

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{e_{1+x}}{X_2 - X_0} = \\ &= \frac{4,6}{0,0235 - 0,066} = 272,5 \text{ кДж/кг воды}. \end{aligned}$$

10-2-4. ГРАДИРНЯ

Градирия (так же как и сушилка) является установкой, задачей которой не является создание положительного эксергетического эффекта, поскольку снижение температуры охлаждающей воды связано с падением эксергии. Кроме того, в градирне происходят потери части охлаждающей воды (путем испарения и захвата капель), что является причиной дополнительных потерь

эксергии. При эксергетической оценке степени совершенства градирни можно, следовательно, применять только показатель удельного расхода эксергии μ , определяющий отношение суммы потерь эксергии к количеству тепла, отданного охлаждающей водой:

$$\mu = \frac{\Sigma \nabla E}{Q}, \quad (10-11)$$

где $\Sigma \nabla E$ — сумма потерь эксергии в градирне;

Q — тепло, отданное охлаждающей водой.

Пример 10-5. Расчет эксергетического баланса градирни

В качестве примера рассмотрено протекание процесса в градирне, схематически изображенной на рис. 124 [Л. 102]. В градирню поступает $G_w = 2150 \cdot 10^3$ кг/ч воды с температурой $t_{w1} = 34^\circ \text{C}$. Температура охлажденной воды $t_{w2} = 26^\circ \text{C}$. Параметры воздуха, поступающего в градирню и покидающего ее, приведены в табл. 32.

Воздух, выходящий из градирни, содержит капельки воды в количестве $g_w = 0,176$ кг/кмоль сухого воздуха. Расход воздуха, соответствующий данному расходу охлаждаемой воды, равен $n_g = 57683$ кмоль сухого воздуха в час. Потери воды в результате испарения и уноса капель составляют $\Delta G_w = 32660$ кг/ч.

Параметры воздуха окружающей среды: $p_0 = 0,986$ бар; $t_0 = 15^\circ \text{C}$ и влажность $\phi_0 = 60\%$. При расчете эксергии влажного воздуха и воды в качестве состояния отсчета принято состояние сухого воздуха в окружающей среде и водяного пара, содержащегося в воздухе окружающей среды. Следовательно, приняты следующие параметры воды в состоянии отсчета:

$$i_{0\text{H}_2\text{O}} = 2528 \text{ кДж/кг}$$

и

$$s_{0\text{H}_2\text{O}} = 9,0150 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град.}$$

Эксергия влажного воздуха, поступающего в градирню, равна нулю ($e_1 = 0$). Эксергию воздуха, покидающего градирню, рассчитывают по отношению к количеству, при-

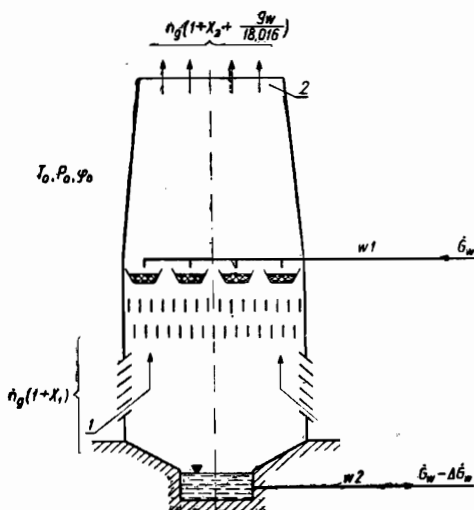


Рис. 124. Схема градирни.

ходящемуся на 1 кмоль сухого воздуха. Воспользовавшись номограммой на рис. 38, получим: $e_2 = 51,446$ кДж/(1+ X_2) кмоль влажного воздуха.

Эксергию воды можно рассчитать по формуле (3-4). При этом получаются значения $e_{w1} = 70,99$ кДж/кг и $e_{w2} = 69,11$ кДж/кг. Внутренние потери эксергии, возникающие в результате необратимости изменений, можно определить по эксергетическому балансу градирни:

$$\nabla \dot{E}_{1-2} = \dot{E}_1 + \dot{E}_{w1} - \dot{E}_2 - \dot{E}_{w2} = 928 \text{ квт.}$$

К этим потерям следует отнести внешние потери эксергии из-за выбрасывания в окружающую среду влажного воздуха, обладающего положительной эксергией

$$\nabla \dot{E}_2 = \dot{E}_2 = \dot{n}_g e_2 = 824 \text{ квт.}$$

Следовательно, суммарные потери эксергии составляют:

$$\Sigma \nabla \dot{E} = \nabla \dot{E}_{1-2} + \nabla \dot{E}_2 = 1752 \text{ квт.}$$

Потери эксергии $\nabla \dot{E}$ возникают в результате необратимости теплообмена между водой и окружающей средой, а также из-за испарения, уноса и прочих потерь

Таблица 32

Параметры влажного воздуха в градирне

Номер точки на рис. 124	Температура, °C	Давление, бар	Относительная влажность, %	Степень влажности X_2 кмоль H_2O /кмоль сухого воздуха	Удельная энтальпия	Удельная эксергия
					кДж/(1+ X_2) кмоль воздуха	
1	15	0,986	60	0,01045	909	0
2	25	0,986	97	0,03211	2200	51,446

Таблица 33

Эксергетический баланс градири

Часть	Статья баланса	Обозначения	квт
Приходная	Эксергия воды, поступающей в градирию	$\dot{E}_{w1}$	42 400
	Эксергия воздуха, поступающего в градирию	$\dot{E}_1$	0
		Вместе	42 400
Расходная	Эксергия воды, выходящей из градири	$\dot{E}_{w2}$	40 648
	Эксергия воздуха, выходящего из градири (внешние потери эксергии)	$\nabla \dot{E}_2$	824
	Внутренние потери эксергии	$\nabla \dot{E}_{1-2}$	928
		Вместе	42 400

охлаждающей воды. Эти потери эксергии можно также рассчитать по формуле

$$\nabla \dot{E} = \dot{G}_w (e_{w1} - e_{w2}) + \Delta \dot{G}_w e_{w2}.$$

Эксергетический баланс рассматриваемой градири приведен на рис. 33. Значение показателя удельного расхода эксергии следует из формулы (10-11):

$$\mu = \frac{\nabla \dot{E}}{\dot{G}_w c_w (t_{w1} - t_{w2})} = \frac{1752 \cdot 3600}{2150 \cdot 10^3 \cdot 4,186 (34 - 26)} = 0,0876.$$

$$\text{Удельная теплоемкость } c_w = 4,186 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град.}$$

10-3. ТУРБОРЕАКТИВНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

Турбореактивный двигатель является классическим примером, на котором можно продемонстрировать эксергетический баланс подвижного устройства. Упрощенная схема двигателя показана на рис. 125. Двигатель перемещается со скоростью u . Поток воздуха, входящий в двигатель, проходит последовательно через диффузор, нагреватель (или камеру сгорания) и сопло. Для упрощения дальнейших

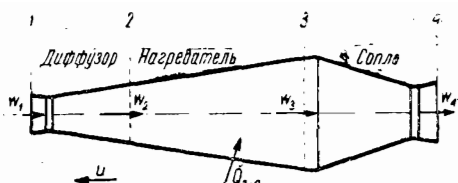


Рис. 125. Схема прямооточного двигателя.

выводов химический процесс сгорания, происходящий в реальном двигателе, заменен физическим процессом отбора тепла от источника с постоянной температурой.

Мощность N реактивного привода определяется умножением тяги K (направленной в сторону движения) на скорость u двигателя:

$$N = Ku_0. \quad (10-12)$$

Тяга для всего двигателя или части его определяется на основании закона сохранения количества движения:

$$K_{1-2} = \dot{G} [(\omega_2 - \omega_1) + a_2 (p_2 - p_0) + a_1 (p_1 - p_0)], \quad (10-13)$$

где $a = RT/\rho\omega$ — сечение, приходящееся на удельный расход рабочего тела;

ω — равнодействующая скорость потока относительно двигателя, параллельная вектору тяги, но направленная в противоположную сторону;

p — абсолютное давление газа;
 p_0 — абсолютное давление окружающей среды;

1 и 2 — индексы контрольных сечений двигателя.

Эксергетический к. п. д. реактивного привода выражается отношением мощности N к приводной эксергии $\dot{E}_N$:

$$\eta_b = \frac{N}{\dot{E}_N}. \quad (10-14)$$

Приводной эксергией может являться эксергия топлива или эксергия источника тепла. Наибольшие потери эксергии — это потери в нагревателе и внешние потери в результате неполного использования кинетической энергии и высокой температуры двигателем потока.

Таблица 34

Параметры воздуха в прямооточном реактивном двигателе

Номер точки на рис. 125	Давление p , бар	Температура T , °К	Скорость истечения воздуха w , м/сек	Разность удельных энтропий $S-S_0$, кдж/кг-град
1	0,539	256	400	0
2	1,029	330,6	100	0,0712
3	1,000	1 100	100	1,2872
4	0,539	940	576	1,3069

Таблица 35

Мощность реактивного привода на отдельных участках прямооточного реактивного двигателя

Участок	Тяга K , кг·м/сек ²	Мощность N , кВт
1—2	6 098	2 440
2—3	40 162	16 057
3—4	—39 227	—15 685
Двигатель полностью	7 033	2 812

Пример 10-6. Расчет эксергетического баланса струйного двигателя

В приведенном ниже примере приняты следующие условия [Л. 102]: двигатель совершает равномерное движение со скоростью $u=400$ м/сек. Параметры окружающего атмосферного воздуха: $p_0=p_1=0,539$ бар; $T_0=T_1=256^\circ$ К. Расход воздуха в двигателе $G=40$ кг/сек. Источник, отдающий тепло потоку воздуха, имеет температуру $T_{zr}=1200^\circ$ К. Предположим, что изменения в двигателе происходят изобарно. При большой скорости течения для реализации такого изменения требуется переменное сечение нагревателя. Параметры воздуха в обозначенных на рис. 125 харак-

терных сечениях приведены в табл. 34. Для упрощения также принято, что воздух является идеальным газом, сжатие в диффузоре и расширение в сопле происходят адиабатно (необратимо) и давление на входе в диффузор и выходе из сопла равно давлению окружающей среды.

В табл. 35 сопоставлены тяга и мощность реактивного привода для различных участков двигателя, определенные при помощи формул (10-12) и (10-13). Из этой таблицы видно, что диффузор и нагреватель создают тягу, направленную в сторону перемещения двигателя, а тяга сопла направлена в противоположную сторону.

Падение эксергии $-\Delta E_{zr}$ источника тепла, поддерживающего работу двигателя можно определить посредством формулы (2-37):

$$\dot{E}_{zr} = \dot{G}(i_3 - i_2) \times \left(1 - \frac{T_0}{T_{zr}}\right) = 24\,320 \text{ кВт.}$$

Эксергетический к. п. д. рассматриваемого струйного привода вычисляется по формуле (10-14), причем $\dot{E}_N = -\Delta E_{zr}$:

$$\eta_b = \frac{2\,812}{24\,320} = 0,116.$$

В данном случае воздух можно рассматривать как однородный газ, поскольку его состав не подвергается изменениям в исследуемом двигателе и такой же, как в окружающей среде. Эксергию воздуха, протекающего через двигатель, можно рассчитать при помощи формулы (2-44), используя одновременно формулы (2-1) и (2-7). В качестве параметров состояния отсчета можно принять параметры окружающего атмосферного воздуха. Результаты расчетов эксергии воздуха приведены в табл. 36. Как видно из таблицы, между конечным сечением диффузора и начальным сечением сопла существуют отрицательные значения эксергии потока воздуха.

Внутренние потери эксергии, возникающие в отдельных зонах двигателя, можно рассчитать, непосредственно используя закон Гюи—Стодоля [см. формулу (2-14)] или же замкнув эксергетический баланс. Например, уравнение эксергетического ба-

Таблица 36

Эксергия воздуха в прямооточном реактивном двигателе

Сечение	A	B	C	A+B-C	$\dot{G}e_r$, кВт	$\frac{\dot{G}e_r}{-\Delta E_{zr}}$, %
	$\frac{c^2}{2}$	$i - i_0 - T_0(s - s_0)$	$v \frac{u}{w}(p - p_0)$	e_r		
	кдж/кг					
1	0	0	0	0	0	0
2	44,96	56,72	180,88	—79,20	—3 169	—13,0
3	44,96	518,39	582,40	—18,21	—762	—3,1
4	15,45	352,63	0	368,07	14 722	60,6

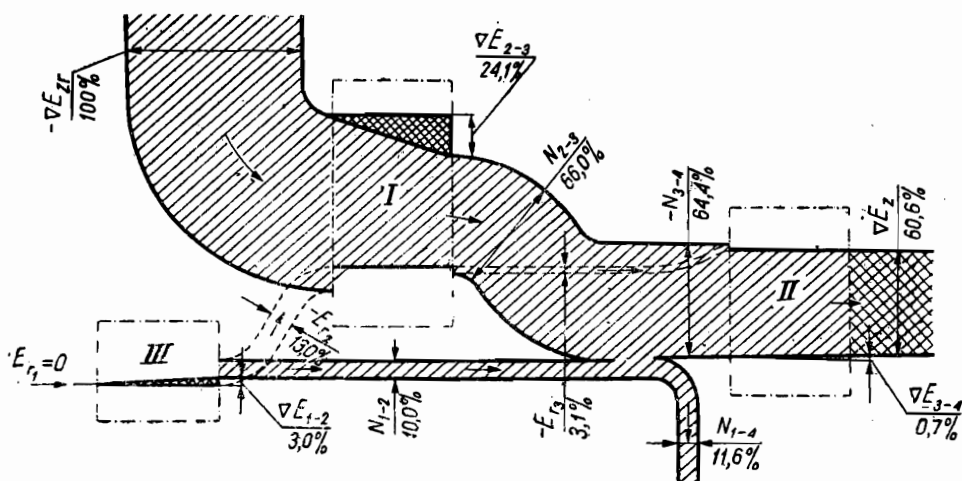


Рис. 126. Эксергетический баланс прямооточного двигателя.
I — нагреватель; II — сопло; III — диффузор.

ланса нагревателя записывается следующим образом:

$$\dot{G}e_{v_2} - \Delta \dot{E}_{T1} = \dot{G}e_{r_3} + N_{2-3} + \nabla \dot{E}_{2-3}. \quad (10-15)$$

Из этого уравнения получают внутренние потери эксергии в нагревателе $\nabla \dot{E}_{2-3} = 5856 \text{ кВт}$. Точно так же можно определить и остальные внутренние потери эксергии.

На рис. 126 изображен эксергетический баланс рассматриваемого струйного двигателя. Полосы отрицательной эксергии во входном и выходном сечениях нагревателя ограничены штриховыми линиями.

10-4. ГАЗОВАЯ ТУРБИНА

Эксергетический к. п. д. газотурбинного агрегата определяется отношением эффективной мощности N_e агрегата к эксергии $\dot{E}_p$ израсходованного топлива:

$$\eta_b = \frac{N_e}{\dot{E}_p}. \quad (10-16)$$

Наибольшими потерями эксергии в газотурбинном агрегате являются: внутренние потери в камере сгорания и внешние потери из-за высокой температуры продуктов сгорания, выбрасываемых в окружающую среду, а также в результате различия составов этих продуктов и окружающего воздуха.

Пример 10-7. Расчет эксергетического баланса газовой турбины

Ниже приведен пример расчета эксергетического баланса агрегата, схематиче-

ски изображенного на рис. 123 [Л. 103]. Принято, что турбину питают газообразным топливом (доменным газом), которое подвергается сжатию в отдельном компрессоре. Параметры рабочего агента в отдельных точках агрегата приведены в табл. 37. Газовое топливо имеет влажность $\varphi_2 = 100\%$ и следующий химический состав: $[CO] = 0,295$, $[H_2] = 0,017$, $[CH_4] = 0,003$, $[CO_2] = 0,105$ и $[N_2] = 0,58$. Теплотворная способность газа равна $W_d = 90\,050 \text{ кДж/кмоль}$, а степень влажности $X_2 = 0,0215 \text{ кмоль } H_2O \text{ на } 1 \text{ кмоль сухого горючего газа}$. Параметры окружающего воздуха: $p_0 = 0,98 \text{ бар}$; $t_0 = 18^\circ \text{C}$. Парциальные давления в окружающей среде: $p_{0N_2} = 0,7624 \text{ бар}$; $p_{0O_2} = 0,2027 \text{ бар}$; $p_{0CO_2} = 0,003 \text{ бар}$ и $p_{0H_2O} = 0,0144 \text{ бар}$. Степень влажности воздуха $X_1 = 0,0149 \text{ кмоль } H_2O \text{ на } 1 \text{ кмоль сухого воздуха}$.

В расчетах компоненты термодинамического агента рассматриваются как идеальные газы. Потери тепла камерой сгорания в окружающую среду составляют $25\,120 \text{ кДж/кмоль}$ сухого горючего газа. Принято, что сгорание газа происходит целиком и полностью. Из расчетов следует, что расход воздуха в процессе сгорания равен $n'_L = 8,966 \text{ кмоль}$ сухого воздуха на 1 кмоль сухого горючего газа. Количество приносимого воздухом водяного пара $n'_L X_1 = 0,134 \text{ кмоль } H_2O \text{ на } 1 \text{ кмоль}$ сухого горючего газа.

Количество компонентов продуктов сгорания (в киломолях на 1 кмоль сухого горючего газа) следующее: $n''_{CO_2} = 0,403$; $n''_{H_2O} = 0,178$; $n''_{O_2} = 1,721$ и $n''_{N_2} = 7,663$. В расчете не учитываются потери тепла в подогревателях газа и воздуха, а также принято, что параметры продуктов сгорания одинаковы на выходе из обоих подогревателей. Отсюда получается, что температура воздуха, выходящего из подогревателя, $t_5 = 357,4^\circ \text{C}$.

Эффективная мощность агрегата $N_e = 3\,000 \text{ кВт}$. Механический к. п. д. турбины

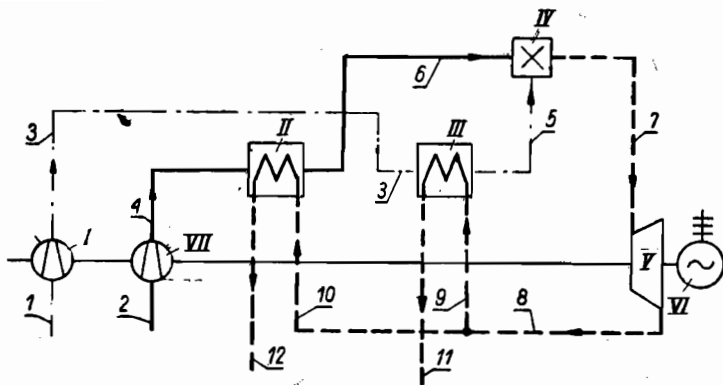


Рис. 127. Схема системы газовой турбины.

I — воздушный компрессор; II — подогреватель газа; III — подогреватель воздуха; IV — камера сгорания; V — газовая турбина; VI — электрогенератор; VII — газовый компрессор.

и компрессоров $\eta_m = 0,98$. В соответствии с приведенными выше значениями расход горячего газа $\dot{n}_g = 495,4$ кмоль сухого газа в час. Индикаторная мощность турбины $N_{i7-8} = 9445$ кВт. Индикаторная мощность газового компрессора $N_{i2-4} = 638,3$ кВт и мощность воздушного компрессора $N_{i1-3} = 5492$ кВт. Механические потери эксергии в турбине составляют:

$$\nabla \dot{E}_{m7-8} = (1 - \eta_m) N_{i7-8} = 188,8 \text{ кВт.}$$

Эффективная мощность турбины

$$N_{e7-8} = N_{i7-8} - \nabla \dot{E}_{m7-8} = 9256 \text{ кВт.}$$

Механические потери эксергии в газовом компрессоре

$$\nabla \dot{E}_{m2-4} = \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) N_{i2-4} = 13 \text{ кВт.}$$

Эффективная мощность газового компрессора

$$N_{e2-4} = N_{i2-4} + \nabla \dot{E}_{m2-4} = 621 \text{ кВт.}$$

Механические потери эксергии в воздушном компрессоре

$$\nabla \dot{E}_{m1-3} = \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) N_{i1-3} = 112 \text{ кВт.}$$

Эффективная мощность воздушного компрессора

$$N_{e1-3} = N_{i1-3} + \nabla \dot{E}_{m1-3} = 5604 \text{ кВт.}$$

Удельная эксергия горячего газа определена по формуле (4-33). Полученное зна-

чение удельной эксергии горячего газа $e_2 = 8755$ кДж/(1+X) кмоль. Эксергия газа, поступающего в агрегат, равна:

$$\dot{E}_2 = \dot{n}_g e_2 = 12077 \text{ кВт.}$$

Эксергетический к. п. д. агрегата составляет:

$$\eta_b = \frac{3000}{12077} = 0,2484.$$

Внешней потерей эксергии газотурбинного агрегата являются эксергии горячих продуктов сгорания, покидающих газовый и воздушный подогреватели.

Компоненты продуктов сгорания являются веществами отсчета, поэтому эксергию этих продуктов можно определить по формуле (3-7). Рассчитанная таким образом эксергия продуктов сгорания, выбрасываемых из агрегата, отнесенная к единице топлива, равна 19380 кДж/кмоль сухого горячего газа. Суммарная эксергия покидающих агрегат продуктов сгорания, являющаяся внешней потерей эксергии, составляет:

$$\nabla \dot{E}_z = \dot{E}_{i1} + \dot{E}_{i2} = \dot{n}_g \times 19380 = 2666 \text{ кВт.}$$

Относительные внешние потери эксергии

$$\xi_z = \frac{\dot{E}_{i1} + \dot{E}_{i2}}{\dot{E}_2} = 0,2207.$$

Остальные значения эксергии рабочих агентов в конкретных точках агрегата

Таблица 37

Параметры рабочих тел в газовой турбине

Номер точки на рис. 127	Род тела	Давление, бар	Температура, °C	Расход, кмоль/ч
0	Воздух из окружающей среды	0,98	18	—
1	Воздух	0,98	18	4508,1
2	Газ	0,98	18	495,4
3	Воздух	3,53	167	4508,1
4	Газ	3,53	167	495,4
5	Воздух	3,43	357,4	4508,1
6	Газ	3,43	355	495,4
7	Продукты горения	3,43	627	4936,7
8	То же	1,03	417	4936,7
9	» »	1,03	417	4421,8
10	» »	1,03	417	514,9
11	» »	0,98	230	4421,8
12	» »	0,98	230	514,9

можно определить, прибавляя соответствующие приращения термической эксергии к найденным ранее значениям эксергии газа, поступающего в агрегат, и продуктов сгорания, покидающих его, а также приняв, что воздух, потребляемый агрегатом, имеет нулевую эксергию. Результаты произведенных по этому методу расчетов приведены в табл. 38.

Внешние потери эксергии в результате необратимости изменений в рассмотренном примере рассчитаны на основании эксергетического баланса звеньев агрегата. Например, внутренние потери эксергии $\nabla \dot{E}_{3-5}$ можно определить при помощи эксергети-

ческого баланса воздушного подогревателя:

$$\nabla \dot{E}_{3-5} = \dot{E}_3 + \dot{E}_5 - \dot{E}_{11} - \dot{E}_8 = 740 \text{ квт.}$$

Относительные потери эксергии ξ_{3-5} в воздушном подогревателе составляют:

$$\xi_{3-5} = \frac{740}{12077} = 0.0613.$$

Эксергетический баланс газотурбинного агрегата представлен на рис. 128.

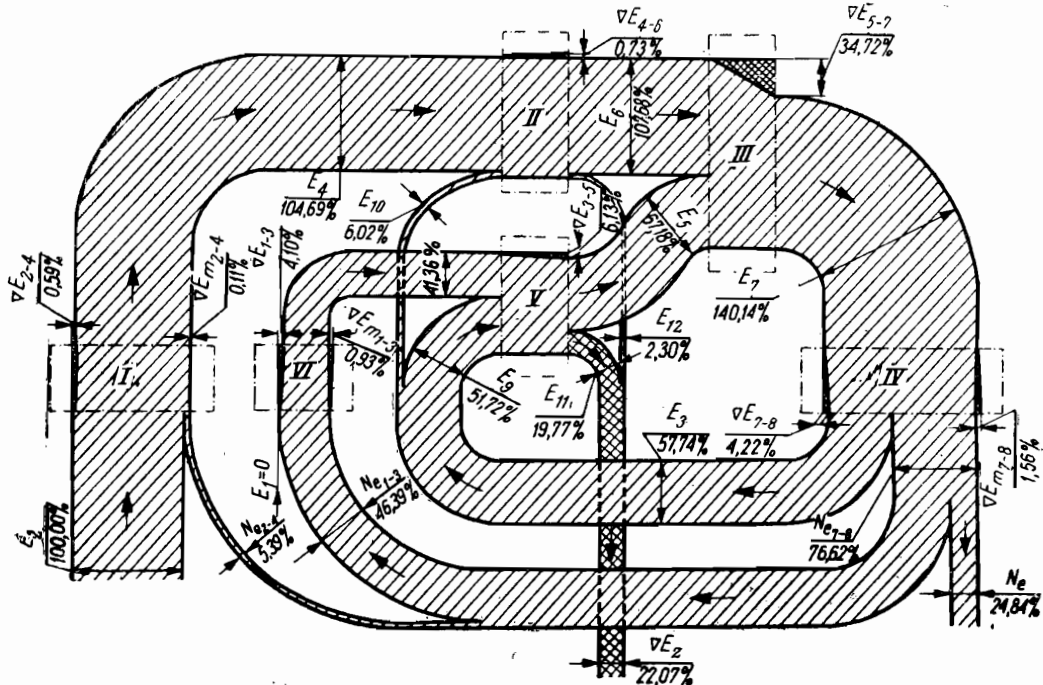


Рис. 128. Эксергетический баланс системы газовой турбины.

I — газовый компрессор; II — подогреватель газа; III — камера сгорания; IV — газовая турбина; V — подогреватель воздуха; VI — воздушный компрессор.

Определение эксергии рабочего тела в отдельных точках газовой турбины

Тело	Количество вещества, отнесенное к единице топлива, n , кмоль/кмоль·с. г. г.*	Рассматриваемое состояние x	Состояние известной эксергии z	A	B	C	$\frac{p_x}{p_z}$	D	A+B— C—DT ₀	Интенсивность потока эксергии	
				Известная эксергия pe_z , кДж/кмоль·с. г. г.*	Приращение энтальпии			Приращение энтропии	Эксергия		
					$n\Delta i \left \frac{x}{n} \right.$	$n\Delta i \left \frac{z}{n} \right.$					pe_x
										$\dot{E}_x = \dot{m}_g pe_x$, кВт	$\frac{E_x}{E_a}, \%$
Воздух . .	9,1	3	1	0	39 915	0	3,6	12,37	36 316	4 997	41,36
Воздух . .	9,1	5	1	0	92 121	0	3,5	113,88	58 983	8 116	67,18
Горючий газ	1,0215	4	2	87 793	4 639	0	3,6	1,80	91 909	12 650	104,69
Горючий газ	1,0215	6	2	87 793	10 718	0	3,5	13,65	94 537	13 010	107,68
Продукты горения . .	9,965	7	12	19 377	190 379	63 459	3,5	79,94	123 034	16 930	140,14
Продукты горения . .	9,965	8	12	19 377	121 745	63 459	1,05	92,69	50 688	6 975	57,74

* с. г. г. — сухого горючего газа.

10-5. АТОМНАЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯ

Совершенство атомной электростанции следует оценивать, как и совершенство тепловой электростанции, посредством эксергетического к. п. д. Основой определения этой величины является эксергетический баланс электростанции (см. подпараграф 7-1-1), из которого вытекает следующая формула эксергетического к. п. д. η_{bel} ядерной электростанции:

$$\eta_{bel} = \frac{N}{\dot{E}_p + \dot{G}_a e_a + \dot{G}_w e_w}, \quad (10-17)$$

где N — электрическая мощность, отдаваемая в сеть (за вычетом мощности, потребляемой всем вспомогательным оборудованием);

$\dot{E}_p$ — эксергия топлива, потребляемого электростанцией, отнесенная к единице времени;

$\dot{G}_a, e_a$ — расход и удельная эксергия воды, восполняющей потери в контуре;

$\dot{G}_w, e_w$ — расход и удельная эксергия воды, восполняющей потери охлаждающей воды.

Формула (10-17) выведена из условия, что единственным полезным эффектом работы ядерной электростанции является производ-

ство электроэнергии. При наличии других положительных эффектов формулу необходимо дополнить.

Топливом, расходуемым ядерной электростанцией, является элемент, который при делении высвобождает определенное количество энергии. Разность энтропий исходных и конечных продуктов процесса деления, вероятно, относительно невелика. В связи с этим в дальнейшем примем, что уменьшение эксергии ядерного топлива численно равно освобождающейся во время деления энергии [Л. 70].

Кроме того, при расчетах расхода ядерного топлива приняты следующие условия:

а) частично отработанный расщепляющийся материал, извлекаемый из реактора, подвергается переработке. Потери ядерного топлива, происходящие при этом процессе, являются потерями атомной электростанции. В число положительных эффектов электростанции не включена эксергия полезных материалов, получаемых в процессе переработки отработанного расщепляющегося материала;

б) в реакторе из урана-238 образуется определенное количество плутония-239. Часть этого плутония в реакторе расщепляется, давая дополнительный энергетический эффект. Но поскольку этот эффект по-

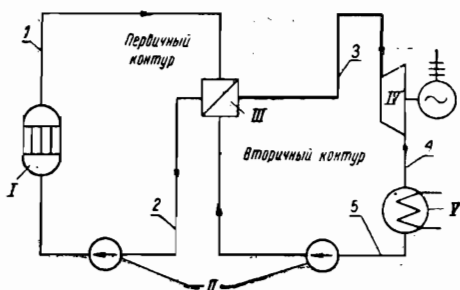


Рис. 129. Схема атомной электростанции.
I — реактор; II — насосы; III — теплообменник;
IV — турбина; V — конденсатор.

сравнению с эффектом расщепления урана-235 мал, он при расчете не принимался во внимание.

Учитывая число Авогадро, равное $6,0236 \cdot 10^{26}$ кмоль⁻¹, и считая, что энергия, освобождающаяся при единичном акте расщепления ядра, в среднем (для U^{235} , U^{238} , Pu^{239}) равна примерно 200 Мэв, эксергию $\dot{E}_p$ ядерного топлива можно выразить следующей упрощенной формулой:

$$\dot{E}_p = 5,354 \cdot 10^9 \frac{\dot{G}_p}{M}, \text{ кВт}, \quad (10-18)$$

где $\dot{G}_p$ — расход расщепляющегося изотопа, содержащегося в ядерном топливе, поставляемом на электростанцию, кг/ч;

M — молекулярный вес расщепляющегося изотопа.

Пример 10-8. Расчет эксергетического к. п. д. атомной электростанции

В качестве примера можно рассмотреть процессы на атомной электростанции, оборудованной ураново-графитовым реактором, охлаждаемым водой. Упрощенная схема такой электростанции представлена на рис. 129. Топливом, применяемым на электростанции, является обогащенный уран, содержащий 5% U^{235} . Заправка топлива составляет примерно 550 кг. Степень выжигания топлива в реакторе равна 20%, т. е. содержание U^{235} в топливных элементах во время работы снижается с 5 до 4%. Замена топливных элементов производится 1 раз в 2 месяца после 1440 ч эксплуатации.

Отсюда следует, что количество потребляемого электростанцией топлива равно приблизительно $\dot{G}_p = 5,5/1440 = 0,0038$ кг/ч. В данном случае величина $\dot{E}_p$ составляет:

$$\dot{E}_p = 5,354 \cdot 10^9 \cdot \frac{0,0038}{235} = 86,6 \cdot 10^3 \text{ кВт}.$$

Паровая система рассматриваемой электростанции состоит из двух контуров. В первичном контуре циркулирует высоко-радиоактивная вода, охлаждающая реактор. При выходе из реактора эта вода имеет параметры $p_1 = 98$ бар; $t_1 = 270^\circ \text{C}$. Проходя через теплообменник, эта вода охлаждается до температуры $t_2 = 190^\circ \text{C}$. Расход воды равен $\dot{G}_1 = 250\,000$ кг/ч. Вторичный контур не отличается от соответствующего контура работающей на обычном топливе тепловой электростанции. В теплообменнике образуется пар с параметрами $p_3 = 12,3$ бар и $t_3 = 260^\circ \text{C}$ в количестве $\dot{G}_3 = 40\,000$ кг/ч. Этот пар поступает в конденсационную турбину с внутренним к. п. д. $\eta_i = 0,8$ и механическим к. п. д. $\eta_m = 0,97$. Коэффициент

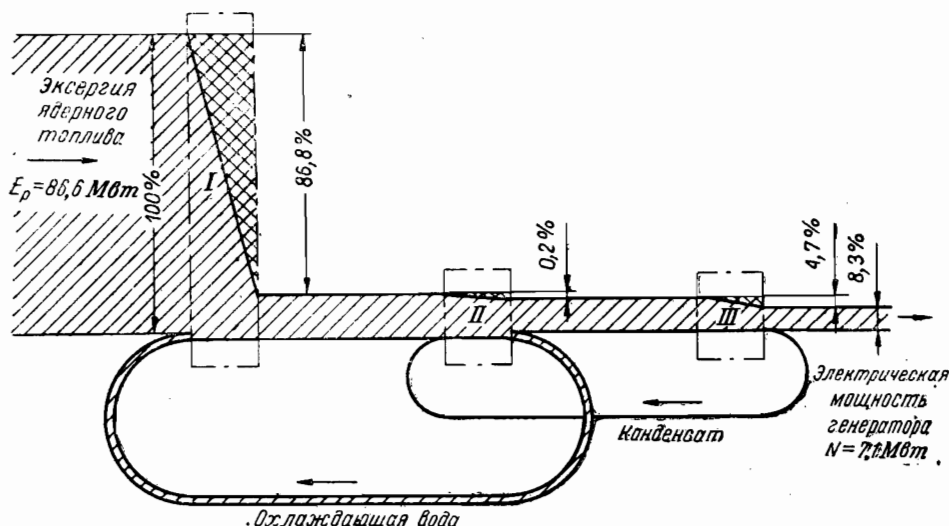


Рис. 130. Эксергетический баланс атомной электростанции.

I — реактор; II — теплообменник; III — машинное отделение.

полезного действия электрического генератора $\eta_g = 0,96$. Кроме того, принято, что давление в конденсаторе $p_4 = 0,049$ бар и что конденсат, выходящий из конденсатора, имеет температуру насыщения, соответствующую давлению p_4 .

Для рассматриваемой ядерной электростанции составлен упрощенный эксергетический баланс (рис. 130). Температура окружающей среды равна $t_0 = 10^\circ \text{C}$. Принято, что приводная мощность насосов мала по сравнению с мощностью генератора и что в трубопроводах и теплообменнике отсутствуют потери тепла в окружающую среду. Приняв дополнительно, что эксергии воды, восполняющей потери в контуре, и охлаждающей воды равны нулю (см. § 7-1), получим из формулы (10-17) упрощенную формулу эксергетического к. п. д.

η_{bel} ядерной электростанции:

$$\eta_{bel} = \frac{N}{\dot{E}_p} \quad (10-19)$$

Подставив соответствующие ранее полученные значения, получим:

$$\begin{aligned} \eta_{bel} &= \frac{\dot{G}_s (i_3 - i_4) \eta_m \eta_g}{\dot{E}_p} = \\ &= \frac{40\,000 (2\,950 - 2\,260) \cdot 0,97 \cdot 0,96}{3\,600 \cdot 86,6 \cdot 10^3} = \\ &= 0,083. \end{aligned}$$

Полученный к. п. д. ниже эксергетического к. п. д. обычной тепловой электростанции. Из рис. 130 становится ясно, что наибольшие потери эксергии происходят в реакторе.

ЭКСЕРГИЯ ТЕПЛОВОЙ РАДИАЦИИ

11-1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ, КАСАЮЩИЕСЯ РАДИАЦИИ

11-1-1. ПОНЯТИЕ ЭКСЕРГИИ РАДИАЦИИ

До настоящей главы в книге шла речь только об эксергии вещества. Ниже будет рассмотрено использование эксергии в области тепловой радиации. Сюда не входят явления люминесценции и хемлюминисценции.

Следует также пояснить, что слово «излучение» может пониматься либо как явление, характеризующее эмиссию фотонов, либо как продукты, возникающие в результате протекания этого явления. В дальнейшем в основном подразумевают второе понятие¹.

Радиация может рассматриваться с двух точек зрения. Можно говорить об удельной эмиссии поверхности тела, температура и свойства которой известны. С другой стороны, можно говорить о произвольной радиации, достигающей определенной поверхности и происходящей от неизвестного источника. Такую радиацию можно характеризовать величинами, полученными в результате измерений. В обоих случаях эксергия радиации определяет максимальную работу, которая может быть выполнена во время обратимого процесса приведения данной радиации в состояние термодинамического равновесия с окружающей средой.

¹ Чтобы избежать двойственности терминологии, ниже в русском тексте термин «излучение» применяется только для процесса эмиссии фотонов. (Прим. ред.)

Теория эксергии радиации может найти применение при оценке обратимости и полезности всех энергетических процессов, в которых участвует тепловое излучение. Прежде всего следует выявить возможность рациональной оценки к. п. д. энергетического оборудования, использующего энергию солнечной радиации.

Расчет эксергии радиации может быть также необходим при исследовании нагревательных систем, действующих с использованием излучения. Эксергетический баланс такого оборудования служит основой рациональной оценки совершенства его с помощью эксергетического к. п. д.

Из общих потерь эксергии, вызванных явлением необратимости теплообмена, например, в промышленных печах, можно с помощью приведенных в данной главе формул выделить ту часть потерь эксергии, которая вызвана необратимостью явлений поглощения и излучения радиации. С помощью эксергии радиации можно также анализировать биохимические процессы, происходящие в растениях. Эти процессы протекают благодаря эксергии, доставляемой радиацией. Их сущность состоит в преобразовании определенных внешних веществ (из почвы и воздуха) в определенные внутренние вещества (материал растения). При определенном значении эксергии радиации, поступающей в растение, возможна максимальная определенная производительность процесса синтеза при условии, что растение содержит

в достаточном количестве и в достаточной концентрации внешние вещества, необходимые для процесса. Пользуясь понятием эксергии радиации, можно оценить к. п. д. процессов, происходящих в растениях, и определить концентрации внешних веществ, необходимые для протекания этих процессов. Рассмотрение эксергетического баланса биохимических процессов, происходящих в растениях, возможно в том случае, если известны значения энтропии веществ, участвующих в этих процессах.

Понятие эксергии радиации можно также использовать при рассмотрении к. п. д. фотонных двигателей.

Учитывая встречающиеся в технической и физической литературе различия в терминологии, касающейся основных понятий в области радиации, ниже приведены важнейшие из них в таком виде, который наиболее удобен для рассмотрения вопросов эксергии радиации.

11-1-2. НАПРАВЛЕННАЯ ЯРКОСТЬ ИЗЛУЧЕНИЯ

Энергию d^3W излучения в форме пространственного угла $d\omega$, проходящего через элемент поверхности dA за время dt , можно определить с помощью формулы [Л. 80]:

$$d^3W = K \cos \vartheta dA d\omega dt, \quad (11-1)$$

где ϑ обозначает угол (рис. 131) между перпендикуляром к элементарной поверхности dA и направлением рассматриваемого угла $d\omega$. Величина K названа направленной яркостью излучения и имеет размерность $вт/м^2$. Как следует из формулы (11-1), направленная яркость выражает количество энергии, проходящей в виде элементарного пространственного угла через удельную поверхность, перпендикулярную направлению излучения, за единицу времени.

Для поляризованного излучения величину K можно представить следующим образом:

$$K = \int (K_v + K'_v) dv, \quad (11-2)$$

где v — частота колебаний, $сек^{-1}$; K_v, K'_v — наименьшее и наибольшее

значение составляющей монохроматической направленной яркости излучения¹, зависящей от частоты колебаний, $дж/м^2$.

Для неполяризованного излучения $K_v = K'_v$, и из формулы (11-2) следует формула

$$K = 2 \int K_v dv, \quad (11-3)$$

или

$$K = 2 \int K_\lambda d\lambda, \quad (11-4)$$

где K_v — монохроматическая направленная яркость излучения, поляризованного прямолинейно, зависящая от частоты колебаний, $дж/м^2 \cdot сек$; K_λ — монохроматическая направленная яркость излучения, поляризованного прямолинейно, зависящая от длины волн, $вт/м^2 \cdot стер$;

λ — длина волны, $м$.

Формулы (11-3) и (11-4) выражают одно и то же количество энергии. Спектральное распределение этой энергии рассмотрено в экспериментальной физике на о нове длины волн. Для теоретически выводов более удобно применять спектральное распределение на основе частоты колебаний, поскольку она не изменяется при переходе лучей из одной среды в другую.

Частоту колебаний определяют по формуле

$$v = \frac{u}{\lambda}, \quad (11-5)$$

где u обозначает скорость распространения радиации; для вакуума $u = c_r = 2,998 \cdot 10^8$ м/сек.

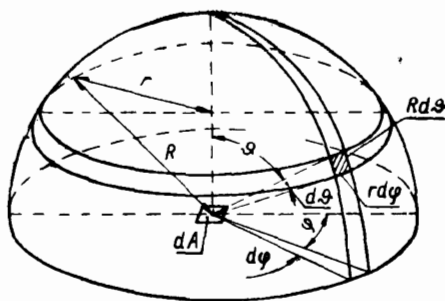
¹ В соответствии с принятой атомарной системой названий производных величин, характеризующих излучение на основе частоты колебаний или длины волн, они названы монохроматическими (например: монохроматическая яркость, монохроматическая освещенность). (Прим. ред.)

Если принять, что величины d_ν и $d\lambda$ для рассматриваемого диапазона частот имеют одинаковый знак, то для излучения в вакууме получится следующая зависимость:

$$d_\nu = \frac{c_r d\lambda}{\lambda^2}. \quad (11-6)$$

Приравняв правые части уравнений (11-3) и (11-4) и учитывая зависимость (11-6), получают формулу

$$K_\lambda = \frac{c_r K_\nu}{\lambda^2}. \quad (11-7)$$



$$\begin{aligned} dA &= dA' = (R d\theta)(R d\phi) \\ r &= R \sin \theta \\ d\omega &= \frac{dA'}{R^2} \end{aligned}$$

Рис. 131. Схема для расчета собственного излучения.

Для идеально черной поверхности с температурой T монохроматическая направленная яркость излучения, поляризованного прямолинейно, выражается в зависимости от длины волн формулой

$$K_{\lambda c} = \frac{c_r^2 h}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{c_r h / \lambda k T} - 1}, \quad (11-8)$$

где $h = 6,624 \cdot 10^{-34}$ Дж·сек — постоянная Планка;

$k = 138,03 \cdot 10^{-25}$ Дж/град — постоянная Больцмана.

Используя формулы (11-5) и (11-7), получают формулу для направленной монохроматической яркости прямолинейно поляризованного излучения идеально черной поверхности с температурой T в зависимости от частоты колебаний:

$$K_{\nu c} = \frac{h \nu^3}{c_r^2} \cdot \frac{1}{e^{h \nu / k T} - 1}. \quad (11-9)$$

Для идеально черной поверхности направленная монохроматическая яркость равна монохроматической освещенности.

11-3. СОБСТВЕННОЕ ИЗЛУЧЕНИЕ ПОВЕРХНОСТИ

Собственное излучение ω , Вт/м², выражает количество энергии, излучаемой через единицу площади тела во всех направлениях полусферы за единицу времени:

$$\omega = \int_{\omega=2\pi} \bar{K} \cos \theta d\omega, \quad (11-10)$$

где $\bar{K}$, Вт/м²·стер, обозначает силу света излучения эмиттирующей поверхности [Л. 71].

Формула для определения пространственного угла вытекает из рис. 131:

$$d\omega = \sin \theta d\theta d\phi. \quad (11-11)$$

Если излучение поверхности равномерно во всех направлениях, т. е. $\bar{K}$ имеет постоянное значение, то после подстановки формулы (11-11) в формулу (11-10) получают выражение

$$\omega = \bar{K} \int_0^{2\pi} d\phi \int_0^{\pi/2} \cos \theta \sin \theta d\theta = \pi \bar{K}. \quad (11-12)$$

Для получения формулы для собственного излучения ω_c идеально черной поверхности при температуре T следует подставить в формулу (11-12) формулы (11-3) и (11-9):

$$\omega_c = 2\pi \int_0^\infty \frac{h \nu^3}{c_r^2} \cdot \frac{1}{e^{h \nu / k T} - 1} d\nu. \quad (11-13)$$

После интегрирования получают правило Стефана — Больцмана:

$$\omega_c = \frac{2\pi^5 k^4}{15 c_r^2 h^3} T^4 = \frac{a c_r}{4} T^4 = \sigma T^4, \quad (11-14)$$

где величина a является универсальной постоянной со значением

$$a = \frac{8\pi^5 k^4}{15c^3 h^3} = 7,561 \cdot 10^{-16} \text{ дж/м}^3 \cdot \text{град}^4.$$

Энергию излучения $\dot{w}$ идеально серой поверхности часто выражают как часть излучения идеально черной поверхности:

$$\dot{w} = \varepsilon \dot{w}_c = \varepsilon \frac{ac_r}{4} T^4, \quad (11-15)$$

где ε — излучающая способность поверхности.

Если в точке P поверхность излучает только в пределах определенного пространственного угла¹ $\omega < 2\pi$ и если излучение распределено внутри этого угла равномерно, то собственная энергия излучения $\dot{W}_\omega$, вт/м^2 , в точке P может быть выражена формулой

$$\dot{W}_\omega = \bar{K} \iint d^2C. \quad (11-16)$$

Для сокращения записи принято

$$d^2C = \cos \vartheta \sin \vartheta d\vartheta d\varphi, \quad (11-17)$$

где ϑ и φ обозначают координаты направлений, охваченных пространственным углом ω (рис. 131).

Разделив уравнение (11-16) на (11-12), получают второй вид формулы (11-16):

$$\dot{w}_\omega = \frac{\dot{w}}{\pi} \iint d^2C. \quad (11-18)$$

¹ Это предположение можно интерпретировать с помощью обобщенного понятия излучения. Рассматривая излучение в общем виде, принимают, что в данной точке рассматриваемой поверхности оно является функцией длины волны, вида поляризации и направления излучения. Предположение, что элемент поверхности способен к излучению и поглощению радиации только в пределах угла $\omega < 2\pi$, равнозначно, таким образом, предположению, что для направлений, не охваченных этим углом, излучение равно нулю.

11-1-4. ЯРКОСТЬ РАДИАЦИИ

Радиация складывается из собственного излучения определенной поверхности и излучения, отраженного этой поверхностью. Сумма энергии этих обоих видов излучения, отнесенная к единице поверхности и единице времени, носит название яркости излучения. Яркость излучения в произвольной точке пространства выражает, таким образом, количество энергии радиации, проходящее через единицу контрольной поверхности за единицу времени.

Яркость излучения поверхности определяет полную энергию, излучаемую в единицу времени элементарной площадью. Для идеально черной поверхности, которая не отражает никаких лучей, яркость равна собственному излучению.

Понятием яркости радиации можно пользоваться в случае, когда рассматривают радиацию, испускаемую неизвестным источником. При этом неизвестно, какая часть приходящей радиации представляет собой собственное излучение неизвестной поверхности, а какая — отраженные этой поверхностью лучи.

Полную яркость радиации $\dot{H}_A$, вт , исходящей из определенной поверхности A и достигающей поверхности A' , можно выразить формулой

$$\dot{H}_{A'} = \int_A \dot{h}_A dA; \quad (11-19)$$

$$\dot{h}_A = \int_\omega K \cos \vartheta d\omega. \quad (11-20)$$

Яркость радиации $\dot{h}_{A'}$, вт/м^2 , падающей на элемент dA рассматриваемой поверхности A , выражают формулой

$$\dot{h}_{A'} = \iiint_{\vartheta, \varphi} (K_v + K'_v) d^2C dv. \quad (11-21)$$

Входящие в формулу (11-21) значения составляющих монохроматической яркости радиации K_v и K'_v зависят от углов ϑ и φ (рис. 131), частоты колебаний ν и вида поляризации. Для не-

поляризованного излучения $K_v = K'_v$, и тогда на основе формулы (11-21) получают новую формулу:

$$\dot{h}_A = 2 \iiint_{\vartheta, \varphi} K_v d^2C dv. \quad (11-22)$$

Для того чтобы решить интегралы в формуле (11-22), необходимо знать зависимость монохроматической направленной яркости K_v от углов ϑ и φ , а также от частоты колебаний ν для рассматриваемой точки P на поверхности A , на которую падают лучи:

$$K_{v,P} = f_P(\vartheta, \varphi, \nu). \quad (11-23)$$

Когда радиация не поляризована и распространяется равномерно во всех направлениях, K_v зависит только от ν :

$$K_v = f(\nu). \quad (11-24)$$

Яркость такой радиации можно выразить следующим образом:

$$\dot{h}_A = 2 \left[\iint_{\vartheta, \varphi} d^2C \right] \int_{\nu} K_v d\nu. \quad (11-25)$$

Если кроме того, из каждой точки поверхности A видна поверхность A' под пространственным углом 2π , то двойной интеграл, входящий в уравнение (11-25), имеет значение π , а яркость радиации выражается формулой

$$\dot{h} = 2\pi \int_{\nu} K_v d\nu. \quad (11-26)$$

В этом случае в каждой точке пространства между поверхностями A и A' яркость радиации будет одинаковой.

Подставив выражение (11-3) в (11-25), получают формулу для произвольной равномерной радиации:

$$\dot{h}_A = K \iint_{\vartheta, \varphi} d^2C. \quad (11-27)$$

Разделив уравнение (11-25) на (11-26), получают второй вид послед-

ней формулы:

$$\dot{h}_A = \frac{\dot{h}}{\pi} \iint_{\vartheta, \varphi} d^2C. \quad (11-28)$$

Для черной радиации при данной температуре T спектральное распределение энергии выражается формулой (11-9). После подстановки этой формулы в уравнение (11-26) и интегрирования получают:

$$\dot{h}_c = \frac{ac_r}{4} T^4 = \omega_c. \quad (11-29)$$

Из сравнения формул (11-29) и (11-14) вытекает, что яркость радиации идеально черной поверхности равна собственному излучению.

11-1-5. ЭНТРОПИЯ НАПРАВЛЕННОЙ ЯРКОСТИ РАДИАЦИИ

Энтропию d^2S радиации, заключенной в границах пространственного угла $d\omega$ и проходящей через элемент поверхности dA за время $d\tau$, можно определить с помощью формулы [Л. 80]

$$d^2S = L \cos \vartheta dA d\omega d\tau, \quad (11-30)$$

где ϑ обозначает угол (рис. 131) между перпендикуляром к элементарной поверхности dA и направлением рассматриваемого угла $d\omega$. Величина L носит название энтропии направленной яркости радиации¹ и имеет размерность $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град} \cdot \text{стер}^*$. Как вытекает из формулы (11-30), энтропия направленной яркости радиации выражает количество энтропии, проходящей за единицу времени через элементарную поверхность, перпендикулярную направлению излучения. Для поляризованного излучения величину L можно представить следующим образом:

$$L = \int_{\nu} (L_v + L'_v) d\nu, \quad (11-31)$$

где L_v , L'_v — энтропии наименьшей и наибольшей величин составляющей монохроматической направленной яркости радиации, зависящие от частоты

¹ Обозначение L принято по Планку.

* Если радиация происходит только от собственного излучения, то энтропия направленной яркости радиации равна энтропии излучения.

колебаний и определенные с помощью соответствующего значения K_v или K'_v , $\text{дж/м}^2 \cdot \text{град} \cdot \text{стер}$.

Для неполяризованного излучения $L_v = L'_v$ и из выражения (11-31) вытекает формула

$$L = 2 \int_v L_v dv, \quad (11-32)$$

или

$$L = 2 \int_\lambda L_v d\lambda, \quad (11-33)$$

где L_v — энтропия монохроматической направленной яркости радиации, поляризованной прямолинейно, зависящая от частоты колебаний, $\text{дж/м}^2 \cdot \text{град} \cdot \text{стер}$;

L_λ — энтропия монохроматической направленной яркости радиации, поляризованной прямолинейно, зависящая от длины волны, $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град} \cdot \text{стер}$.

Величина L_v была определена М. Планком по следующей формуле:

$$L_v = \frac{kv^2}{c_r^2} \left[\left(1 + \frac{c_r^2 K_v}{hv^2} \right) \times \right. \\ \left. \times \ln \left(1 + \frac{c_r^2 K_v}{hv^2} \right) - \frac{c_r^2 K_v}{hv^2} \ln \frac{c_r^2 K_v}{hv^2} \right]. \quad (11-34)$$

Учтя в формуле (11-34) зависимости (11-5), (11-6) и (11-7), получают выражение

$$L_v = \frac{c_r k}{\lambda^4} \left[\left(1 + \frac{\lambda^5 K_\lambda}{c_r^2 h} \right) \ln \left(1 + \frac{\lambda^5 K_\lambda}{c_r^2 h} \right) - \right. \\ \left. - \frac{\lambda^5 K_\lambda}{c_r^2 h} \ln \frac{\lambda^5 K_\lambda}{c_r^2 h} \right]. \quad (11-35)$$

11-1-6. ЭНТРОПИЯ СОБСТВЕННОГО ИЗЛУЧЕНИЯ

Энтропия собственного излучения $\dot{S}$, $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$, выражает количество энтропии излучения через единицу поверхности тела во всех направлениях полусферы за единицу времени:

$$\dot{S} = \int_{\omega=2\pi} \bar{L} \cos \vartheta d\omega, \quad (11-36)$$

где $\bar{L}$, $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$, обозначает энтропию силы света излучения поверхности.

Для излучения, равномерно распространяющегося во всех направлениях, величина $\bar{L}$ имеет постоянное значение; после подстановки уравнения (11-11) в (11-36) получают формулу

$$\dot{S} = \bar{L} \int_0^{2\pi} d\varphi \int_0^{\pi/2} \cos \vartheta \sin \vartheta d\vartheta = \pi \bar{L}. \quad (11-37)$$

Для случая, когда в точке P элемент поверхности dA излучает энергию только в пределах определенного пространственного угла $\omega < 2\pi$, если это излучение в пределах этого угла распределено равномерно, энтропия излучения выражается для точки P формулой

$$\dot{S}_\omega = \bar{L} \iint_{\vartheta, \varphi} d^2 C. \quad (11-38)$$

Разделив уравнение (11-37) на (11-38) можно получить другой вид формулы (11-38):

$$\dot{S}_\omega = \frac{\dot{S}}{\pi} \iint_{\vartheta, \varphi} d^2 C. \quad (11-39)$$

Для получения формулы энтропии s_c равномерного собственного излучения идеально черной поверхности с температурой T следует подставить зависимость: (11-9) в формулу (11-34) и принять во внимание, что для идеально черной поверхности энтропия силы света $\bar{L}$ равна энтропии направленной яркости L . После преобразований получают формулу

$$L_v = \frac{hv^2}{c_r^2 T} \cdot \frac{1}{e^{hv/kT} - 1} - \\ - \frac{kv^2}{c_r^2} \ln(1 - e^{-hv/kT}). \quad (11-40)$$

После подстановки уравнений (11-32) и (11-30) в формулу (11-37) и нахождения интеграла можно получить формулу

$$\dot{S}_c = \frac{8\pi^5 k^4}{45 c_r^2 h^3} T^3 = \frac{ac_r}{3} T^3. \quad (11-41)$$

Подобно тому, как это сделано в уравнении (11-15) для энергии излучения, можно определить энтропию собственного излучения идеально черной поверхности с помощью формулы

$$s = s_c = \varepsilon \frac{ac_r}{3} T^3. \quad (11-42)$$

11-1-7. ЭНТРОПИЯ ЯРКОСТИ ИЗЛУЧЕНИЯ

Энтропия яркости излучения выражает количество энтропии излучения, проходящей через удельную контрольную поверхность за единицу времени. Энтропия яркости излучения поверхности определяет количество энтропии излучения единичной поверхности за единицу времени.

Полная энтропия $j_{A'}$, в/град, яркости радиации, испускаемой определенной ограниченной поверхностью A' и достигающей поверхности A , можно выразить формулой

$$j_{A'} = \int_A j_{A'} dA, \quad (11-43)$$

где энтропия яркости радиации $j_{A'}$, вт/м²·град, падающей на элемент dA рассматриваемой поверхности A , выражается формулой

$$j_{A'} = \int_{\omega} L \cos \vartheta d\omega. \quad (11-44)$$

В формуле (11-44) ω обозначает пространственный угол, под которым видна поверхность A' с участка dA поверхности A . Для поляризованной радиации, приняв во внимание зависимости (11-31) и (11-11) и подставив их в уравнение (11-44), получают формулу

$$j_{A'} = \int_{\vartheta} \int_{\varphi} (L_{\vartheta} + L'_{\vartheta}) d^2C dv. \quad (11-45)$$

Входящие в формулу (11-45) значения составляющих энтропии монохроматической направленной яркости излучения L_{ϑ} и L'_{ϑ} зависят от углов ϑ и φ (рис. 131), а также от вида поляризации. Для неполяризованного

излучения $L_{\vartheta} = L'_{\vartheta}$; поэтому из формулы (11-45) получают выражение

$$j_{A'} = 2 \int_{\vartheta} \int_{\varphi} L_{\vartheta} d^2C dv. \quad (11-46)$$

Для вычисления интеграла в формуле (11-46) следует знать функцию (11-23). Для нахождения функции (11-23) можно использовать формулу (11-34).

Если яркость излучения поверхности A имеет для всех ее точек и направлений постоянное значение, то энтропия яркости излучения, проходящего от поверхности A' к поверхности A , выражается формулой

$$j_{A'} = \left[2 \int_{\vartheta} \int_{\varphi} d^2C \right] \int_{\vartheta} L_{\vartheta} dv. \quad (11-47)$$

Величина L_{ϑ} зависит в этом случае только от частоты колебаний и для определения ее по формуле (11-34) необходимо знать функцию (11-24).

Для радиации, падающей на поверхность A в форме пространственного угла 2π , двойной интеграл, содержащийся в уравнении (11-47), имеет значение π и энтропия яркости радиации выражается следующим образом:

$$j = 2\pi \int_{\vartheta} L_{\vartheta} dv. \quad (11-48)$$

Для равномерной радиации, падающей в точку P поверхности A в форме пространственного угла ω , можно путем подстановки уравнения (11-32) в уравнение (11-47) получить формулу

$$j_{\omega} = L \int_{\vartheta} \int_{\varphi} d^2C, \quad (11-49)$$

или после деления уравнения (11-47) на (11-48)

$$j_{\omega} = \frac{j}{\pi} \int_{\vartheta} \int_{\varphi} d^2C, \quad (11-50)$$

где ϑ, φ — координаты направлений, заключенных в границы пространственного угла ω .

Для равномерной черной радиации при температуре T можно подставить уравнения (11-34) и (11-9) в уравнение (11-48) и после интегрирования получить:

$$\dot{j}_c = \frac{ac_r}{3} T^3 = \dot{s}_c. \quad (11-51)$$

Отсюда следует, что для равномерной черной радиации энтропия яркости равна энтропии собственного излучения.

11-1-8. НЕОБРАТИМОСТЬ ИЗЛУЧЕНИЯ И ПОГЛОЩЕНИЯ РАДИАЦИИ

Для того чтобы показать необратимость излучения поверхности, следует пользоваться вторым законом термодинамики [Л. 80].

Явление излучения поверхности можно исследовать, опираясь на схему, представленную на рис. 132. Благодаря наличию источника тепла рассматриваемая поверхность, излучая энергию в виде радиации, сохраняет постоянную температуру T . Температура источника тепла равна температуре рассматриваемой поверхности. Энергетический баланс этой поверхности позволяет определить количество тепла $\dot{q}$. Если для упрощения принять, что поверхность является черной, то количество тепла можно будет найти по формуле (11-14):

$$\dot{q} = \dot{\omega}_c = \frac{ac_r}{4} T^4. \quad (11-52)$$

Величину приращения энтропии источника тепла Δs_{zr} можно определить с помощью формулы

$$\Delta \dot{s}_{zr} = -\frac{\dot{q}}{T}, \quad (11-53)$$

где $\dot{q}$ — тепло, отдаваемое источником тепла;

T — абсолютная температура этого источника.

Сумма приращений энтропии π складывается из приращения энтропии источника $\Delta \dot{s}_{zr}$, найденного по формуле (11-53), и энтропии возникающего собственного излучения поверхности,

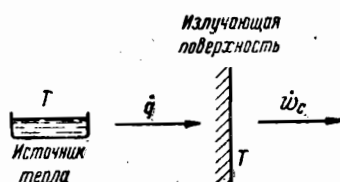


Рис. 132. Схема излучения радиации.

выраженной формулой (11-41):

$$\dot{\Pi} = -\frac{\dot{q}}{T} + \frac{ac_r}{3} T^3. \quad (11-54)$$

После подстановки уравнения (11-52) в формулу (11-54) получают:

$$\dot{\Pi} = \frac{ac_r}{12} T^3 > 0. \quad (11-55)$$

Из неравенства (11-55) следует, что излучение, происходящее без одновременного поглощения, для температуры T , большей абсолютного нуля, будет всегда представлять собой необратимое явление. Потери эксергии ∇e_e , возникающие при собственном излучении, отнесенном к единице поверхности и времени, после подстановки уравнения (11-55) в (2-14) можно выразить формулой

$$\nabla \dot{e}_e = \frac{ac_r}{12} T^3 T_0. \quad (11-56)$$

Явление поглощения радиации можно рассматривать на основе схемы, представленной на рис. 133. Если принять, что рассматриваемая поверхность является идеально черной и на нее падает радиация, являющаяся результатом излучения поверхности, расположенной параллельно и тоже черной, то из уравнений (11-41), (11-52) и (11-53) можно будет найти сумму приращений энтропии, выражаемую формулой

$$\dot{\Pi} = \frac{\dot{q}}{T} - \frac{ac_r}{3} T^3 = -\frac{ac_r}{12} T^3 < 0. \quad (11-57)$$

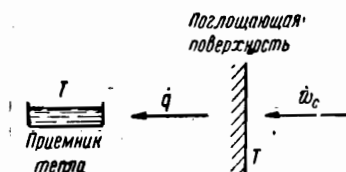


Рис. 133. Схема поглощения радиации.

Из неравенства (11-57) следует, что поглощение радиации без одновременного излучения невозможно, если температура поверхности $T > 0^\circ \text{ К}$. Этот результат согласуется с законом Кирхгофа.

Можно также рассмотреть сумму приращений энтропии при одновременном поглощении и излучении радиации в системе двух черных параллельных очень больших площадей (рис. 134). В случае, когда температура T_I поверхности I выше температуры T_{II} поверхности II , из энергетического баланса, например, поверхности I можно определить количество тепла, идущего на теплообмен, q :

$$\dot{q} = \frac{ac_r}{r} (T_I^4 - T_{II}^4). \quad (11-58)$$

Сумма приращений энтропии $\dot{\Pi}_I$ для процесса, протекающего на поверхности I , составляется из приращения энтропии источника, найденной по формуле (11-53) для уменьшения энтропии вследствие собственного излучения поверхности II и возникающей удельной энтропии поверхности I .

После использования уравнений (11-58) и (11-41) получают:

$$\begin{aligned} \dot{\Pi}_I &= -\frac{\dot{q}}{T_I} + \dot{s}_{cI} - \dot{s}_{cII} = \\ &= \frac{ac_r}{12} \left(T_I^3 + 3 \frac{T_{II}^4}{T_I} - 4T_{II}^3 \right). \end{aligned} \quad (11-59)$$

После введения новой переменной $x = T_{II}/T_I$ уравнение (11-59) можно преобразовать в уравнение, имеющее вид:

$$\dot{\Pi}_I = \frac{ac_r}{12} T_I^3 \varphi(x), \quad (11-60)$$

где

$$\varphi(x) = 3x^4 + 1 - 4x^3. \quad (11-61)$$

В уравнении (11-61) перед функцией $\varphi(x)$ стоит дополнительный множитель. Вместо того, чтобы исследовать экстремум функции $\dot{\Pi}_I$, достаточно исследовать экстремум функции $\varphi(x)$. После приравнивания нулю первой производной этой

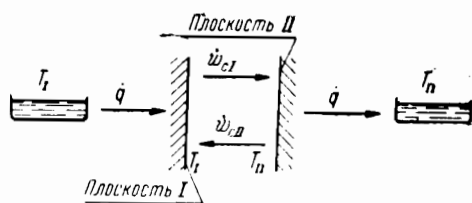


Рис. 134. Схема одновременного излучения и поглощения.

функции

$$\frac{d\varphi}{dx} = 12x^3 - 12x^2 = 0 \quad (11-62)$$

можно сделать вывод, что экстремум может наступить только для $x=1$ (т. е. для $T_I = T_{II}$). Для этого значения x вторая производная функции будет больше нуля:

$$\left(\frac{d^2\varphi}{dx^2} \right)_{x=1} = 36x^2 - 24x = 12 > 0. \quad (11-63)$$

Поскольку, как это следует из формулы (11-63), для $x=1$ существует минимум, значение $\dot{\Pi}_I$ для всех положительных температур T_I и T_{II} будет также положительным, а в точке $x=1$ оно будет равно нулю. Это означает, что только при $T_I = T_{II}$ одновременные излучение и поглощение радиации будут обратимыми. При всех других значениях абсолютных температур одновременные излучение и поглощение необратимы. Потери эксергии $\nabla \dot{e}_I$, возникающие в результате необратимости явлений излучения и поглощения на поверхности I , можно определить по формуле, которую получают путем подстановки уравнения (11-59) в уравнение (2-14), отнесенное к единицам поверхности и времени:

$$\nabla \dot{e}_I = \frac{ac_r}{12} \left(T_I^3 + 3 \frac{T_{II}^4}{T_I} - 4T_{II}^3 \right). \quad (11-64)$$

Следует добавить, что общие потери эксергии $\nabla \dot{e}_{I-II}$ возникающие при теплообмене между двумя черными поверхностями, вызванном радиа-

цией (рис. 134), находят по формуле

$$\begin{aligned} \nabla e_{I-II} &= \dot{q} \left(\frac{1}{T_{II}} - \frac{1}{T_I} \right) T_0 = \\ &= \frac{ac_r}{4} (T_I^4 - T_{II}^4) \left(\frac{1}{T_{II}} - \frac{1}{T_I} \right) T_0. \end{aligned} \quad (11-65)$$

Суммируя потери эксергии, найденные с помощью формулы (11-64), для явлений, протекающих на поверхностях I и II, получают выражение, сходное с формулой (11-65), что подтверждает правильность приведенных выше выводов.

Если принимают, что поверхность I является идеально серой и имеет произвольную температуру T , а поверхность II, наоборот, имеет температуру окружающей среды T_0 и остается черной, то из уравнения (11-65) после соответствующих преобразований получают формулу для потерь эксергии ∇e_{I-II} , отнесенных к удельной поверхности:

$$\nabla e_{I-II} = \varepsilon \frac{ac_r}{4} (T^4 - T_0^4) \left(1 - \frac{T_0}{T} \right), \quad (11-66)$$

где ε — излучательная способность поверхности I.

11-2. ЭКСЕРГИЯ ИЗЛУЧЕНИЯ

11-2-1. ЭКСЕРГИЯ ЧЕРНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ

Эксергия вещества выражает максимальную способность к выполнению работы в данных условиях окружающей среды. Можно рассмотреть работу, выполняемую определенной системой, включающей некоторое количество черной радиации¹. Более удобно в этом случае пользоваться моделью, показанной на рис. 135 [Л. 76]. В помещении в вакуум цилиндре с поршнем находится черная радиация при абсолютной температуре T_1 . Стенки цилиндра и дно поршня идеально зеркальны. В системе отсутствует трение. По другую сторону поршня

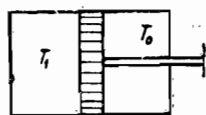


Рис. 135. Излучение в цилиндре с поршнем.

существует черная радиация при температуре окружающей среды T_0 . В результате разности давлений излучения поршень будет перемещен вправо, если T_1 больше T_0 , или влево, если T_1 меньше T_0 . Давление радиации p определяют по формуле

$$p = \frac{a}{3} T^4, \quad (11-67)$$

где $a = 7,561 \cdot 10^{-16} \text{ Дж/м}^3 \cdot \text{град}^4$ — универсальная постоянная; T — температура черной радиации.

Отсюда следует, что система выполняет работу независимо от того, имеет ли рассматриваемая радиация более высокую или более низкую температуру, чем окружающая среда; поэтому для всех температур, отличающихся от температуры окружающей среды, эксергия излучения будет больше нуля. В цилиндре произойдет адиабатный процесс в соответствии с уравнением

$$pV^{4/3} = \text{const}, \quad (11-68)$$

где V — объем, занимаемый радиацией.

Этот процесс можно представить графически в системе координат pV (рис. 136). Эксергия черной ра-

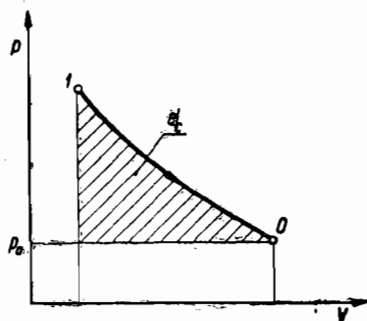


Рис. 136. Адиабатные преобразования излучения.

¹ Определение «черная радиация» обозначает собрание фотонов, характеризующееся спектром идеально черного излучения. Собрание фотонов может, очевидно, существовать независимо от излучающего тела.

диации e_c в цилиндре равна полезной работе:

$$e_c = \int_1^0 p dV - (V_0 - V) p_0. \quad (11-69)$$

Используя зависимости (11-67) и (11-68) и подставив $V_1 = 1 \text{ м}^3$ в формулу (11-69), получают:

$$e_c = \frac{a}{3} (3T_1^4 + T_0^4 - 4T_0T_1^3), \text{ дж/м}^3. \quad (11-70)$$

Чтобы получить эксергию излучения рассматриваемой радиации, необходимо величину e_c умножить на множитель $c_r/4$, найденный из чисто геометрических соображений. В результате получают формулу для эксергии излучения e_c черной радиации:

$$\dot{e}_c = \frac{ac_r}{12} (3T_1^4 + T_0^4 - 4T_0T_1^3), \text{ вт/м}^2, \quad (11-71)$$

где $c_r = 2,998 \cdot 10^8 \text{ м/сек}$ — скорость распространения радиации в вакууме.

Приведенные выше соображения могли бы вызвать некоторые сомнения по поводу того, что в расчетах работы, выполненной системой, не учтена работа, выполненная во время заполнения цилиндра радиацией. Однако это заполнение происходит благодаря излучательной способности какого-либо тела, за счет его энергии или за счет тепла, подводимого к этому телу. В связи с этим ни в одном случае явление наполнения не может приниматься в расчет при рассмотрении эксергии только самой радиации, рассматри-

ваемой как продукт, который возникает во время излучения.

Приведенный выше способ выведения формулы (11-71) содержит в себе возможность увеличения ошибки, заключающейся во включении работы наполнения в значение эксергии черной радиации. Эта же формула может быть выведена другим способом, вызывающим меньше сомнений, на основе эксергетического баланса излучающей поверхности.

11-2-2. ВЫВЕДЕНИЕ ФОРМУЛЫ ДЛЯ ЭКСЕРГИИ СОБСТВЕННОГО ИЗЛУЧЕНИЯ

Для расчета эксергии излучения идеально серой поверхности можно воспользоваться моделью, представляющей собой две концентрические цилиндрические поверхности A и A_0 , которые благодаря источникам тепла удерживают постоянные температуры T и T_0 (рис. 137) [Л. 74]. Наружная поверхность заменяет действие окружающей среды, и поэтому принято, что она имеет температуру T_0 . Форма обеих поверхностей не имеет влияния на результаты расчетов, что будет подтверждено ниже. Круговая форма поверхности цилиндров принята только для удобства вводных рассуждений (постоянство местных соотношений конфигурации). Излучательная способность ϵ_0 как определенное свойство поверхности A_0 также не может оказывать влияния на значение эксергии собственной эмиссии поверхности A , что тоже будет показано ниже. Для упрощения расчетов можно принять $\epsilon_0 = 1$, чтобы избежать рассмотрения отражения излучения поверхности A от поверхности A_0 . Излучательная способность внутренней поверхности A может быть произвольной.

Поток эксергии, переносимый потоком фотонов, в схематическом виде представлен на рис. 137, где:

$\dot{e}$, $\dot{e}_0$ — эксергии собственного излучения поверхностей A и A_0 , отнесенные к 1 м^2 соответствующей поверхности, за 1 сек , вт/м^2 ;

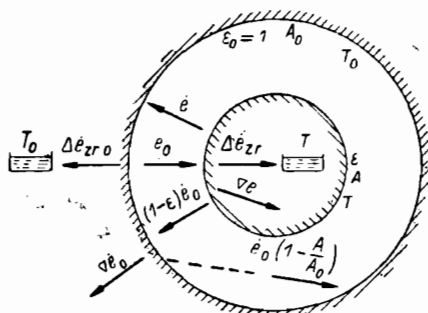


Рис. 137. Схема эксергетического баланса излучающей поверхности.

$\Delta \dot{e}_{zr}, \Delta \dot{e}_{zr0}$ — приращения эксергии источников тепла с температурами T и T_0 , подставляющих тепло 1 м^2 поверхностей A и A_0 за 1 сек , вт/м^2 ;

$\nabla \dot{e}, \nabla \dot{e}_0$ — потери эксергии, вызванные необратимостью одно-временных излучения и поглощения радиации на поверхностях A и A_0 и отнесенные к 1 м^2 соответствующей поверхности, за 1 сек , вт/м^2 .

Для определения искомой величины $\dot{e}$ следует составить эксергетический баланс 1 м^2 поверхности A , который на основе уравнения (2-34) может быть представлен в следующем виде:

$$\frac{A_0}{A} \dot{e}_0 \varphi_{z-w} = \dot{e} + \frac{A_0}{A} (1 + \varepsilon) \times \\ \times \dot{e}_0 \varphi_{z-w} + \Delta \dot{e}_{zr} + \nabla \dot{e}, \quad (11-72)$$

где $\varphi_{z-w} = A/A_0$ — отношение площадей наружной поверхности A_0 и внутренней поверхности A .

Как вытекает из определения эксергии, тело при температуре окружающей среды T_0 имеет такое собственное излучение, эксергия которого равна нулю:

$$\dot{e}_0 = 0. \quad (11-73)$$

Пользуясь формулой (2-37), можно определить приращение эксергии источника тепла при температуре T :

$$\Delta \dot{e}_{zr} = -\dot{q} \frac{T - T_0}{T}, \quad (11-74)$$

где $\dot{q}$ — тепло, подводимое от источника с температурой T к 1 м^2 поверхности A за 1 сек , вт/м^2 . Это количество тепла, которое обеспечивает условия, при которых температура T поверхности A , обладающей излучательной способностью, поддерживается на определенном уровне. Одновременно оно является

теплом, участвующим в теплообмене между поверхностями A и A_0 . Пользуясь формулой Христиансена и уравнением (11-14) и принимая $\varepsilon_0 = 1$, получают:

$$\dot{q} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{A}{A_0} \left(\frac{1}{\varepsilon_0} - 1 \right)} \cdot \frac{ac_r}{4} \times \\ \times (T^4 - T_0^4) = \varepsilon \frac{ac_r}{4} (T^4 - T_0^4). \quad (11-75)$$

Для определения потерь эксергии $\nabla \dot{e}$ следует прежде всего определить соответствующую сумму приращений энтропии $\dot{\Pi}$ для поверхности A , баланс которой рассматривается, т. е. для одновременных излучения и поглощения на этой поверхности

$$\dot{\Pi} = -\frac{\dot{q}}{T} + \dot{s} - \varepsilon \frac{\dot{s}_{c0} A_0 \varphi_{z-w}}{A}. \quad (11-76)$$

Из уравнения (11-76) видно, что величина $\dot{\Pi}$ складывается из приращения энтропии источника тепла $(-\dot{q}/T)$, энтропии возникающего собственного излучения поверхности A и энтропии $(-\varepsilon \dot{s}_{c0})$, поглощаемой поверхностью A , т. е. части собственной эмиссии поверхности A_0 .

Используя закон Гюн—Стодолы, представленный уравнением (2-14), и подставив уравнения (11-73), (11-74), (11-75), (11-76) и (11-42) в уравнение (11-72), получают после преобразований формулу

$$\dot{e} = \varepsilon \frac{ac_r}{12} (3T^4 + T_0^4 - 4T_0 T^3). \quad (11-77)$$

Приняв во внимание постоянные величины, можно определить эксергию собственного излучения в ваттах для всей поверхности A по формуле

$$\dot{E} = A \cdot 1,8889 \cdot 10^{-8} (3T^4 + T_0^4 - 4T_0 T^3). \quad (11-78)$$

Эксергия собственного излучения, выраженная в ккал/ч , опреде-

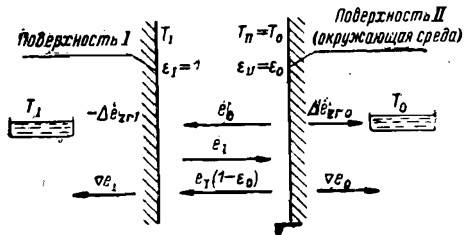


Рис. 138. Модель, служащая для определения влияния излучательной способности поверхности на эксергию собственного излучения.

ляется формулой

$$\dot{E} = A_* \cdot 1,6239 \left[3 \left(\frac{T}{100} \right)^4 + \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 - 4 \left(\frac{T_0}{100} \right) \left(\frac{T}{100} \right)^3 \right]. \quad (11-79)$$

Эксергия собственного излучения не зависит от соотношения площадей поверхностей, поскольку в формулу (11-78) не входит отношение площадей излучающих поверхностей A/A_0 .

11-2-3. НЕЗАВИСИМОСТЬ ЭКСЕРГИИ СОБСТВЕННОГО ИЗЛУЧЕНИЯ ОТ ИЗЛУЧАТЕЛЬНОЙ СПОСОБНОСТИ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

Не вызывает сомнений, что величина эксергии зависит от температуры окружающей среды. В то же время можно сомневаться в том, зависит ли величина эксергии от излучательной способности окружающей среды. Чтобы решить этот вопрос, использована модель, представленная на рис. 138, изображающая две бесконечно большие параллельные поверхности I и II [Л. 74]. Излучательная способность $\epsilon_{II} = \epsilon_0$ поверхности II произвольна. В данном случае рассматривают эксергию собственного излучения e_I поверхности I . Для упрощения определения количества тепла, участвующего в теплообмене между поверхностями, можно принять, что поверхность I является идеально черной ($\epsilon_I = 1$). Тогда количество $\dot{q}$ тепла, участвующее в теплообмене, можно выразить формулой

$$\dot{q} = \epsilon_0 \frac{ac_r}{4} (T_1^4 - T_0^4). \quad (11-80)$$

Составленный на основе формулы (2-34) эксергетический баланс можно представить, например, для поверхности I следующим образом:

$$\dot{e}_0 + \dot{e}_I(1 - \epsilon_0) = \dot{e}_I + \Delta \dot{e}_{zrI} + \nabla \dot{e}_I. \quad (11-81)$$

На основе уравнения (2-37) приращение эксергии источника тепла с температурой T_1 составляет:

$$\Delta \dot{e}_{zrI} = -\dot{q} \frac{T_1 - T_0}{T_1}. \quad (11-82)$$

Пользуясь формулой (2-14), потери эксергии $\nabla \dot{e}_I$, возникающие в результате необратимости одновременных излучения и поглощения на поверхности I , можно выразить следующим образом:

$$\begin{aligned} \nabla \dot{e}_I &= T_0 \left[-\frac{\dot{q}}{T_1} - \epsilon_0 \dot{s}_{c0} + \dot{s}_{cI} - (1 - \epsilon_0) \dot{s}_{cI} \right] = \\ &= T_0 \left[\epsilon_0 (\dot{s}_{cI} - \dot{s}_{c0}) - \frac{\dot{q}}{T_1} \right]. \end{aligned} \quad (11-83)$$

Используя формулы (11-41) и (11-80) и подставив формулы (11-73), (11-83) и (11-82) в выражение (11-81), получают после преобразования:

$$\dot{e}_I = \frac{ac_r}{12} (3T_1^4 + T_0^4 - 4T_0 T_1^3). \quad (11-84)$$

В формуле (11-84) не содержится излучательная способность ϵ_0 , откуда можно сделать вывод, что на величину эксергии собственного излучения излучательная способность окружающей среды не влияет. Такую же формулу можно получить, пользуясь равенством (11-77), если представить в нем излучательную способность равной единице для поверхности, собственное излучение которой рассматривается.

В приведенном выше рассмотрении мы исходили из того, что излучательная способность окружающей среды одинакова для всех направлений (что определяется законом Ламберта). Таким образом, можно утверждать, что эксергия излучения не зависит от излучательной спо-

способности окружающей среды также и в случае, когда эта способность не является постоянной для всех направлений излучения. Можно также установить [Л. 75], что эксергия излучения не зависит от излучательной способности и температуры поверхностей, ограничивающих систему (если эти поверхности сами не являются компонентами окружающей среды). Отсюда следует, что при рассмотрении произвольного излучения, падающего на определенную поверхность, можно считать, что свойства этой поверхности не влияют на конечный результат расчета эксергии. Эти свойства необходимо подбирать так, чтобы расчет был максимально упрощен. Наиболее выгодно принять, что поглощающей поверхностью является окружающая среда, для которой в пределах рассматриваемого телесного угла $\epsilon_0 = 1$, а за пределами этого угла $\epsilon_0 = 0$.

11-2-4. АНАЛИЗ ФОРМУЛЫ ДЛЯ ЭКСЕРГИИ СОБСТВЕННОГО ИЗЛУЧЕНИЯ АБСОЛЮТНО СЕРОЙ ПОВЕРХНОСТИ

После введения новой переменной $x = T/T_0$ выражение (11-77) можно представить в следующем виде:

$$\dot{e} = \epsilon \frac{ac_r}{12} T_0^4 \varphi(x), \quad (11-85)$$

где

$$\varphi(x) = 3x^4 + 1 - 4x^3. \quad (11-86)$$

Подобную функцию мы уже имели в выражении (11-61). Поскольку функция $\varphi(x)$ и выражение $\epsilon ac_r T_0^4/12$, на которое функция умножается, всегда положительны, отсюда следует, что эксергия собственного излучения также всегда положительна и ее минимальное значение равно нулю при температуре $T = T_0$:

$$(\dot{e})_{T=T_0} = 0. \quad (11-87)$$

Для абсолютно белой поверхности $\epsilon = 0$ также

$$(\dot{e})_{\epsilon=0} = 0. \quad (11-88)$$

При изображении на графике эксергии собственного из-

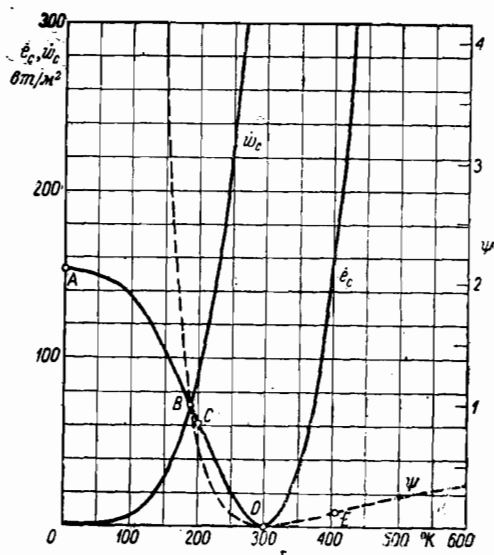


Рис. 139. Энергия собственного излучения $\dot{e}_c$, эксергия собственного излучения $\dot{e}_c$ и отношение ψ эксергии к энергии в зависимости от температуры поверхности при $T_0 = 300^\circ \text{K}$.

лучения идеально черной поверхности (рис. 139) принято, что температура окружающей среды имеет постоянное значение $T_0 = 300^\circ \text{K}$. График построен на основе уравнения (11-77), в котором эксергия представлена как функция только одной переменной. Такая функция имеет в точке D экстремум, что вытекает из предыдущих выводов. В точках A и C кривая имеет перегиб, поскольку при равенстве второй производной функции нулю

$$\frac{d^2 \dot{e}}{dT^2} = \epsilon \frac{ac_r}{12} (36T^2 - 24T_0T) = 0;$$

$T_A = 0$ и $T_C = 2T_0/3$, причем в этих точках значение третьей производной отличается от нуля:

$$\begin{aligned} \left(\frac{d^3 \dot{e}}{dT^3} \right)_A &= \\ &= \left[\epsilon \frac{ac_r}{12} (72T - 24T_0) \right]_A = \\ &= -2\epsilon ac_r T_0 \neq 0, \end{aligned}$$

или

$$\left(\frac{d^3 \dot{e}}{dT^3} \right)_C = 2\epsilon ac_r T_0 \neq 0.$$

Значение функции в точках перегиба равно:

$$(\dot{e})_c = \frac{19}{324} \varepsilon a c_r T_0^4, \quad (11-89)$$

или

$$(\dot{e})_A = \varepsilon \frac{a c_r}{12} T_0^4. \quad (11-90)$$

Отсюда следует, что при температуре поверхности, стремящейся к абсолютному нулю, эксергия собственного излучения принимает конечное значение, определяемое формулой (11-90). В случае, когда температура T стремится к бесконечности, значение функции также стремится к бесконечности:

$$\lim_{T \rightarrow \infty} \dot{e} = \infty. \quad (11-91)$$

На рис. 139 на основе формулы (11-14) построен график собственного излучения абсолютно черной поверхности.

В точке B энергия собственного излучения равна эксергии собственного излучения. Приравняв правые стороны уравнений (11-15) и (11-77), получают координаты точки B :

$$T_B = \frac{T_0}{\sqrt[3]{4}}$$

и

$$\dot{\omega}_B = \dot{e}_B = \frac{\varepsilon a c_r}{16 \sqrt[3]{4}} T_0^4.$$

На рис. 139 представлен, кроме того, график отношения эксергии собственного излучения к энергии собственного излучения, построенный по формуле, полученной при почленном делении уравнений (11-77) и (11-15):

$$\begin{aligned} \phi &= \frac{\dot{e}}{\dot{\omega}} = \\ &= 1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T} \right)^4 - \frac{4T_0}{3T}. \end{aligned} \quad (11-92)$$

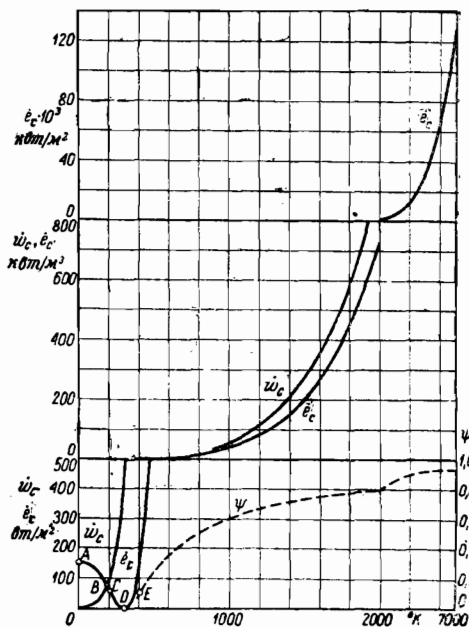


Рис. 140. Значения $\dot{\omega}_c$, $\dot{e}_c$ и ψ для высоких температур T при $T_0 = 300^\circ \text{K}$.

Величина ψ не зависит от излучательной способности поверхности. Функция ψ имеет в точке D минимум ($\psi_D = 0$). В точке E наступает перегиб кривой. Для температуры T , стремящейся к бесконечности, функция ψ стремится к единице:

$$\lim_{T \rightarrow \infty} \psi = 1.$$

Для температуры T , стремящейся к нулю, функция ψ стремится к бесконечности:

$$\lim_{T \rightarrow 0} \psi = \infty.$$

На рис. 140 представлены графики энергии собственного излучения, эксергии собственного излучения, а также отношения эксергии к энергии для высоких температур поверхности. Для более легкого нахождения величин применена соответствующая неравномерная шкала. Некоторые числовые значения этих величин приведены в табл. 39.

Энергия собственного излучения $\dot{w}_c$, эксергия собственного излучения $\dot{e}_c$ и отношение эксергии к энергии $\dot{e}_c/\dot{w}_c$ в зависимости от температуры T поверхности при $T_0=300^\circ\text{K}$

$T, ^\circ\text{K}$	$\dot{w}_c, \text{вт/м}^2$	$\dot{e}_c, \text{вт/м}^2$	$\Phi = \dot{e}_c/\dot{w}_c$	Точка
0	0	153	∞	A
100	5,67	137,9	24,32	
189	72,3	72,3	1	B
200	90,7	62,3	0,687	C
300	459,0	0	0	D
407	1 557	180,1	1,1157	E
1 000	56 670	34 150	0,6027	
3 000	4 590 000	3 978 000	0,8667	
6 000	73 440 000	68 550 000	0,9333	
∞	∞	∞	1	

11-2-5. ЭКСЕРГИЯ СОБСТВЕННОГО ИЗЛУЧЕНИЯ ПРОИЗВОЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Реальные поверхности, встречающиеся в природе, излучают радиацию с таким спектральным распределением энергии, которое не может быть учтено формулами, пригодными для идеально серых поверхностей. Поэтому при рассмотрении собственной эмиссии реальных поверхностей следует пользоваться формулами для произвольного излучения. Такие формулы приведены ниже, причем при использовании этих формул для определения эксергии собственного излучения произвольной поверхности следует считать, что рассматриваемая поверхность не отражает общего излучения, т. е. яркость излучения этой поверхности равна силе света.

11-2-6. СРАВНЕНИЕ ЭКСЕРГИЙ ВЕЩЕСТВА И ИЗЛУЧЕНИЯ

На рис. 139 представлен график эксергии собственного излучения идеальной поверхности. Значение эксергии вещества представлено на рис. 24. Сравнение значения эксергии вещества со значением эксергии излучения показывает, что соответствующие графики этих значений имеют одинаковый в качественном отношении вид. Особенностью эксергии материи как в фотонной форме, так и в форме вещества является то, что для температуры, стремя-

щейся к абсолютному нулю, эксергия стремится к конечной величине [Л. 48]*.

11-3. ЭКСЕРГИЯ ПРОИЗВОЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ РАДИАЦИИ

11-3-1. ЭКСЕРГИЯ ЯРКОСТИ ИЗЛУЧЕНИЯ

Как уже отмечалось в подпараграфе 11-1-1, основой для наиболее общего способа рассмотрения радиации являются выводы, относящиеся к произвольной радиации, приходящей к определенной поверхности.

В соответствии с выводами подпараграфа 11-2-3 при рассмотрении произвольной радиации, падающей на определенную поверхность, свойства последней являются инертными и не влияют на конечные результаты определения эксергии. Поэтому эти свойства следует подбирать

* Вывод авторов о том, что величина эксергии e вещества при $T \rightarrow 0^\circ\text{K}$ стремится к конечному значению, равному $T_{0s} - i_0$, неправилен и противоречит положению о недостижимости абсолютного нуля, вытекающему из закона Нернста. На самом деле величина эксергии вещества при $T \rightarrow 0^\circ\text{K}$ стремится к ∞ , поскольку посредством затраты конечной работы охладить вещество до $T = 0^\circ\text{K}$ невозможно. Выражение $T_{0s} - i_0$ вырождается вблизи абсолютного нуля и поэтому непригодно для определения величины e в этой области. Адиабата в окрестности абсолютного нуля является одновременно изотермой и изменением энтропии s , так же как и энтальпии i , при $T \rightarrow 0^\circ\text{K}$ исчезает. Кривая на рис. 24 будет асимптотически приближаться к оси ординат при $T \rightarrow 0^\circ\text{K}$. (Прим. ред.)

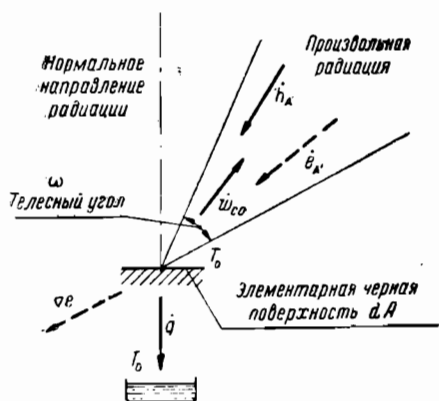


Рис. 141. Схема энергетического и эксергетического балансов для произвольного излучения.

так, чтобы максимально упростить расчеты.

Для определения эксергии $\dot{e}_{A'}$ производной радиации с яркостью $h_{A'}$, выходящей из поверхности A' и достигающей точки P поверхности A' , можно исследовать определенный элемент dA в точке P поверхности A (рис. 141) [Л. 75]. Для облегчения выводов целесообразно принять, что элементарная поверхность dA имеет температуру окружающей среды T_0 , является абсолютно черной и способной к излучению и поглощению в пределах пространственного угла ω . Приняв во внимание уравнение (11-18), можно определить на основе энергетического баланса элементарной поверхности, отнесенного к единице поверхности, количество тепла $\dot{q}$, подводимого к источнику:

$$\dot{q} = \dot{h}_{A'} - \frac{\omega_{co}}{\pi} \iint d^2C, \quad (11-93)$$

где ω_{co} — энергия собственного излучения идеально черной поверхности при температуре окружающей среды.

Как вытекает из определения эксергии, приращение эксергии источника тепла при температуре окружающей среды равно нулю и эксергия собственного излучения поверхности при температуре окружающей среды также равна нулю. Уравнение эксергетического балан-

са (2-34), выраженное с помощью величин, отнесенных к единице поверхности, принимает вид:

$$\dot{e}_{A'} = \nabla \dot{e}, \quad (11-94)$$

где $\nabla \dot{e}$ — потери эксергии, вызванные необратимостью одновременных излучения и поглощения радиации, протекающих на рассматриваемой элементарной поверхности dA .

После определения соответствующей суммы приращений энтропии $\dot{I}$ для рассматриваемой системы потери эксергии можно выразить в соответствии с законом Гюи — Стодоль (2-14):

$$\nabla \dot{e} = \dot{I} T_0 = \dot{q} - T_0 \left(j_{A'} - \frac{\dot{s}_{co}}{\pi} \iint d^2C \right), \quad (11-95)$$

где $j_{A'}$ — энтропия яркости радиации, падающей на элементарную поверхность dA ;

$\dot{s}_{co}$ — энтропия собственного излучения абсолютно черной поверхности при температуре окружающей среды.

После подстановки формул (11-95), (11-93), (11-14) и (11-41) в равенство (11-94) после преобразований получают:

$$\dot{e}_{A'} = \frac{ac_r T_0^4}{12\pi} \iint d^2C + \dot{h}_{A'} - T_0 j_{A'}. \quad (11-96)$$

Используя формулу (11-96), можно определить эксергию произвольной радиации, падающей на элемент dA поверхности A . Однако следует соответственно определить для данной радиации входящие в эту формулу величины $\dot{h}_{A'}$ и $j_{A'}$. Общая эксергия произвольной радиации, падающей на поверхность A и идущей от поверхности A , может быть найдена по формуле

$$\dot{E}_{A'-A} = \int_A \dot{e}_{A'} dA. \quad (11-97)$$

11-3-2. ЭКСЕРГИЯ ПОЛЯРИЗОВАННОЙ РАДИАЦИИ

Эксергия произвольной поляризованной радиации, исходящей из поверхности A и достигающей точки P поверхности A за единицу времени, отнесенная к единице поглощающей поверхности ($вт/м^2$), может быть выражена формулой, которую получают после подстановки выражений (11-21) и (11-45) в формулу (11-96):

$$\begin{aligned} \dot{e}_{A'} = & \frac{ac_r T_0^4}{12\pi} \iint_{\omega} d^2C + \\ & \iiint_{\vartheta, \varphi, \nu} (K_{\nu} + K'_{\nu}) d^2C d\nu - \\ & - T_0 \iiint_{\vartheta, \varphi, \nu} (L_{\nu} + L'_{\nu}) d^2C d\nu. \end{aligned} \quad (11-98)$$

Перед применением формулы (11-98) следует для данной радиации определить телесный угол, под которым видна поверхность A' из точки P поверхности A , а также выполнить соответствующие измерения, чтобы установить зависимость величин K_{ν} и K'_{ν} от направления, определенного углами ϑ и φ , и частоты колебаний ν .

Соответствующие значения составляющих L_{ν} и L'_{ν} определяют по формуле (11-34). Полная эксергия радиации, падающей на все точки поверхности A , определяется по формуле (11-97).

11-3-3. ЭКСЕРГИЯ НЕПОЛЯРИЗОВАННОЙ РАДИАЦИИ

Формулу для эксергии неполяризованного излучения ($вт/м^2$) получают после подстановки выражений (11-12) и (11-46) в формулу (11-96):

$$\begin{aligned} \dot{e}_{A'} = & \frac{ac_r T_0^4}{12\pi} \iint_{\omega} d^2C + \\ & + 2 \iiint_{\vartheta, \varphi, \nu} K_{\nu} d^2C d\nu - \\ & - 2T_0 \iiint_{\vartheta, \varphi, \nu} L_{\nu} d^2C d\nu. \end{aligned} \quad (11-99)$$

Перед использованием формулы (11-99) следует для данной радиации определить пространственный угол, под которым видна поверхность A из точки P поверхности A , а также на основании соответствующих измерений представить вид функции, выражающей зависимость величины K от направления, определенного углами θ и φ , и частоты колебаний ν . Можно использовать зависимости (11-34) и (11-97).

11-3-4. ЭКСЕРГИЯ РАВНОМЕРНОЙ НЕПОЛЯРИЗОВАННОЙ РАДИАЦИИ

Формулу для эксергии равномерной неполяризованной радиации ($вт/м^2$) получают после подстановки выражений (11-25) и (11-47) в формулу (11-96):

$$\begin{aligned} \dot{e}_{A'} = & \left(\frac{ac_r T_0^4}{12\pi} + 2 \int_{\nu} K_{\nu} d\nu - \right. \\ & \left. - 2T_0 \int_{\nu} L_{\nu} d\nu \right) \iint_{\omega} d^2C. \end{aligned} \quad (11-100)$$

И в этом случае перед применением формулы (11-100) следует для данного излучения определить пространственный угол, под которым видна поверхность A' из точки P поверхности A , а также на основе соответствующих измерений определить спектральное распределение энергии излучения в зависимости от частоты колебаний ν в виде функции (11-24). Можно использовать зависимости (11-34) и (11-97).

11-3-5. ЭКСЕРГИЯ РАВНОМЕРНОЙ НЕПОЛЯРИЗОВАННОЙ РАДИАЦИИ, РАСПРОСТРАНЯЮЩЕЙСЯ В ПРОСТРАНСТВЕННЫЙ УГОЛ 2π

Формулу для эксергии такой радиации ($вт/м^2$) получают после подстановки выражений (11-26) и (11-48) в формулу (11-96):

$$\begin{aligned} \dot{e} = & \frac{ac_r}{12} T_0^4 + 2\pi \int_{\nu} K_{\nu} d\nu - \\ & - 2\pi T_0 \int_{\nu} L_{\nu} d\nu. \end{aligned} \quad (11-101)$$

Перед использованием формулы (11-101) следует для данной радиа-

ции выполнить соответствующие измерения, чтобы определить спектральное распределение энергии в зависимости от частоты колебаний в виде функции (11-24).

Можно использовать зависимость (11-34). Полная эксергия излучения, падающего во все точки поверхности A , рассчитывается по формуле

$$\dot{E} = \dot{e}A. \quad (11-102)$$

11-3-6. ЭКСЕРГИЯ НЕПОЛЯРИЗОВАННОЙ ЧЕРНОЙ РАВНОМЕРНОЙ РАДИАЦИИ, РАСПРОСТРАНЯЮЩЕЙСЯ В ПРОСТРАНСТВЕННЫЙ УГОЛ 2π

Формулу для эксергии такой черной радиации при температуре T получают после подстановки выражений (11-29) и (11-51) в формулу (11-96):

$$\dot{e}_c = \frac{ac_r}{12} (3T^4 + T_0^4 - 4T_0T^3). \quad (11-103)$$

Для пользования формулой (11-103) следует знать только температуру черного излучения. Полная эксергия радиации, падающей на поверхность A , может быть найдена по формуле (11-102).

Формулу (11-103) можно также получить методом, описанным в подпараграфе 11-2-1, и на основе формулы (11-77) при рассмотрении эксергии собственного излучения идеально черной поверхности для $\epsilon=1$. Отсюда следует, что эксергия черной радиации равна эксергии излучения идеально черной поверхности. Это следствие того, что яркость излучения идеально черного тела равна собственному излучению.

11-4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЭКСЕРГИИ РАДИАЦИИ

11-4-1. ЭКСЕРГИЯ СОЛНЕЧНОЙ РАДИАЦИИ ПРИ ДОПУЩЕНИИ, ЧТО ПОВЕРХНОСТЬ СОЛНЦА АБСОЛЮТНО ЧЕРНАЯ

Рассматривая солнечное излучение как неполяризованное, равномерное и черное при температуре

$T=6000^\circ\text{K}$, можно определить его эксергию, пользуясь формулой

$$\dot{e}_{c\omega} = \frac{\dot{e}_c}{\pi} \iint_\omega d^2C, \quad (11-104)$$

откуда после учета выражения (11-17) получим:

$$\dot{e}_{c\omega} = \frac{\dot{e}_c}{\pi} \iint_\omega \cos \vartheta \sin \vartheta d\vartheta d\varphi, \quad (11-105)$$

где $\dot{e}_c$ — эксергия яркости неполяризованной равномерной черной радиации при температуре $T=6000^\circ\text{K}$, распространяющейся в пространственный угол 2π ;

ω — пространственный угол, под которым Солнце видно с Земли.

Величину $\dot{e}_c$ находят по формуле (11-103), которую после учета постоянных величин можно преобразовать:

$$\begin{aligned} \dot{e}_c &= 1,889 \cdot 10^{-3} \left[3 \left(\frac{T}{100} \right)^4 + \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 - 4 \left(\frac{T_0}{100} \right) \left(\frac{T}{100} \right)^3 \right] = \\ &= 1,889 \cdot 10^{-3} (3 \cdot 60^4 + 3^4 - 4 \cdot 3 \cdot 60^3) = \\ &= 68\,550 \text{ квт/м}^2. \quad (11-106) \end{aligned}$$

Температура окружающей среды принята равной $T_0=300^\circ\text{K}$. Найденное по формуле (11-106) значение эксергии можно также определить по табл. 39.

Для солнца, находящегося в зените, или для поверхности, равной 1 м^2 и перпендикулярной направлению излучению солнца, значение интеграла в уравнении (11-105) выражается (см. рис. 131 и 142) следующим образом:

$$\begin{aligned} &\iint_\omega \cos \vartheta \sin \vartheta d\vartheta d\varphi = \\ &= \int_{\varphi=0}^{\varphi=2\pi} d\varphi \int_{\vartheta=0}^{\vartheta=\vartheta_s} \cos \vartheta \sin \vartheta d\vartheta = \pi \sin^2 \vartheta_s, \quad (11-107) \end{aligned}$$

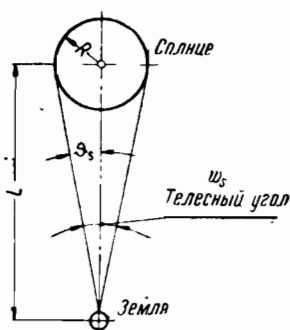


Рис. 142. Излучение Солнца на Землю.

причем в первом приближении

$$\sin^2 \theta_s = \left(\frac{R}{L} \right)^2 =$$

$$= \left(\frac{695\,500}{149\,500\,000} \right)^2 = 2,16 \cdot 10^{-5}, \quad (11-108)$$

где $R = 695\,500 \text{ км}$ — радиус Солнца;
 $L = 149\,500\,000 \text{ км}$ — среднее расстояние от Земли до Солнца.

После подстановки уравнений (11-106), (11-107) и (11-108) в формулу (11-105) получают:

$$\dot{e}_{c\omega} = 68\,550 \cdot 2,16 \cdot 10^{-5} =$$

$$= 1,48 \text{ кВт/м}^2. \quad (11-109)$$

Этот результат не учитывает различных воздействий, ослабляющих излучение Солнца, падающее на Землю.

На основе данных табл. 39 отношение эксергии солнечной радиации к ее энергии равно $\dot{e}/\dot{\omega} = 0,9333$.

11-4-2. ЭКСЕРГИЯ РАВНОМЕРНОЙ НЕПОЛЯРИЗОВАННОЙ СОЛНЕЧНОЙ РАДИАЦИИ

Более точное определение эксергии солнечной радиации можно провести, опираясь на спектральное распределение энергии, найденное на основе замеров. Таким образом, если солнечную радиацию считать неполяризованной и равномерной, то на основе соответствующих данных [Л. 61] можно определить направленную монохроматическую яркость солнечной радиации K_λ , достигающей высшего слоя атмосферы, в зависимости от длины волны λ . Часть спектра представлена на рис. 143. Штриховые линии обозначают спектральное распределение энергии излучения абсолютно черной поверхности. Численные значения K представлены в табл. 40 [Л. 75]. В этой таблице приведены также соответствующие значения частоты колебаний, а также монохроматической направленной яркости излучения K в зависимости от частоты колебаний.

Для расчета эксергии солнечной радиации, падающей на Землю, можно пользоваться формулой (11-100). При постоянном значении K , в пределах частоты колебаний $\Delta\nu$, а также при

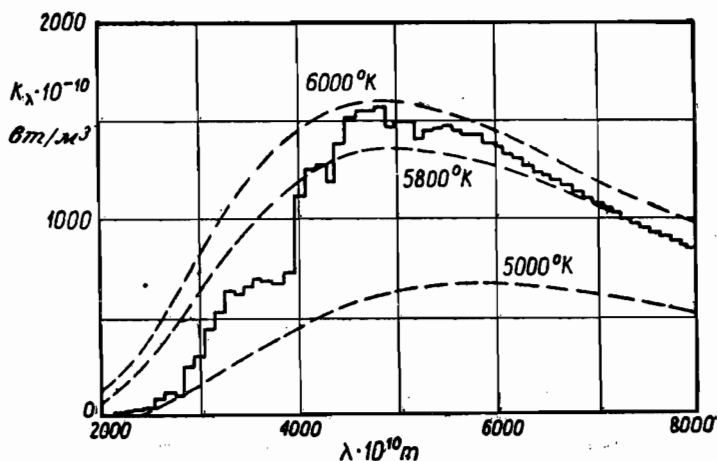


Рис. 143. Спектральное распределение энергии солнечной радиации, достигающей высших слоев атмосферы.

Спектральное распределение энергии солнечной радиации над атмосферой

$\lambda \cdot 10^{10}, \text{ м}$	$K_{\lambda} \cdot 10^{-10},$ $\text{вт/м}^2 \times$ $\times \text{стер}$	$\gamma \cdot 10^{-11},$ $1/\text{сек}$	$K_{\gamma} \cdot 10^{12},$ $\text{дж/м}^2 \times$ $\times \text{стер}$	$\Delta \lambda \cdot 10^{10}, \text{ м}$	$\Delta \gamma \cdot 10^{-10},$ $1/\text{сек}$	$K_{\gamma} \Delta \gamma,$ $\text{вт/м}^2 \times$ $\times \text{стер}$	$L_{\gamma} \cdot 10^{13},$ $\text{дж/м}^2 \times$ $\times \text{град.стер}$	$L_{\gamma} \Delta \gamma,$ $\text{вт/м}^2 \times$ $\times \text{град.стер}$
2 200	10	13 627	15	100	62,0	960	0,03	0,205
2 300	26	13 035	47	100	56,7	2 650	0,10	0,540
2 400	31	12 492	59	100	52,1	3 090	0,12	0,639
...								
60 000	1	500	1 765	10 000	0,714	1 260	7,19	0,514
70 000	1	428	1 201	10 000	0,535	640	5,48	0,293

Всего

10 079 300

2263,306

вытекающей отсюда постоянной величины L_{γ} входящие в уравнение (11-100) интегралы можно заменить суммой соответствующих произведений. В результате получают формулу

$$\dot{e}_A = 2 \left(\frac{a_c T_0^4}{24\pi} + \Sigma K_{\lambda} \Delta_{\lambda} - T_0 \Sigma L_{\gamma} \Delta_{\gamma} \right) \iint d^2 C. \quad (11-110)$$

Определив по табл. 40 суммы произведений $\Sigma K_{\lambda} \Delta_{\lambda}$ и $\Sigma L_{\gamma} \Delta_{\gamma}$ и используя выражения (11-17), (11-107) и (11-108), для температуры окружающей среды $T_0 = 300^\circ \text{K}$ получают следующее значение эксергии солнечного излучения:

$$\begin{aligned} \dot{e}_A &= 2\pi \cdot 2,16 \cdot 10^{-5} \times \\ &\times \left(\frac{7,561 \cdot 10^{-16} \cdot 2,998 \cdot 10^8 \cdot 300^4}{24} + \right. \\ &\left. + 10079,3 - 300 \cdot 2,2633 \right) = \\ &= 0,0000033 + 1,3678 - 0,0921 = \\ &= 1,2757 \text{ квт/м}^2. \end{aligned}$$

Эта величина представляет собой эксергию радиации Солнца, находящегося в зените, или эксергию, отнесенную к 1 м^2 поверхности, перпендикулярной направлению солнечных лучей.

Отношение эксергии излучения к яркости равно:

$$\dot{e}_A / \dot{h}_A = 1,2757 / 1,3678 = 0,9327.$$

Достигающее поверхности Земли солнечное излучение имеет меньшую эксергию, чем найденная величина. Ослабление солнечной радиации при прохождении через атмосферу вызвано многими факторами, в частности содержащимися в атмосфере озоном, двуокисью углерода и водяными парами. К тому же и спектральное распределение энергии солнечного излучения, достигающего поверхности Земли, изменяется и зависит, например, от химического состава атмосферы, высоты Солнца и т. п.

11-4-3. ЭКСЕРГИЯ ИЗЛУЧЕНИЯ ВОДЯНОГО ПАРА

На рис. 144 изображена монохроматическая направленная яркость излучения K_{λ} в зависимости от длины волны λ для слоя водяного пара, имеющего равномерную толщину $1,04 \text{ м}$ при давлении $0,98 \text{ бар}$ и температуре 200°C^* . Кривая K_{λ} является изотермой для 200°C в соответствии с законом Планка, выраженным уравнением (11-8).

Для приближенных расчетов можно площадь под кривой K_{λ} заменить суммой площадей прямоугольников, ограниченных на рис. 144 штриховой линией. Эти площади можно рассматривать как поглощающие пояса шириной $\Delta \lambda$, располагающие-

* M. Jakob, Heat transfer, p. II, N. Y. — London, 1957, p. 119.

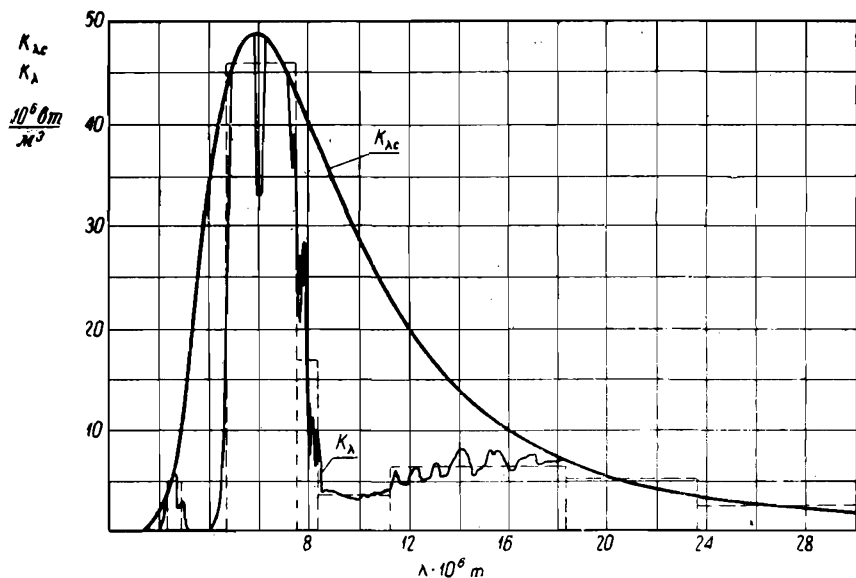


Рис. 144. Излучение слоя водяного пара с равномерной толщиной 1,04 м при давлении 0,98 бар и температуре 200° С.

ся симметрично по обеим сторонам волны λ , длина которой приведена в табл. 41. Эксергию этого излучения, падающего на 1 м² поверхности, можно определить по формуле (11-101), в которую следует ввести длину волны вместо частоты колебаний. Входящие в формулу интегралы можно заменить суммой соответствующих произведений:

$$\dot{e} = \frac{ac_r}{12} T_0^4 + 2\pi \Sigma K_\lambda \Delta\lambda - 2\pi T_0 \Sigma L_\lambda \Delta\lambda. \quad (11-111)$$

Для температуры окружающей среды $T_0 = 300^\circ \text{K}$ получают:

$$\begin{aligned} \dot{e}_{A'} &= \frac{7,561 \cdot 10^{-16} \cdot 2,998 \cdot 10^8}{12} \cdot 300^4 + \\ &+ 2 \cdot 0,2421 - 2 \cdot 300 \cdot 0,7389 \cdot 10^{-3} = \\ &= 0,153 + 1,521 - 1,393 = \\ &= 0,281 \text{ кВт/м}^2. \end{aligned}$$

Отношение эксергии излучения водяного пара к энергии его излучения составляет $\dot{e}/\dot{w} = 0,281/1,521 = 0,185$.

Таблица 41

Излучение слоя водяного пара толщиной 1,04 м при температуре 200° С и давлении 0,98 бар

$\lambda \cdot 10^6, \text{ м}$	$\Delta\lambda \cdot 10^6, \text{ м}$	$K_\lambda \cdot 10^{-6}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{степ}$	$K_\lambda \Delta\lambda, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{степ}$	$L_\lambda \cdot 10^{-4}, \text{ Вт/м}^2 \times \times \text{град} \cdot \text{степ}$	$L_\lambda \Delta\lambda, \text{ Вт/м}^2 \times \times \text{град} \cdot \text{степ}$
2,69	0,66	5,0	3,3	1,07	0,0071
6,15	2,8	45,7	128,0	11,72	0,3282
7,95	0,8	17,2	13,8	5,41	0,0433
9,8	2,9	3,7	10,7	1,56	0,0452
14,8	7,1	6,4	45,4	2,38	0,1690
21,0	5,3	5,1	27,0	1,83	0,0970
26,8	6,3	2,2	13,9	0,78	0,0491
Всего			242,1		0,7389

11-4-4. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ К. П. Д. ВЕГЕТАЦИИ РАСТЕНИЙ

Эксергию можно использовать для оценки явлений энергетических преобразований, происходящих при вегетации растений [Л. 123]. Важнейшими факторами в жизни растений являются вода и свет [Л. 50]. Таким образом, эксергия, подводимая к растениям, складывается из эксергии солнечного излучения E_s и эксергии атмосферных осадков E_a . Приращение эксергии растений E_r возникает из приращения материала растений на рассматриваемой площади за данный промежуток времени. Эксергетический баланс рассматриваемой системы замыкает потеря эксергии ∇E , возникающая в результате необратимости вегетационного процесса:

$$E_s + E_a = E_r + \nabla E. \quad (11-112)$$

На основе уравнения (11-112) можно определить эксергетический к. п. д. η_{br} вегетации растений:

$$\eta_{br} = \frac{E_r}{E_s + E_a}. \quad (11-113)$$

Величина E_a не превышает 1% величины E_s и ею можно пренебречь. Отношение эксергетического к. п. д. η_{bt} к термическому к. п. д. η_{tr} вегетации растений можно представить формулой

$$\frac{\eta_{br}}{\eta_{tr}} = \frac{e_{ch} \dot{h}_A}{\dot{e}_A \dot{w}_d}, \quad (11-114)$$

где $\dot{h}_A$, $\dot{e}_A$ — яркость и эксергия яркости солнечной радиации;

$\dot{w}_d$, e_{ch} — теплотворная способность и химическая эксергия растительного материала.

Как вытекает из расчетов (см. подпараграф 11-4-2), при температуре окружающей среды $T_0 = 300^\circ \text{K}$ отношение $\dot{e}_A / \dot{h}_A = 0,9327$. Поскольку отношение $e_{ch} / \dot{w}_d$ для органических растительных веществ больше единицы, из формулы (11-114) следует, что эксергетиче-

ский к. п. д. вегетации растений η_{br} больше термического к. п. д. η_{tr} :

$$\eta_{br} > \eta_{tr}. \quad (11-115)$$

Следует отметить, что для промышленного оборудования эксергетический к. п. д., как правило, меньше термического (теплового).

Пример 11-1. Расчет эксергетического к. п. д. вегетации древесины

Для примера можно рассмотреть эксергетический баланс вегетации древесины, развивающейся на площади 1 га в течение 1 года. Для определения величины B примем, что средняя годовая величина солнечной радиации, падающей на поверхность Земли, составляет 10% эксергии солнечной радиации (падающей на поверхность, перпендикулярную направлению лучей), достигающей верхних слоев атмосферы. При температуре окружающей среды $t_0 = 8^\circ \text{C}$ по формуле (11-110) определяют значение эксергии солнечной радиации $\dot{e}_A = 1,2815 \text{ кВт/м}^2$. Затем получают $E_s = 0,1 \cdot 1,2815 \cdot 8760 \cdot 3600 \cdot 10^4 = 40413 \times 10^6 \text{ кДж/га} \cdot \text{год}$.

Для определения величины E_a принимают, что величина атмосферных осадков составляет 0,7 м/год, а также что осадки выпадают в виде воды, имеющей температуру окружающей среды. Найденная по формуле (3-4) эксергия этой воды имеет величину 10,55 кДж/кг (при давлении окружающей среды 0,98 бар и относительной влажности воздуха 91%).

$$E_a = 10,55 \cdot 0,7 \cdot 10^7 = 74 \cdot 10^6 \text{ кДж/га} \cdot \text{год}.$$

В рассматриваемом примере отношение $E_a / E_s = 0,00183$.

Для определения значения E_r принимают, что в балансовой системе возникает 3 м³/га · год древесины плотностью 450 кг/м³ с содержанием влаги 50% и следующим химическим составом органической части: $c = 50\%$; $h = 6\%$; $o = 43\%$; $n = 0,08\%$ (весовые доли). Теплотворная способность древесины составляет $W_d = 7635 \text{ кДж/кг}$ влажного топлива. Пользуясь формулой (5-49), можно определить отношение эксергии к теплотворной способности древесины: $e_{ch} / W_d = 1,31$. Далее получают:

$$E_r = 3 \cdot 450 \cdot 1,31 \cdot 7635 =$$

$$= 13,5 \cdot 10^6 \text{ кДж/га} \cdot \text{год}.$$

Эксергетический к. п. д. вегетации древесины в рассматриваемом примере имеет величину

$$\eta_{br} = \frac{13,5}{40413 + 74} = 0,033\%.$$

Отношение $\dot{e}_{A'}/\dot{h}_{A'}$ в рассматриваемом примере можно определить, приняв во внимание значение яркости солнечной радиации, найденное в подпараграфе 11-4-2:

$$\frac{\dot{e}_{A'}}{\dot{h}_{A'}} = \frac{1,2815}{1,3678} = 0,9369.$$

Из формулы (11-114) следует значение

отношений к. п. д.:

$$\frac{\eta_{br}}{\eta_{ir}} = \frac{1,31}{0,9369} = 1,40.$$

Таким образом, видно, что в рассматриваемом примере эксергетический к. п. д. вегетации древесины примерно на 40% больше термического. Отношение к. п. д. для различных веществ меняется в небольших пределах, поскольку отношения e_{ch}/W_d и $\dot{e}_{A'}/\dot{h}_{A'}$ также изменяются незначительно.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭКСЕРГИИ В ЭКОНОМИКЕ

12-1. ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭКСЕРГИИ В ЭКОНОМИКЕ

Возможности использования эксергии в экономике вытекают из двух предпосылок [Л. 126, 144].

1. Эксергия как мера практической энергетической пригодности может служить для приближенной оценки влияния термодинамических параметров на экономические показатели определенного энергоносителя. Ее целесообразно использовать в таких случаях, когда не хватает чисто экономических критериев оценки.

2. Эксергия представляет собой единую меру параметров, поддерживающих ход процесса, и полезных эффектов в качественно различных тепловых процессах. Благодаря этому в качественно разнородных процессах эксергия дает однозначные, удобные и четкие определения.

Первая из упомянутых предпосылок приводит к новым результатам, отличающимся от полученных другими методами. Используя эту предпосылку, можно, например, установить простой эксергетический тариф оплат за пар и горячую воду. Этот тариф относится к рациональным тарифам, не приводящим в крайних случаях к абсурду, в то время как обязательные до настоящего времени тарифы чаще всего опираются на понятие энтальпии и дают в крайних случаях абсурдные результаты.

Применяя эксергетические методы сравнительной оценки разных

энергетических уровней данного энергоносителя, можно многие технико-экономические проблемы решить более точным методом. Эксергия, например, позволяет учесть, что на ТЭЦ стоимость пара из промежуточного отбора или из противодавления зависит от давления этого пара. Повышение давления способствует уменьшению рабочей поверхности теплообменника, питаемого греющим паром, но одновременно приводит к увеличению стоимости пара. Эксергетический метод позволяет также установить экономически целесообразные параметры пара, отбираемого с турбин ТЭЦ для питания подогревателей.

Вторая предпосылка в принципе не приводит к нахождению новых решений технико-экономических проблем, а только облегчает с формальной точки зрения решение этих вопросов, их однозначное понимание и благодаря этому облегчает выявление ошибок, встречающихся в известных до настоящего времени решениях. В качестве первого примера из этой области в настоящем параграфе рассмотрен вопрос определения экономических потерь, вызванных дросселированием. Благодаря применению эксергетических понятий можно дополнить известные решения, вводя простые формулы для учета дополнительного влияния тепла трения, поглощаемого рассматриваемым рабочим телом при дросселировании и компенсационном сжатии. Принятие во внимание этого дополнительного влияния было бы в принципе возможно и без

использования понятия эксергии, однако последнее облегчает обнаружение этого дополнительного эффекта и приводит к общей формуле, учитывающей возможности как положительного, так и отрицательного воздействий этого явления.

Вторым примером из области экономического применения понятия эксергии является проблема распределения капиталовложений. И в этом случае эксергетические понятия позволяют получить однозначную общую формулу.

В последнее время в литературе встречаются многочисленные предложения по использованию эксергетических показателей в экономике. Авторы этих предложений принимают во внимание, что каждое уменьшение потерь эксергии связано с уменьшением соответствующей переменной стоимости процесса. С другой стороны, уменьшение потерь эксергии можно получить только путем увеличения капиталовложений¹. Рост капиталовложений идентичен увеличению потерь эксергии, имеющих место при получении основных полезных эффектов производства. Можно также показать, что оптимальное решение для энергетического процесса не должно вытекать из условия минимальной суммы потерь эксергии в общей промышленности страны. Применение такого критерия при решении технических вопросов было бы равнозначно введению «эксергетической экономики».

Нетрудно убедиться, что эксергетическая экономика не соответствовала бы классической экономике. Следует только уяснить себе, что источниками эксергии, поддерживающими ход промышленных процессов, служат природные богатства. Таким образом, эксергетическая экономика реализовала бы промышленные процессы под углом зрения экономики природных богатств. Классическая же экономика ставит

перед собой задачу экономии человеческого труда.

Эксергия не является, таким образом, экономическим показателем. Можно привести много примеров, которые отчетливо показывают, что экономические параметры не всегда пропорциональны эксергии. Например, в атмосферном воздухе в незначительном количестве содержится свободный водород. Эксергия водорода довольно велика (примерно 120 000 кдж/кмоль), но, несмотря на это, его экономическое значение равно нулю¹. Анализ процессов ТЭЦ, вырабатывающей горячую воду с помощью пара промежуточных отборов, приводит к выводам, что даже для определенного энергоносителя экономическая оценка единицы эксергии не является постоянной, поскольку она зависит от концентрации эксергии.

Из предпосылки, что экономическая оценка единицы эксергии является постоянной без учета рода энергоносителя, вытекает достаточно приемлемое предложение применения эксергетического метода распределения производственных затрат при совмещенных процессах. В этих процессах можно относительно легко выделить суммарную себестоимость, но обычно трудно распределить эту себестоимость между продуктами процесса. Применение эксергетического метода разделения затрат может обеспечить получение более реальных результатов, чем те, которые получены при использовании других методов, не опирающихся на экономические предпосылки. Однако не следует забывать, что результаты, полученные при использовании эксергетического метода, мо-

¹ Этот пример не совсем удачен. Экономическое значение водорода, содержащегося в атмосфере, действительно равно нулю, но не «несмотря на» его высокую эксергию, а вследствие того, что она очень велика. Эксергия водорода, получаемого из воды, намного ниже; соответственно меньше и затраты на его получение. Поэтому в технике водород получают конверсией водяного пара или электролизом воды. Таким образом, сравнение эксергий водорода в обоих случаях дает совершенно правильную ориентировку для выбора метода его получения. (Прим. ред.)

¹ В общем случае это условие не является обязательным. Новые технические решения могут приводить и к уменьшению капитальных затрат одновременно с уменьшением потерь энергии. (Прим. ред.)

гут иметь только приближенное значение. Как видно даже из приведенного выше примера с водородом, совершенно нет никаких оснований для различных продуктов процесса принимать одинаковую стоимость единицы эксергии¹. Поэтому целесообразность применения эксергетического метода разделения затрат в совмещенном процессе должна быть тщательно обоснована, поскольку в некоторых случаях этот метод может приводить к экономически нецелесообразным результатам.

Вопрос распределения затрат проанализирован в § 12-2 на примере ТЭЦ. В этом случае эксергетический метод позволяет получить результаты, не отягощенные значительными погрешностями. Однако можно привести примеры процессов, для которых применение эксергетического метода разделения затрат привело бы к большим ошибкам. Например, в доменном процессе нельзя считать, что экономическая оценка единицы эксергии будет одинаковой как для доменного газа, так и для сырья.

12-2. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ЗАТРАТ НА ТЭЦ

12-2-1. ЗАВИСИМОСТЬ МЕЖДУ СТОИМОСТЯМИ ПРОИЗВОДСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ И ГРЕЮЩЕГО ПАРА НА ТЭЦ

Процесс преобразования энергии на ТЭЦ является наиболее типовым и распространенным комбинированным процессом. Полезными продуктами этого процесса являются электроэнергия и тепло, идущее на нагрев помещений или используемое для технологических процессов. Вопрос распределения затрат производства на ТЭЦ между электроэнергией и теплом имеет большое практическое значение.

¹ Этот вывод автора нуждается в уточнении. Если речь идет о стоимости, связанной с энергетическими затратами или затратами на топливо, то она будет однозначно связана с эксергией продуктов, если известны к. п. д. отдельных процессов.

Способ распределения затрат сказывается, например, на отпускных тарифах электроэнергии и тепла, которые в свою очередь влияют на стоимость производства на промышленных предприятиях, питаемых от ТЭЦ. В конечном счете применяемый метод распределения затрат оказывает влияние даже на политику капиталовложений. Поэтому вопрос определения стоимости видов энергии, вырабатываемых ТЭЦ, является предметом оживленных дискуссий.

Удельные себестоимости электроэнергии и тепла выражены следующим уравнением:

$$k_E E_{el} + k_C Q_g = K, \quad (12-1)$$

где K — годовичная стоимость эксплуатации ТЭЦ;

E_{el} — годовое производство электроэнергии;

Q_g — годовое производство тепла;

k_E, k_C — удельные себестоимости электроэнергии и тепла.

Уравнение (12-1) можно преобразовать в уравнение прямой в отрезках:

$$\frac{k_E}{K/E_{el}} + \frac{k_C}{K/Q_g} = 1. \quad (12-2)$$

Уравнение (12-2) выражает зависимость между удельными себестоимостями k_E и k_C . На рис. 145 изображен отрезок прямой, описываемой этим уравнением. Точки 1 и 2 этого отрезка определены граничными условиями, которые могут

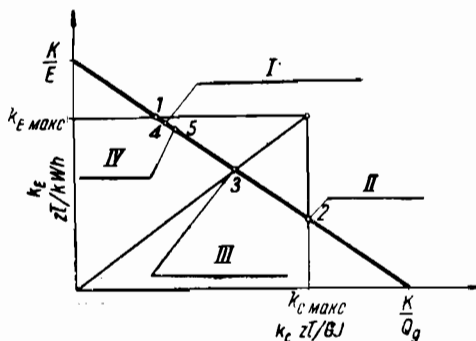


Рис. 145. Прямая распределения стоимости производства для ТЭЦ.

I — эксергетический метод; II — физический метод; III — компромиссный метод; IV — метод Вагнера.

быть приняты при выборе метода распределения затрат. В последующих выводах целесообразно рассматривать только точки, лежащие между 1 и 2.

Точку 1 находят, исходя из предпосылки, что удельная себестоимость электроэнергии на ТЭЦ такая же, как и электроэнергии, полученной на конденсационной электростанции, имеющей машины той же мощности, которые приводятся паром с такими же параметрами. Из этой предпосылки вытекают очень большая удельная себестоимость электроэнергии $k_{E \text{ макс}}$ и незначительная удельная себестоимость тепла.

Точку 2 находят, исходя из предпосылки, что удельная себестоимость тепла на ТЭЦ такая же, как и на специализированной котельной. Эта предпосылка приводит к большой удельной себестоимости тепла $k_{C \text{ макс}}$ и незначительной удельной себестоимости электроэнергии.

12-2-2. МЕТОДЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАТРАТ: ФИЗИЧЕСКИЙ, КОМПРОМИССНЫЙ И ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ

В производственной практике в настоящее время чаще всего применяют так называемый *физический метод распределения затрат*. Соотношение затрат по этому методу определяется положением точки 2 на рис. 1. Применение физического метода основано на энергетическом балансе ТЭЦ, исходя из предпосылки, что стоимость топлива, входящая в стоимость электроэнергии и тепла, должна учитываться путем распределения расхода топлива пропорционально полученным количествам электроэнергии и тепла. Этот метод является ошибочным, поскольку он не учитывает различных качеств электроэнергии и тепла.

На рис. 146 показаны диаграмма Сэнки для энергетического баланса и диаграмма Грассмана для эксергетического баланса ТЭЦ

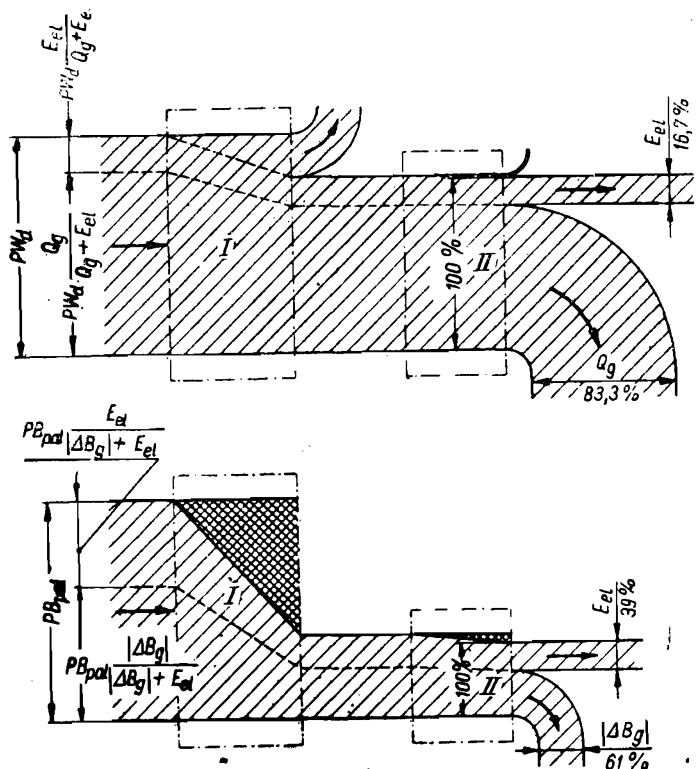
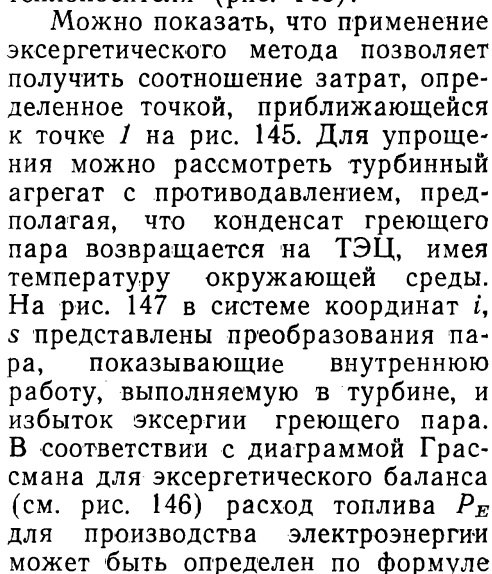


Рис. 146. Энергетический и эксергетический балансы ТЭЦ с турбинами противодавления. P — расход топлива; W_d , E_{pal} — теплотворная способность и эксергия топлива; Q_g — греющее тепло; E_{el} — вырабатываемая электроэнергия; $|\Delta E_g|$ — перепад эксергии пара, отдающего греющее тепло. Вверху — энергетический баланс, внизу — эксергетический баланс; I — котел; II — турбоагрегат.

Так называемый *компромиссный метод распределения затрат*, предложенный Л. Мусила и использованный в измененном виде И. Марецким [Л. 66], преследует цель распределения прибылей при комбинированном ведении хозяйства между производимыми теплом и электроэнергией. Этот метод подразумевает, что отношение удельной себестоимости электроэнергии к удельной себестоимости тепла при их комбинированной выработке должно быть таким же, как и отношение себестоимости электроэнергии, выработанной на промышленной конденсационной электростанции, к удельной себестоимости тепла, выработанного на специализированной котельной:

Эксергетический метод распределения затрат был предложен З. Рантом [Л. 82]. Существует несколько возможных вариантов эксергетического метода. К эксергетической группе методов можно отнести, например, так называемый термодинамический метод, предложенный



где P — общий расход топлива на ТЭЦ:

E_{el} , e_{el} — общее и удельное количества выработанной электроэнергии;

$|\Delta E_g|$ — падение эксергии теплоносителя;

η_m , η_b — механический к. п. д. турбоагрегата и к. п. д. электрогенератора.

Если принять для упрощения $\eta_i = \eta_m = \eta_g = 1$, то формула (12-4) примет следующий вид:

$$\begin{aligned} P_E &= P \frac{e_{el}}{i_1 - i_{3*}} = \\ &= P \frac{e_{el}}{(i_1 - i_w) \eta_{CR}} = \\ &= \frac{G_p e_{el}}{W_d \eta_k \eta_{CR}} = \frac{E_{el}}{W_d \eta_k \eta_{CR}}, \end{aligned} \quad (12-5)$$

где η_{CR} — термический к. п. д. конденсационного цикла Клаузиуса — Ренкина;

η_k — термический к. п. д. котла;

G_p — общее количество выработанного пара;

W_d — теплотворная способность топлива.

При таких упрощениях рассчитанное по эксергетическому методу расходование топлива, необходимого для выработки электроэнергии на ТЭЦ, будет таким же, как на конденсационной электростанции, которая питается паром с теми же самыми параметрами. Учет действительных значений коэффициентов η_b , η_m и η_g вызвал бы определенное перемещение точки на рис. 145 в направлении уменьшения себестоимости электроэнергии (точка 4).

12-2-3. ПРОВЕРКА ПРАВИЛЬНОСТИ МЕТОДОВ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАТРАТ

При рассмотрении ТЭЦ, работающей совместно с электроэнергетической системой, можно легко осуществить проверку правильности метода распределения затрат, поскольку все рациональные методы распределения затрат должны отвечать следующим поверочным критериям: *по мере снижения давления пара промежуточного отбора себестоимость производства этого пара*

должна все время уменьшаться; при граничных же условиях, когда давление пара промежуточного отбора достигнет значения давления, существующего в конденсаторах конденсационных турбин, рассчитанная себестоимость выработки этого пара должна быть равна нулю или иметь значение, близкое к нулю.

Ни физический, ни компромиссный метод не удовлетворяют этим поверочным критериям. Эти и подобные им методы следует отбросить как методы, приводящие к абсурду. В то же время эксергетические методы не приводят к абсурдным результатам, поскольку они оценивают качество пара не по его энтальпии, а по его работоспособности. (К группе эксергетических методов отнесены также так называемые термодинамические методы, например метод Селлина.)

12-2-4. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАТРАТ ПО МЕТОДУ ВАГНЕРА

Чаще всего ТЭЦ работает совместно с электроэнергетической системой. При выборе метода распределения затрат для такой ТЭЦ, кроме термодинамических критериев, следует учитывать влияние ее на капитальные затраты и стоимость передачи энергии в энергосистеме. Это влияние учитывает метод распределения затрат, разработанный Вагнером [Л. 125]. Его можно считать рациональным развитием эксергетического метода.

Решающей причиной строительства ТЭЦ является необходимость поставки тепла для целей обогрева. Размеры котлов и турбин ТЭЦ и параметры пара, питающего турбины, зависят от потребности в тепле и требуемых параметров теплоносителя. Таким образом, если эксергетическая себестоимость производства электроэнергии на ТЭЦ выше, чем на промышленной конденсационной электростанции электроэнергетической системы, то в этом повинны исключительно потребители тепла и эти дополнительные издержки должны ложиться на них. По этой причине в соответствии с методом Вагнера на производство

электроэнергии на ТЭЦ должно расходоваться столько же топлива, сколько его расходуется на мощной промышленной конденсационной электростанции, построенной одновременно с данной ТЭЦ. Постоянные издержки, приходящиеся на производство электроэнергии на ТЭЦ, при расчете должны быть такими же, как постоянные издержки в электроэнергетической системе в случае, когда в результате отказа от строительства ТЭЦ электроэнергия вырабатывается конденсационной электростанцией. Следует лишь определить, в какой мере строительство ТЭЦ обязательно снизит капитальные затраты в электроэнергетической системе. Вполне понятно, что это зависит от электрической мощности, которую отдает ТЭЦ в период годовой пиковой нагрузки электроэнергетической системы.

Удельная себестоимость выработки электроэнергии, найденная по методу Ватнера, в целом меньше, чем найденная в соответствии с эксергетическим методом (точка 5 на рис. 145).

12-3. ТАРИФЫ НА ПАР И ГОРЯЧУЮ ВОДУ

12-3-1. КРИТИКА УСТАНОВЛЕНИЯ ЦЕН ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ НА ОСНОВЕ ЭНТАЛЬПИИ

При расчетах за пар и горячую воду, отбираемые с ТЭЦ, применяют преимущественно «физические» тарифы, ставки которых пропорцио-

нальны количеству тепла, отдаваемого теплоносителем. Такие тарифы основаны на общей предпосылке, указывающей, что качество теплоносителя можно оценить на основании энтальпии (поскольку отданное тепло равно уменьшению энтальпии).

В табл. 42 приведены тарифные ставки, обязательные для применения в Польше с 1960 г. Эти тарифы предусматривают постоянную годовую оплату, исходя из максимально затребованного потребителем количества тепла, и переменную оплату, устанавливаемую по действительному количеству израсходованного тепла.

Рационально установленные тарифы оплат за теплоноситель должны отвечать поверочным критериям, подобным сформулированным в подпараграфе 12-2-3: *стоимость тепла, отдаваемого теплоносителем, должна быть тем меньше, чем больше температура этого теплоносителя приближается к температуре окружающей среды; при граничных условиях, когда температура теплоносителя приближается к температуре окружающей среды, стоимость тепла должна уменьшаться до нуля.*

«Физический» тариф, ставки которого пропорциональны количеству тепла, за редким исключением, не отвечает условиям поверочного критерия. Водяной пар, имеющий температуру окружающей среды, может, конденсируясь, отдать значительное количество тепла, однако это тепло практически непригодно

Таблица 42

Обязательные тарифные ставки на пар и горячую воду

Условное обозначение тарифа	Вид поставляемой энергии	Вид взиманий и измерений	Постоянная годовая оплата злотых в год за 1 Ккал/ч	Переменная оплата, злотых/ккал
I A	Горячая вода	Франко-электростанция	108 000	50
I B	" "	Франко-потребитель	126 000	55
II A	Пар с давлением до 12 ат	Франко-электростанция	126 000	50
II B	То же	Франко-потребитель	162 000	55
III A	Пар с давлением более 12 ат	Франко-электростанция	144 000	50
III B	То же	Франко-потребитель	180 000	55

для использования и его экономической эффективность равна нулю. Вторым примером может служить охлаждающая вода конденсаторов паровых конденсационных турбин. Эта вода отдает в градирне огромное количество тепла в окружающую среду. Если бы это тепло оценивалось на основании «физического» тарифа, то были бы получены абсурдные результаты, говорящие о том, что работа градирни связана с очень большими экономическими потерями.

«Физический» тариф не создает стимулирующих условий для рационального ведения теплового хозяйства. Он не стимулирует, например, стремления к исключению процессов мятая пара, так как не отражает падения стоимости пара, подвергнутого мятю. Не побуждает он также потребителя заказывать пар с возможно более низкими параметрами, поскольку ставки «физического» тарифа для очень широкого диапазона параметров пара не зависят от этих параметров.

Приведенные выше положения относятся только к оплате за тепло, отдаваемое через теплоноситель. Следует обратить внимание на то, что теплоноситель, имеющий температуру окружающей среды, обладает определенной экономической эффективностью, обусловленной его химической чистотой (например, конденсат обладает экономической ценностью даже при температуре окружающей среды; имеется в виду его пригодность для питания котлов). Поэтому все большее распространение получает положение, по которому потребитель тепла обязан возвратить конденсат, причем за невозвращенный конденсат с него берут дополнительную плату. Это положение является правильным и должно быть, очевидно, предусмотрено в рациональном тарифе на пар.

12-3-2. ПРИНЦИПЫ УСТАНОВЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНОГО ТАРИФА ОПЛАТЫ ЗА ТЕПЛОНОСИТЕЛЬ

Ставки рационального тарифа оплаты за пар промежуточных отборов должны вытекать из рацио-

нально определенной себестоимости выработки этого пара. Стало быть, в принципе необходимо вести расчеты себестоимости выработки пара с установленными параметрами на нескольких ТЭЦ. Эти расчеты должны выполняться по методу Вагнера, а их результаты должны служить основой для установления цен на пар тех же параметров, которые принимались во внимание при расчетах.

Полученный таким образом результат может являться только исходным пунктом для установления ставок рационального тарифа на пар, так как эти ставки должны быть поставлены в зависимость от расхода пара и его параметров, а не от местных технико-экономических условий на отдельных ТЭЦ. Если же на основе обоснованной выбранной себестоимости выработки пара с определенными конкретными параметрами установлен тариф на этот пар, то установление тарифа для пара с другими параметрами должно выполняться с помощью простейшего коэффициента, учитывающего упомянутые выше поверочные критерии.

Соответствие поверочным критериям, упомянутым в подпараграфе 12-3-1, проще всего может быть достигнуто путем установления цен на пар в соответствии с его эксергией. Значение же эксергии зависит от температуры окружающей среды, что значительно затрудняет практическое использование эксергетического тарифа. Чтобы избежать этой трудности, следовало бы для соответствующих времен года установить условные постоянные температуры окружающей среды. Например, для летнего периода (июнь, июль, август) можно принять среднюю температуру окружающей среды $t_0 = 17^\circ \text{C}$. Кроме того, в расчетах необходимо использовать физическую эксергию, которую с незначительной погрешностью можно отсчитывать от состояния насыщенного пара при температуре окружающей среды. В летний период физическую эксергию можно также отсчитывать от состояния насыщенного пара под давлением 0,02 бар

(что соответствует температуре $t_0 = 17^\circ \text{C}$). В координатах i, s эта величина определяется отрезком, параллельным оси i и заключенным между точкой, характеризующей состояние пара, и изобарой $0,02 \text{ бар}$ (рис. 148).

Принципы установления тарифных ставок должны быть одинаковыми для пара и горячей воды. Однако при попытках создания эксергетического тарифа на горячую воду сталкиваются с трудностями. Горячая вода, вырабатываемая в подогревателях ТЭЦ, имеет значительно меньшую эксергию, чем пар, питающий эти подогреватели, поскольку при теплообмене происходит потеря эксергии. Стоимость же тепла, отдаваемого через горячую воду, должна быть даже несколько больше стоимости тепла, отдаваемого паром.

Упомянутые выше затруднения делают более понятным определение плотности эксергии, приведенное ранее. Плотность эксергии оказывает большое влияние на возможность использования эксергии. Назначением теплообменников ТЭЦ является выработка теплоносителя (горячей воды), обладающего повышенной плотностью эксергии за счет определенных потерь последней.

Пример горячей воды показывает, что рационально установленные тарифы за тепло должны быть пропорциональны количеству израсходованной эксергии теплоносителя. Тарифная ставка S_e , отнесенная к единице эксергии, должна, однако, находиться в зависимости от плотности эксергии (причем существенной является только плотность физической эксергии):

$$S_e = f(\Delta k_b), \quad (12-6)$$

где $\Delta k_b = \Delta \phi_e / v$ — плотность физической эксергии.

Некоторые особенности функции $f(\Delta k_b)$ можно установить, рассматривая краевые случаи. Для носителя, плотность эксергии которого стремится к нулю, ставка эксергетического тарифа также должна стремиться к нулю. При возрастающей до бесконечности плотности эксергии эта ставка должна, однако, стре-

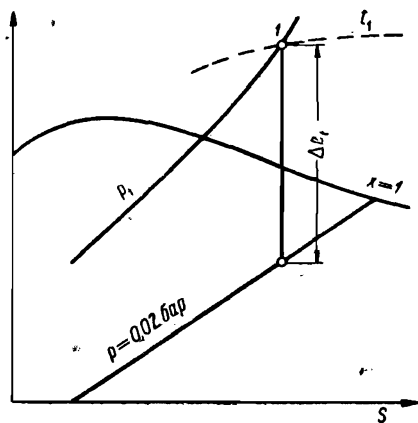


Рис. 148. Физическая эксергия пара.

миться к конечному значению, так как даже при очень большой плотности эксергии (электроэнергия, ядерная энергия) стоимость единицы эксергии не может быть бесконечно высокой. Функция $f(\Delta k_b)$, следовательно, должна иметь асимптоты при $\Delta k_b \rightarrow \infty$.

Даже если определение функции $f(\Delta k_b)$ не было бы затруднено, формула (12-6) не очень подходила бы для практического использования. Определение платы за теплоноситель должно по этой причине вестись возможно более простым способом. Поэтому для наиболее простого варианта эксергетического тарифа можно считать, что плата за пар должна быть пропорциональна эксергии (это предположение не учитывает влияния плотности эксергии на стоимость пара). Чтобы обойти трудности установления оплаты за воду, можно эту плату установить на основе эксергии пара, израсходованного на выработку горячей воды. Уменьшение эксергии пара, использованного для выработки горячей воды, можно при определенных упрощениях поставить в зависимость от температуры воды и времени года, а полученные значения свести в соответствующую таблицу. Это уменьшение эксергии в работе [Л. 111] получило название *тарифной эксергии горячей воды*. Для установления тарифной эксергии приняты следующие упрощения:

1) нагрев воды происходит только путем конденсации насыщен-

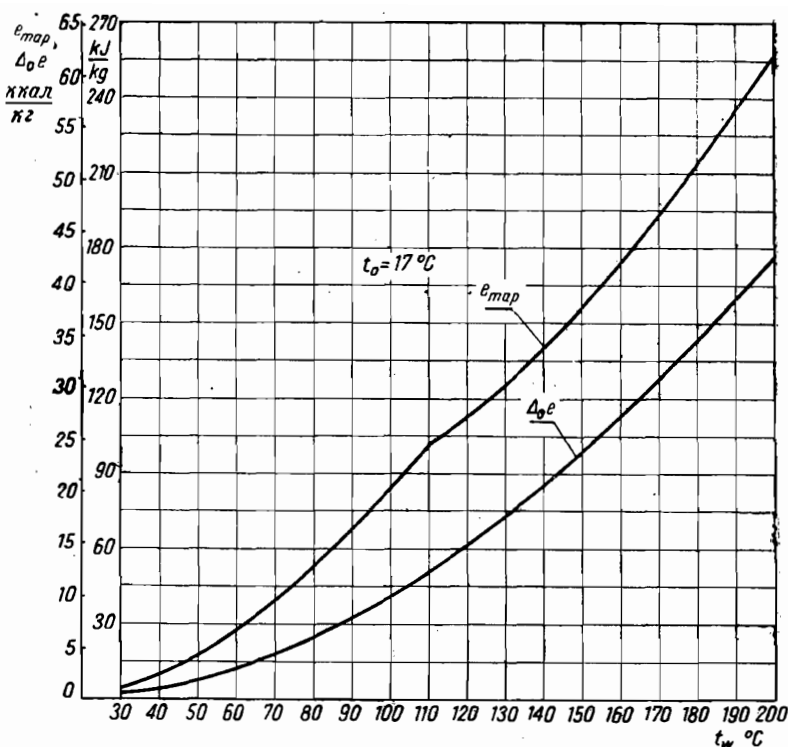


Рис. 149. Физическая эксергия конденсата и тарифная эксергия горячей воды.

Таблица 43

Физическая эксергия конденсата и тарифная эксергия горячей воды для летних месяцев (VI, VII, VIII) (условная температура окружающей среды $t_0=17^\circ\text{C}$)

Температура $t_w, ^\circ\text{C}$	Физическая эксергия $\Delta_0 e$		Тарифная эксергия e_{tar}	
	кдж/кг	ккал/кг	кдж/кг	ккал/кг
30	1,13	0,27	3,98	0,95
40	3,60	0,86	9,84	2,35
50	7,24	1,73	17,84	4,26
60	12,14	2,90	27,76	6,63
70	18,05	4,31	39,52	9,44
80	25,12	6,00	53,00	12,66
90	33,16	7,92	67,99	16,24
100	41,99	10,03	84,41	20,16
110	51,92	12,40	102,20	24,41
120	62,55	14,94	114,05	27,24
130	74,27	17,74	127,49	30,45
140	86,62	20,69	142,31	33,99
150	99,98	23,88	158,55	37,87
160	113,80	27,18	176,05	42,05
170	128,99	30,81	194,94	46,56
180	144,65	34,55	214,91	51,33
190	161,07	38,47	236,09	56,39
200	178,32	42,59	258,41	61,72

ного пара (т. е. температура греющего пара в процессе нагрева воды является постоянной);

2) наименьшая разность температур при теплообмене между паром и водой составляет 10°C (температура конденсации пара зависит от температуры воды);

3) нагрев воды до температуры 110°C происходит в одноступенчатом подогревателе; температуру выше 110°C получают в другом подогревателе, питаемом паром с соответственно повышенным давлением.

Значения тарифной эксергии горячей воды, найденные для летних месяцев, приведены в табл. 43. На рис. 149 показаны зависимости физической эксергии воды и тарифной эксергии от температуры воды. Кривая тарифной эксергии имеет излом при температуре 110°C в связи с допущением, что с этой температуры начинается двухступенчатый нагрев воды.

12-3-3. ПОСТРОЕНИЕ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО ТАРИФА ПЛАТЫ ЗА ТЕПЛОНОСИТЕЛЬ

В эксергетический тариф следовало бы заложить величины, связанные как с постоянными, так и

Таблица 44

Примерные ставки эксергетического тарифа на пар и горячую воду, вырабатываемые на ТЭЦ

Теплоноситель	Род взиманий и условия	Годовая постоянная оплата за заявленную производительность, злотых/год		Переменная оплата, злотых	
		1 Гдж эксергии в час	1 Гкал эксергии в час	Гдж эксергии	Гкал эксергии
Вода	Франко-ТЭЦ	54 900	230 000	27,9	117
	Франко-потребитель	64 000	268 000	29,9	125
Пар	Франко-ТЭЦ	54 200	227 000	27,9	117
	Франко-потребитель	70 000	293 000	30,8	129

с переменными составляющими стоимости, поскольку первые учитывают амортизационные расходы и расходы при сооружении установок, вырабатывающих теплоноситель, в то время как вторые учитывают главным образом стоимость израсходованного топлива.

Для иллюстрации построения эксергетического тарифа использованы тарифные ставки 1960 г., которые приближенным методом переведены в ставки эксергетического тарифа. Тарифные ставки 1960 г. были установлены на основе себестоимости, найденной физическим методом, который приводит к чрезвычайно большому значению. В соответствии с расчетами Марецкого [Л. 66] (который проводил анализ процесса ТЭЦ с турбинами противодавления, питаемыми паром, имеющим давление 88 бар и температуру 500°С) установлено, что физический метод дает для пара с давлением 5 бар завышение постоянных издержек на 49%, а переменных примерно на 33% (вычислено относительно результатов физического метода). Для пара с давлением 5 бар постоянная оплата по тепловому тарифу должна, таким образом, составить 65 000 злотых/год за заказанную 1 Гкал/ч, переменная же оплата франко-электростанция должна иметь значение 33,5 злотых/Гкал. Зная избыток энтальпии (отсчитываемый от состояния жидкости при температуре окружающей среды) и физической эксергии насыщенного пара с дав-

лением 5 бар, можно в свою очередь установить ориентировочные ставки эксергетического тарифа:

$$S_e = S_i \frac{\Delta_{0e}}{\Delta_{0c}}, \quad (12-7)$$

где S_e — ставка эксергетического тарифа;

S_i — ставка физического тарифа, относящаяся к пару с выбранными параметрами (в принципе она должна быть установлена на основании себестоимости, рассчитанной по методу Вагнера);

Δ_{0i} , Δ_{0e} — физическая энтальпия (отсчитываемая от состояния жидкости при условной температуре окружающей среды) и физическая эксергия (для пара с выбранными параметрами).

Благодаря введению тарифной эксергии горячей воды ставки эксергетического тарифа могут быть для горячей воды подобны ставкам для пара. Ставки изменяющейся оплаты за израсходованную эксергию «франко-ТЭЦ» могли бы быть такими же, как и для пара. Постоянные ставки оплаты «франко-ТЭЦ» могли бы быть несколько выше, чем для пара, вследствие необходимости установки теплообменников-подогревателей. Наоборот, ставки оплаты «франко-потребитель» могли бы быть более низкими, чем для пара, с учетом того, что стоимость сооружения трубопровода, потери тепла

при передаче и потери эксергии, вызванные сопротивлениями в трубопроводах, для горячей воды меньше, чем для пара.

В табл. 44 приведены ориентировочные ставки эксергетического тарифа на теплоносители [Л. 111]. Величины, приведенные в этой таблице, являются фактически только примером, иллюстрирующим построение эксергетического тарифа.

12-4. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГРЕЮЩЕГО ПАРА ДЛЯ ПОВЕРХНОСТНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

12-4-1. ЗАВИСИМОСТЬ ПОСТОЯННЫХ И ПЕРЕМЕННЫХ ЗАТРАТ НА ТЕПЛООБМЕННИК ОТ ПАРАМЕТРОВ ПАРА

Общая стоимость k_c работы теплообменника складывается из нескольких составляющих, из которых при проектировании теплообменников, питаемых паром, важнейшими являются следующие: стоимость k_p греющего пара, стоимость k_t перекачивания через теплообменник нагреваемого агента и постоянные издержки k_w на теплообменник (включающие амортизацию, отчисление накоплений, ремонты и обслуживание). Изменение условий работы теплообменника вызывает изменение величин, составляющих общую стоимость, причем уменьшение постоянных издержек сопут-

ствует увеличению переменных затрат. Например, увеличение скорости протекания нагреваемого агента приводит к уменьшению сопротивления теплообмену и, следовательно, к уменьшению поверхности теплообменника. Однако это требует увеличения затрат на перекачивание нагреваемого агента. Повышение температуры греющего пара также приводит к уменьшению поверхности теплообменника, но, с другой стороны, связано с увеличением стоимости пара. Общая стоимость работы теплообменника, питаемого паром, таким образом, является функцией минимум двух независимых переменных. Эта функция имеет минимум. Кроме того, существуют оптимальные параметры греющего пара и оптимальные скорости протекания нагреваемого агента. Эти оптимальные значения обеспечивают получение минимальной стоимости работы теплообменника.

Предметом рассмотрения является влияние параметров греющего пара на стоимость эксплуатации теплообменника; поэтому принято, что условия перекачивания газа, подвергаемого нагреву, известны. В связи с этим стоимость k_t перекачивания нагреваемого газа не подвергается изменениям и при определении оптимальных параметров греющего пара достаточно рассматривать стоимость k_p пара и постоянные издержки k_w теплообменника [Л. 112].

Пар, питающий теплообменник, является, как правило, насыщенным или очень слабо перегретым с учетом необходимости получения высокого значения коэффициента теплопередачи. Поэтому в дальнейшем рассмотрен теплообменник, который питается насыщенным паром. Качество этого пара характеризуется его температурой T_s , от которой одновременно зависит давление пара. Стоимость пара увеличивается с увеличением температуры T_s . При возрастании последней можно, однако, ожидать уменьшения постоянных издержек на теплообменник (рис. 150), поскольку одновременно уменьшается поверхность теплообмена. Функция, определяющая сум-

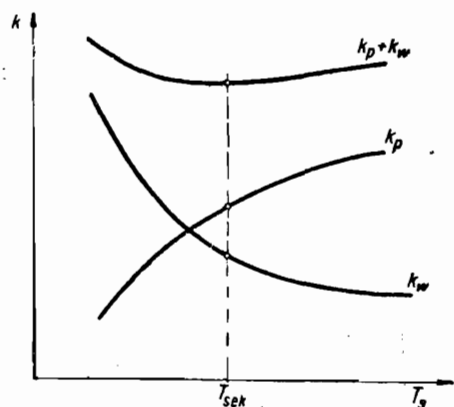


Рис. 150. Составляющие стоимости эксплуатации теплообменника-подогревателя.

му стоимостей k_p и k_w , имеет минимум, по которому можно определить оптимальную температуру греющего пара.

12-4-2. СТОИМОСТЬ ПАРА, ПИТАЮЩЕГО ТЕПЛООБМЕННИК

Определение стоимости пара, питающего теплообменник, основано на эксергетическом тарифе [Л. 111]. При этом стоимость тепла, отданного греющим паром, отнесенная к 1 ч работы теплообменника, составит:

$$\dot{K}_p = \left(C_z + \frac{C_s}{n} \frac{\dot{Q}_{\max}}{\dot{Q}_m} \right) (\dot{G}\Delta e)_m, \quad (12-8)$$

где $\dot{Q}_{\max}$, $\dot{Q}_m$ — максимальная и средняя тепловые нагрузки теплообменника;

$(\dot{G}\Delta e)_m$ — среднее значение произведения расхода пара на разность удельных эксергий пара, питающего теплообменник, и конденсата, выходящего из теплообменника;

C_s — постоянная абонементная годовая плата за получение единицы эксергии в час;

C_z — переменная плата за действительный расход эксергии;

n — число часов эксплуатации теплообменника в течение года.

Тепловая нагрузка теплообменника равна:

$$\dot{Q} = \dot{\Delta i} = \dot{G}\Delta i, \quad (12-9)$$

где Δi — разность удельных энтальпий пара, питающего теплообменник, и конденсата, выходящего из теплообменника;

$\dot{G}$ — расход пара, питающего теплообменник.

Если для упрощения принять, что в теплообменник подается влажный пар со степенью сухости x , а конденсат его покидает теплообменник

при температуре насыщения, то в формулах (12-8) и (12-9) можно будет сделать подстановки:

$$\dot{\Delta i} = \dot{G}\Delta i = \dot{G}x(i'' - i') = \dot{G}x r; \quad (12-10)$$

$$\begin{aligned} \dot{\Delta E} &= \dot{G}\Delta e = \dot{G}x(e'' - e') = \\ &= \dot{G}x r \frac{T_s - T_0}{T_s}, \end{aligned} \quad (12-11)$$

где r — энтальпия парообразования.

В результате почленного деления уравнений (12-8) и (12-9) получается стоимость пара k_p , отнесенная к единице тепла, передаваемого в теплообменнике. Если же воспользоваться еще уравнениями (12-10) и (12-11), то получим:

$$k_p = \left(C_z + \frac{C_s}{n} \frac{\dot{Q}_{\max}}{\dot{Q}_m} \right) \frac{T_s - T_0}{T_s}. \quad (12-12)$$

Из формулы (12-12) следует, что удельная стоимость тепла, отданного греющим паром, зависит только от температуры пара и времени работы теплообменника.

12-4-3. ПОСТОЯННЫЕ РАСХОДЫ НА ТЕПЛООБМЕННИК

Постоянные расходы на теплообменник можно отнести к единице переданного тепла путем введения коэффициента удельной поверхности теплопередачи

$$\frac{F}{\dot{Q}_m} = \frac{1}{k\Delta t_m}, \quad (12-13)$$

где F — общая поверхность теплопередачи;

k — коэффициент теплопередачи;

Δt_m — средняя разность температур греющего пара и нагреваемой среды.

Используя введенный показатель, получим следующую формулу для определения постоянных расходов k_w , отнесенных к единице передаваемого тепла:

$$\begin{aligned} k_w &= \frac{F}{\dot{Q}_m} \cdot \frac{K_n}{n} \left(\frac{1}{\tau_w} + \rho \right) = \\ &= \frac{1}{k\Delta t_m} \cdot \frac{K_n}{n} \left(\frac{1}{\tau_w} + \rho \right), \end{aligned} \quad (12-14)$$

где K_i — капиталовложения, отнесенные к единице поверхности теплопередачи теплообменника;

τ_w — проектный срок службы теплообменника (в годах);

ρ — общие удельные расходы на отчисления для накоплений и ремонтов вместе с удельными годовыми общими расходами и зарплатой.

Удельные капиталовложения K_i зависят от величины теплообменника и температуры греющего пара (так как температура и давление греющего пара регламентируют вид применяемого конструкционного материала теплообменника):

$$K_i = K_i(F, T_s) = K_i\left(\frac{\dot{Q}_m}{k\Delta t_m}, T_s\right). \quad (12-15)$$

Характер этой зависимости наиболее просто можно установить тогда, когда влияние температуры T_s на вид применяемых конструкционных материалов невелико. В этом случае можно считать, что суммарная стоимость теплообменника находится в линейной зависимости от его поверхности теплообмена:

$$K_i F = C_i + d_i A. \quad (12-16)$$

Отсюда следует формула для определения удельных капиталовложений K_i :

$$K_i = \frac{C_i}{\dot{Q}_m} k\Delta t_m + d_i, \quad (12-17)$$

где C_i, d_i — коэффициенты, взятые из смет или каталогов.

12-4-4. ОПТИМАЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ГРЕЮЩЕГО ПАРА

Нагревание потока при постоянной температуре

Если температура T_m потока, которому сообщается тепло, постоянна, то сумму постоянных расходов и расходов на тепло определяет фор-

мула

$$k_p + k_w = \left(C_z + \frac{C_s}{n} \frac{\dot{Q}_{\text{макс}}}{\dot{Q}_m}\right) \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) + \frac{K_i \left(\frac{1}{\tau_w} + \rho\right)}{n k (T_s - T_m)}. \quad (12-18)$$

Формула (12-18) может применяться для расчета оптимальной температуры T_s , только если известны значения всех составляющих, кроме T_s . Особое внимание следует уделить функции $K_i(F, T_s)$. Если для этой цели использовать уравнение (12-17), то получим формулу

$$k_p + k_w = T_0 \left(C_z + \frac{C_s}{n} \frac{\dot{Q}_{\text{макс}}}{\dot{Q}_m}\right) \times \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_s}\right) + \frac{1}{n} \left(\frac{1}{\tau_w} + \rho\right) \times \left[\frac{C_i}{\dot{Q}_m} + \frac{di}{k(T_s - T_m)}\right]. \quad (12-19)$$

Приравняв нулю первую производную этого уравнения, получим два корня, из которых только один удовлетворяет условию $T_s > T_m$. Этот корень и определяет экономически целесообразное значение средней температуры греющего пара:

$$T_{sek} = \frac{T_m}{1 - \sqrt{D}}, \quad (12-20)$$

где для сокращения записи

$$D = \frac{d_i \left(\frac{1}{\tau_w} + \rho\right)}{k T_0 \left(C_z n + C_s \frac{\dot{Q}_{\text{макс}}}{\dot{Q}_m}\right)}. \quad (12-21)$$

D , естественно, величина безразмерная.

Нагревание потока при переменной температуре

Если поток, которому сообщается тепло, имеет переменную температуру, но постоянный тепловой эквивалент (постоянную теплоемкость), то среднюю разность температур можно выразить посредством средней логарифмической разности. Тогда вместо формулы (12-19) по-

лучится следующее уравнение:

$$k_p + k_w = T_0 \left(C_z + \frac{C_s}{n} \cdot \frac{\dot{Q}_{\text{макс}}}{\dot{Q}_m} \right) \times \\ \times \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_s} \right) + \frac{1}{n} \left(\frac{1}{\tau_w} + \rho \right) \times \\ \times \left[\frac{C_H}{\dot{Q}_m} + \frac{d_i}{k(T_1 - T_2)} \ln \frac{T_s - T_2}{T_s - T_1} \right], \quad (12-22)$$

где T_1 , T_2 — температуры нагреваемого потока на входе в теплообменник и на выходе из него.

Приравняв нулю первую производную функции $k_p + k_w$, получим из уравнения (12-22) следующую формулу для определения среднего значения оптимальной температуры греющего пара:

$$T_{sek} = \frac{1}{1-D} \cdot \frac{T_1 + T_2}{2} \times \\ \times \left[1 + \sqrt{1 - (1-D) \frac{4T_1 T_2}{(T_1 + T_2)^2}} \right]. \quad (12-23)$$

Значение величины D определено формулой (12-21).

Задача выбора оптимальных параметров греющего пара для поверхностных теплообменников должна решаться прежде всего в проектных организациях при выборе параметров для проектируемых теплообменников и подборе типа турбин, которые должны быть установлены на проектируемых теплоэлектростанциях. Эта же задача должна быть принята во внимание и при проектировании турбин с отбором пара и противодавлением. Параметры пара отборов и пара противодавления должны удовлетворять условиям экономического использования пара.

Определение экономически наиболее рациональных параметров пара возможно, естественно, только на основании рационального тарифа на теплоноситель, т. е. тарифа, учитывающего в стоимости тепла температуру теплоносителя.

Пример 12-1. Расчет оптимальных параметров греющего пара

В теплообменнике предполагается осуществлять подогрев воздуха от температуры $T_2 = 300^\circ \text{K}$ до $T_1 = 390^\circ \text{K}$ при помощи

пара. Воздух движется по трубкам с внутренним диаметром $D_w = 39,5 \text{ мм}$ со скоростью $w = 3 \text{ м/сек}$. При таких условиях коэффициент теплоотдачи равен:

$$k = 15 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Для того чтобы определить по формуле (12-21) значение D , принимаем:

Количество часов работы теплообменника . . .	$n = 7000 \text{ ч/год}$
Средняя температура окружающей среды . . .	$T_0 = 283^\circ \text{K}$
Отношение максимальной тепловой нагрузки к средней	$\dot{Q}_{\text{макс}}/\dot{Q}_m = 1,20$
Срок службы теплообменника	$\tau_w = 20 \text{ лет}$
Коэффициент капитало- вложений в формуле (12-16)	$d_i = 500 \text{ злотых/м}^2$
Совокупные удельные годовые расходы на отчисления, накопления и ремонт вместе с удельными общими расходами и зарплатой	$\rho = 0,16 \text{ (16\%)}$

Статьи C_s и C_z тарифа на пар взяты из табл. 44.

Определенное по формуле (12-21) числовое значение

$$D = 0,02264.$$

После подстановки соответствующих числовых значений в формулу (12-23) получим:

$$T_{sek} = 423^\circ \text{C}.$$

Этой температуре соответствует давление насыщенного греющего пара $p_{sek} = 4,76 \text{ бар}$.

В данном примере стоимость работы теплообменника, подсчитанная по формуле (12-22), составляет $k_{el} = 18,2 \text{ злотых/Гдж}$. Если бы температура греющего пара возросла, например, на 10%, т. е. составила бы $T_s = 465^\circ \text{C}$, то стоимость работы теплообменника увеличилась бы до $k = 19,2 \text{ злотых/Гдж}$. Полученные в примере значения указывают на экономические потери вследствие неправильно подобранных параметров пара.

12-5. ЭКОНОМИЧНАЯ ТОЛЩИНА ИЗОЛЯЦИИ

Увеличение толщины слоя теплоизоляции приводит не только к увеличению капиталовложений, но и к уменьшению расходов, вызванных потерями тепла. Суммируя стоимость теплопотерь и постоянные затраты, вытекающие из капиталовложений, можно установить экономически целесообразную толщину изоляции, при которой общие расходы

на эксплуатацию трубопровода будут минимальными.

При определении экономической толщины изоляции стоимость потеряннго тепла рассчитывают обычно по среднеарифметическому значению единицы тепла. Естественно, что этот метод ошибочен, так как тепло, теряемое в трубопроводе, является наиболее высококачественным теплом с точки зрения питания как турбин, так и теплообменников.

Дальнейшие рассуждения будут основаны на примере расчета трубопровода, подающего пар к конденсационной турбине [Л. 110]. Оценивая тепло по средней стоимости единицы тепла, получим следующее выражение для определения уменьшения ценности пара в результате потери тепла:

$$dw_{sr} = \frac{dq}{q_k} = \frac{dq}{i - i_w}, \quad (12-24)$$

где dw_{sr} — относительное падение ценности пара, рассчитанное по среднеарифметической стоимости;

q_k — тепло, сообщенное пару в котле;

i, i_w — энтальпия пара, производимого в котле, и воды, питающей котел.

Если для определения стоимости потерь тепла применить эксергию, то относительное уменьшение ценности пара надо будет рассчитывать как отношение падения эксергии пара в результате потери тепла dq к приращению эксергии Δe_k в котле. Снижение эксергии в результате потери тепла dq равно:

$$de = dq \frac{T - T_0}{T}. \quad (12-25)$$

Относительное снижение ценности пара, рассчитанное при помощи эксергии, можно, следовательно, выразить формулой

$$dw = \frac{-de}{\Delta e_k} = \frac{T - T_0}{T} \cdot \frac{dq}{i - i_w - T_0(s - s_w)}. \quad (12-26)$$

Величины q_k, dq, e_k и $(-de)$, встречающиеся в формулах (12-24)

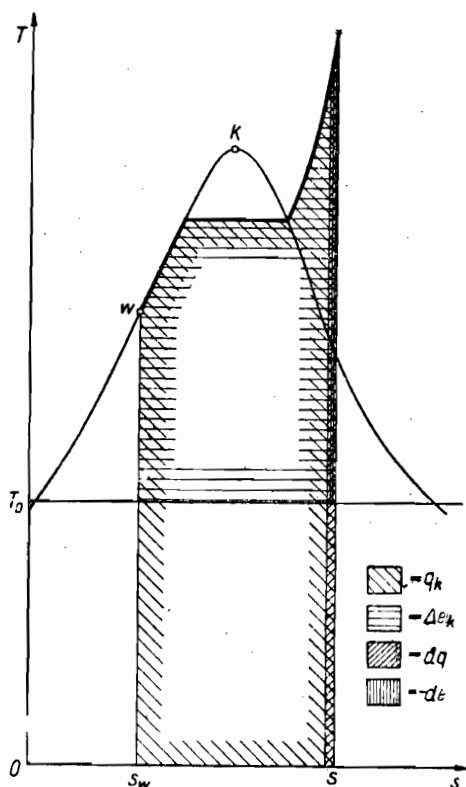


Рис. 151. Перепад эксергии $(-de)$, вызванный потерями тепла dq в трубопроводе, подводящем пар от котла к конденсационной турбине.

и (12-26), изображены на рис. 151. Разность между результатами, полученными по первому и второму методам расчета потерь тепла, можно, используя уравнения (12-24) и (12-26), выразить формулой

$$1 - \frac{dw_{sr}}{dw} = \frac{T_0}{T - T_0} \times \left(T \frac{s - s_w}{i - i_w} - 1 \right). \quad (12-27)$$

Для примера можно принять следующие значения: давление пара, выходящего из котла, $p=100$ бар; температура пара $t=510^\circ\text{C}$; температура воды, поступающей в котел, $t_w=210^\circ\text{C}$; температура окружающей среды $t_0=10^\circ\text{C}$. После подстановки этих значений в формулу (12-27) получим:

$$1 - \frac{dw_{sr}}{dw} = 18,5\%.$$

При меньших давлениях разница была бы заметнее.

Расчет тепловых потерь горячего рабочего тела по среднеарифметическому значению единицы тепла дает заниженные результаты и приводит к недостаточной экономичной толщине изоляции. Повышенную локальную ценность теремого тепла можно определить при помощи эксергии. Однако нельзя быть уверенным в том, что рассчитанное так значение локальной ценности близко к значению локальной ценности, полученному чисто экономическими методами. Только при оценке среднего значения тепла эксергетический метод обеспечивает получение достаточно точных результатов, поскольку в крайних точках рассматриваемой области температур они совпадают со значениями, вытекающими из экономических предпосылок [Л. 126].

12-6. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ ПРИ ДРОССЕЛИРОВАНИИ

12-6-1. ВЛИЯНИЕ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ НА РАСХОДЫ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕПЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Для регулирования расхода потока, измерения количества агента, фильтрации или других целей в трубопроводы включается такая арматура, как вентили, задвижки, мерные муфты, фильтры и т. п. Эти устройства выполняют свои функции, вызывая постоянное падение давления протекающего агента, что связано с экономическими потерями. Следовательно, всегда надлежит взвешивать преимущества, получаемые от использования такой арматуры, и сравнивать их с потерями, возникающими при дросселировании [Л. 113].

Экономические потери, вызванные дросселированием, возникают прежде всего из-за необходимости создания большей степени сжатия в машине, перекачивающей рассматриваемый агент. Дополнительное давление, расходуемое на преодоление сопротивления дросселирования, влечет за собой увеличение приводной мощности сжимающей машины. Кроме того, увеличение степени сжатия требует увеличения размеров

компрессора, что связано с увеличением капиталовложений.

Однако процесс дополнительного сжатия никогда не бывает изотальным. В связи с этим увеличение эксергии, вызванное возрастанием степени сжатия, отличается от потерь эксергии в результате дросселирования. Разность между первым и вторым из указанных значений можно назвать приращением эксергии сжатия. Эта величина может быть положительной или отрицательной. Если приращение эксергии сжатия положительно, то оно частично используется в рассматриваемом тепловом процессе; следовательно, суммарные экономические потери, вызванные дросселированием, меньше расходов на дополнительное сжатие. При дросселировании агентов, имеющих более низкую температуру, чем температура окружающей среды, приращение эксергии сжатия может быть отрицательным: тогда экономические потери будут большими, чем можно было бы ожидать, исходя из увеличения степени повышения давления.

Из приведенных соображений следует, что определение экономических потерь, возникающих в результате дросселирования, требует проведения анализа взаимного влияния необратимых явлений в исследуемом процессе. При рассмотрении конкретных процессов проведение такого анализа не встречает трудностей, но выразить результаты такого анализа в общем виде трудно. Поэтому приведенный ниже анализ основан на нескольких упрощающих предположениях. Тем не менее этот анализ указывает на возможность исследования взаимного влияния необратимых явлений и оценки экономических результатов этих явлений путем одновременного проведения эксергетического и экономического анализов.

В названном выше анализе приняты следующие важнейшие упрощающие предпосылки:

1) дросселирование происходит в потоке, вышедшем из сжимающей машины;

2) сжимающая машина (насос, воздуходувка, вентилятор, компрес-

сор) оборудована электроприводом;

3) сжатие, компенсирующее сопротивление дросселирования, происходит адиабатно;

4) падение давления при дросселировании мало сравнительно с абсолютным давлением, под которым находится рассматриваемое рабочее тело.

12-6-2. УВЕЛИЧЕНИЕ ПОТРЕБЛЕНИЯ МОЩНОСТИ ПРИ ДОПОЛНИТЕЛЬНОМ СЖАТИИ

В связи с предположением, что падение давления при дросселировании мало, при расчете мощности на сжатие, потребной для компенсации этого падения, можно применить приближенную формулу расчета установочной мощности для сжатия

$$\Delta N_p = \frac{\dot{V}_p \delta p}{\eta_k \eta_m \eta_{el}}, \quad (12-28)$$

где $\dot{V}_p$ — объемный расход потока агента в момент дополнительного сжатия (с учетом предпосылки 1, принятой в подпараграфе 12-6-1, значение $\dot{V}_p$ следует определять на выходе сжимающей машины);

∇p — падение давления, вызванное дросселированием;

η_i — внутренний локальный адиабатный к. п. д. сжатия;

η_m, η_{el} — механический к. п. д. сжимающей машины и к. п. д. электродвигателя.

Внутренний локальный адиабатный к. п. д. сжатия определяется отношением элементарной работы привода при изэнтропном сжатии к элементарной внутренней работе привода:

$$\eta_i = \frac{|dl_s|}{|dl_i|} = \frac{v dp}{di}, \quad (12-29)$$

где $|l_s|, |l_i|$ — приводная работа изэнтропного сжатия и внутренняя приводная работа сжатия.

В некоторых насосах тепло, выделяющееся в подшипниках в результате трения, поглощается перекачиваемой жидкостью. В таких слу-

чаях в уравнение (12-28) вместо η_i следует подставлять полный к. п. д. насоса $\eta_c = \eta_i \eta_m$.

12-6-3. ПРИРАЩЕНИЕ ЭКСЕРГИИ СЖАТИЯ

Потери эксергии, возникающие при дросселировании потока, движущегося с умеренной скоростью, можно определить путем замены дросселирования изэнтропным процессом. (В действительности в процессе дросселирования энтальпия одинакова только в начальном и конечном состояниях: в промежуточных состояниях кинетическая энергия возрастает, в результате чего энтальпия меньше, чем в крайних состояниях.) Подставив в дифференциальное уравнение термической эксергии $di=0$, получим следующую формулу для определения элементарной потери эксергии в процессе дросселирования:

$$d(\nabla e) = \frac{T_0}{T} v dp. \quad (12-30)$$

Приращение эксергии сжимаемого агента, вызванное увеличением степени сжатия в сжимающей машине, можно определить посредством дифференциала термической эксергии:

$$de = di \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) + \frac{T_0}{T} v dp, \quad (12-31)$$

где dp — элементарное падение давления в процессе дросселирования, равное элементарному приращению давления при дополнительном сжатии.

Учитывая в формуле (12-31) зависимость (12-29), получим уравнение

$$de = \frac{T_0}{T} v dp \left(\frac{1}{\eta_i} \times \right. \\ \left. \times \frac{T - T_0}{T_0} + 1 \right). \quad (12-32)$$

Приращение эксергии сжатия получаем как разность уравнений (12-30) и (12-32), учитывая при вычитании, что дросселирование и дополнительное сжатие происходят в общем случае при разных пара-

метрах:

$$de_d = de - d(\nabla e) = \frac{T_0}{T_p} v dp \times \\ \times \left(\frac{1}{\eta_i} \cdot \frac{T_p - T_0}{T_0} + 1 \right) - \\ - \frac{T_0}{T_d} v_d dp, \quad (12-33)$$

где T_p, v_p — термические параметры при сжатии, компенсирующем потери при дросселировании;
 T_d, v_d — термические параметры при дросселировании.

Если падение давления ∇p невелико по сравнению с абсолютным давлением, то уравнение (12-33) можно проинтегрировать при условиях $v_p = \text{idem}$ и $v_d = \text{idem}$, в результате чего получится формула приращения эксергии сжатия, отнесенная к единице времени:

$$\Delta E_d = \dot{V}_p \nabla p \frac{T_0}{T_p} \left[\frac{1}{\eta_i} \times \right. \\ \times \left. \frac{T_p - T_0}{T_0} + 1 - \frac{v_d}{v_p} \cdot \frac{T_p}{T_d} \right], \quad (12-34)$$

где ∇p — полное падение давления в процессе дросселирования.

Выражение $1 - \frac{v_d T_p}{v_p T_d}$ в уравнении (12-34) обычно близко к нулю. Следовательно, в общем, при $T_p > T_0$, приращение эксергии является величиной положительной. Если же $T_p < T_0$ (температура агента ниже температуры окружающей среды), то приращение эксергии отрицательно. При рассмотрении насосов, в которых нагнетаемая жидкость поглощает выделяющееся в подшипниках вследствие трения в них тепло, в формуле (12-34) вместо величины η_i следует употреблять η_c .

12-6-4. УДЕЛЬНАЯ СТОИМОСТЬ ПРИРАЩЕНИЯ ЭКСЕРГИИ СЖАТИЯ

Приращение эксергии сжатия используется в последующих звеньях процесса, что приводит в общем к снижению эксплуатационных расходов на них. Если после сжатия агент проходит по звену, в котором

происходит подвод эксергии (звено привода), то приращение эксергии сжатия приводит к уменьшению расхода эксергии привода. Это наиболее распространенный случай. Например, в газотурбинном агрегате после сжатия происходит подведение тепла к рабочему телу. Если за звеном сжатия следует звено полезного эффекта процесса, то приращение эксергии сжатия приводит к увеличению этого эффекта при условии, что приращение эксергии сжатия положительно. Например, в тепловом насосе после сжатия происходит отдача полезного греющего тепла. Если же после сжатия термодинамический агент не проходит ни через приводное звено, ни через звено полезного эффекта, то приращение эксергии не влияет на эксплуатационные расходы, связанные с процессом, а экономическое значение приращения эксергии равно нулю. Например, приращение эксергии сжатия, получаемое при работе вытяжного вентилятора, отсасывающего продукты сгорания из котла, не влияет на стоимость эксплуатации котла.

Значение экономического приращения эксергии сжатия следует, таким образом, оценивать по удельной стоимости приращения эксергии рассматриваемого агента в приводном звене или удельной стоимости падения эксергии этого агента в звене полезного эффекта.

Удельная стоимость приращения эксергии рассматриваемого агента в приводном звене вытекает из стоимости приводной эксергии, переменных затрат на обслуживание и сохранение приводного звена и постоянных расходов на это звено:

$$k_b = \frac{1}{\Delta \dot{E}_N} (\dot{E}_N k_N + \dot{G} k_z + K_{\text{тр}}), \quad (12-35)$$

где k_b — стоимость удельного приращения эксергии агента в приводном звене;

$\Delta \dot{E}_N$ — приращение эксергии рассматриваемого агента в приводном звене, отнесенное к единице времени;

$\dot{E}_N$, k_N — расход приводной эксергии, отнесенный к единице времени ($\dot{E}_N > \Delta \dot{E}_N$), и стоимость этой эксергии;

k_z — удельные переменные расходы на обслуживание и сохранение приводного звена, отнесенные к единице расхода потока рассматриваемого агента;

$\dot{G}$ — расход потока агента;

K_i — капиталовложения в приводное звено;

p — относительные постоянные расходы, выраженные в долях капиталовложений.

Удельная стоимость падения эксергии рассматриваемого агента в звене полезного эффекта определяется удельной стоимостью полезного эффекта процесса:

$$k_b = \frac{\dot{U} k_u}{-\Delta \dot{E}_u}, \quad (12-36)$$

где $\dot{U}$ — полезный эффект процесса, отнесенный к единице времени;

k_u — удельная стоимость полезного эффекта;

$-\Delta \dot{E}_u$ — падение эксергии рассматриваемого агента в звене полезного эффекта.

Удельная стоимость, получающаяся по формуле (12-36), как правило, больше удельной стоимости, определенной по формуле (12-35).

12-6-5. РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ПРИ ДРОССЕЛИРОВАНИИ

Экономические потери при дросселировании следует определять по удельной стоимости работы сжатия (с учетом влияния увеличенных капитальных затрат на сжимающую машину). От значения потерь следует отнять стоимость приращения эксергии сжатия.

Удельную стоимость работы сжатия обозначим через k_p . В связи с принятым ранее предположением о том, что сжимающая машина имеет электродвигатель, величина k_p определяет удельную стоимость электроэнергии. Увеличение капи-

тальных затрат на сжимающую машину можно учесть, введя поправку a , являющуюся частью величины k_p . Обычно эта поправка не превышает нескольких процентов. Для большей наглядности можно ввести в формулу отношение стоимости k_b приращения эксергии сжатия к стоимости k_p работы сжатия:

$$a = k_b / k_p. \quad (12-37)$$

Если же за звеном сжатия в рассматриваемом процессе следует звено привода, то выполняется условие $a < 1$. Если после сжатия агент проходит через звено полезного эффекта, то значение a в общем случае больше, чем в предыдущем случае; при этом часто $a > 1$. Если же после сжатия агент не протекает ни через приводное звено, ни через звено полезного эффекта, то следует принять $a = 0$.

На основе формул (12-28) и (12-34), подставив в (12-37) принятые обозначения, получим уравнение экономических потерь при дросселировании:

$$\begin{aligned} \dot{K}_{df} = & k_p \dot{V}_p \nabla p \left[\frac{(1+a)}{\eta_m \eta_{et}} - \right. \\ & - a \frac{T_0}{T_p} \left(\frac{1}{\eta_m} \cdot \frac{T_p - T_0}{T_0} + 1 \right) - \\ & \left. - \frac{v_d}{v_p} \cdot \frac{T_p}{T_d} \right], \quad (12-38) \end{aligned}$$

где a — поправка, учитывающая увеличение капитальных затрат на сжимающую машину.

В формуле (12-38) при помощи выражения, умноженного на a , учитывается влияние приращения эксергии сжатия. В прямых циклах эта поправка невелика ($a < 1$) и уменьшает экономические потери $\dot{K}_{df}$. В обратных циклах она имеет большое значение и может или уменьшать экономические потери (если дополнительное сжатие происходит при температуре, более высокой, чем температура окружающей среды), или же заметно увеличивать потери $\dot{K}_{df}$ (если дополнительное сжатие происходит при более низкой температуре, чем температура окружающей среды).

12-6-6. ЭКОНОМИЧНАЯ СКОРОСТЬ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ

При определенном расходе потока жидкости, движущейся по трубопроводу, существуют экономически наиболее выгодная скорость течения и связанный с нею диаметр трубопровода. При такой скорости сумма экономических потерь $\dot{K}_{df}$ при дросселировании, расходов $\dot{K}_r$, связанных с сооружением трубопровода, и расходов $\dot{K}_{iz}$, связанных с устройством теплоизоляции, минимальна (здесь все расходы отнесены к единице времени). В дальнейших выводах принято, что способ выполнения изоляции выбран заранее. В связи с этим расходы $\dot{K}_{iz}$ на изолирование трубопровода не изменяются, поэтому для определения оптимальной скорости ω_{opt} течения потока достаточно рассматривать сумму расходов $\dot{K}$ *злотых/ч*, состоящую из расходов $\dot{K}_r$, связанных с сооружением трубопровода, и экономических потерь $\dot{K}_{df}$ при дросселировании:

$$\dot{K} = \dot{K}_r + \dot{K}_{df}. \quad (12-39)$$

Расходы $\dot{K}_r$, отнесенные к 1 ч работы установки, можно выразить формулой

$$\dot{K}_r = \frac{k_A}{n} \left(\frac{1}{\tau} + \rho_1 + \rho_2 + \rho_3 \right) \frac{\dot{V}_p}{\omega} L, \quad (12-40)$$

где k_A — показатель стоимости вместе с монтажом, отнесенный к единице площади проходного отверстия трубы единичной длины;

τ — долговечность трубопровода;

n — количество часов работы трубопровода в год;

$\dot{V}_p$, ω — объемный расход и скорость потока;

L — длина трубопровода;

$\rho = \rho_1 + \rho_2 + \rho_3$ — суммарные относительные расходы по отчислениям на накопления ρ_1 и ремонты ρ_2 вместе с относительными общими годовыми расходами и зарплатой ρ_3 .

Экономические потери при дросселировании определяются по формуле (12-38), которую можно записать в сокращенном виде:

$$\dot{K}_{df} = k_p \dot{V}_d \nabla p Z, \quad (12-41)$$

где применено следующее сокращение:

$$Z = \frac{1 + \alpha}{\eta_m \eta_m \eta_{et}} - \alpha \frac{T_0}{T_p} \times \times \left(\frac{1}{\eta_m} \cdot \frac{T_p - T_0}{T_0} + 1 - \frac{v_d T_p}{v_p T_d} \right). \quad (12-42)$$

Потери давления жидкости, протекающей в гладкостенном трубопроводе при турбулентном характере течения, можно определить по формуле¹

$$\nabla p = 0,1582 (L + \Sigma L_z) \times \times \frac{(\eta v^3)^{0,25} \omega^{2,37}}{\left(\frac{4 \dot{V}_p}{\pi} \right)^{0,625}}, \quad (12-43)$$

где ΣL_z — сумма местных сопротивлений трубопровода, выраженных длиной прямолинейных отрезков трубопровода;

v , η — плотность и динамический коэффициент вязкости жидкости.

После подстановки формул (12-40), (12-41) и (12-43) в формулу (12-39) получим:

$$\dot{K} = \frac{k_A}{n} \left(\frac{1}{\tau} + \rho \right) \frac{\dot{V}_p}{\omega} L + + 0,1582 k_p \dot{V}_p Z (L + \Sigma L_z) \times \times \frac{(\eta v^3)^{0,25} \omega^{2,37}}{\left(\frac{4 \dot{V}_p}{\pi} \right)^{0,625}}. \quad (12-44)$$

Приравняв производную $d\dot{K}/d\omega$ нулю, получим формулу для определения оптимальной скорости ω_{opt} течения жидкости в трубопроводе:

$$\omega_{opt} = \left[\frac{3,1 L k_A (1 + \tau \rho) \dot{V}_p^{0,25}}{n k_p \tau (L + \Sigma L_z) (\eta v^3)^{0,25} Z} \right]. \quad (12-45)$$

При расчете по формуле (12-45) следует прежде всего принять диаметр трубопровода, затем найти со-

¹ К. Гутковский, «Холодильное дело», Варшава, 1963.

ответствующие ему значения k_A и ΣL_z и после определения скорости течения убедиться в том, что они соответствуют расчетному диаметру. Если расхождение велико, расчет следует повторить.

Пример 12-2. Расчет экономических потерь при дросселировании и экономической скорости течения

В холодильной установке рассол перекачивается насосом, гидравлический к. п. д. которого равен $\eta_i=0,6$, а механический $\eta_m=0,95$. Коэффициент полезного действия электродвигателя насоса $\eta_{el}=0,93$. Удельная стоимость сжатия k_p равна удельной стоимости электроэнергии k_{el} :

$$k_p = k_{el} = 0,77 \text{ злотых/квт} \cdot \text{ч.}$$

Считаем, что рассольный насос расположен на входе в холодильную камеру, т. е. перед звеном полезного эффекта.

Удельная стоимость полезного эффекта выразится так:

$$k_u = \frac{E_{el} k_{el} (1 + \beta)}{\Delta E_{zr}}, \quad (12-46)$$

где E_{el} — электроэнергия, использованная для привода холодильной установки;

ΔE_{zr} — приращение эксергии холодильной камеры¹;

β — поправка, учитывающая расходы на амортизацию, накопления, ремонты, а также общие расходы, расходы на обслуживание холодильной установки и зарплату.

Приняв $\beta=0,15$ и значение отношения $\Delta E_{zr}/E_{el}=0,2$, по формуле (12-46) можно определить отношение

$$\frac{k_u}{k_p} = \frac{1 + 0,15}{0,2} = 5,75.$$

Отношение падения эксергии рассола к полезному эффекту процесса выражается формулой

$$\begin{aligned} \frac{\Delta \dot{E}_u}{\dot{U}} &= \frac{\dot{V}_p v [i_1 - i_2 - T_0 (s_1 - s_2)]}{\dot{V}_p v (i_1 - i_2) \frac{T_z - T_0}{T_z}} = \\ &= \left(1 - \frac{T_0 \ln \frac{T_1}{T_2}}{T_1 - T_2} \right) \frac{T_z}{T_z - T_0}, \quad (12-47) \end{aligned}$$

где T_z — температура в холодильной камере;

$\dot{V}_p v$ — объемный расход потока и плотность рассола.

Индексы 1 и 2 обозначают состояние рассола до и после холодильной камеры.

Приняв $t_1 = -12,5^\circ \text{C}$; $t_2 = -7,5^\circ \text{C}$; $t_z = -4^\circ \text{C}$ и $t_0 = 10^\circ \text{C}$, получим:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta \dot{E}_u}{\dot{U}} &= \left(1 - \frac{283 \ln \frac{260,5}{265,5}}{260,5 - 265,5} \right) \times \\ &\times \frac{269}{269 - 283} = 1,42. \end{aligned}$$

Подставив выражение (12-36) в (12-37), получим:

$$a = \frac{\dot{U} k_u}{\Delta \dot{E}_u k_p} = \frac{5,75}{1,42} = 4,05.$$

Имеющееся в формуле (12-42) выражение $v_d T_p / v_p T_d$ по числовому значению очень близко к единице. Приняв $t_p = t_i$ и значение поправки $\alpha = 1\%$, из формулы (12-42) получим:

$$\begin{aligned} Z &= \frac{1 + 0,01}{0,6 \cdot 0,95 \cdot 0,93} - 4,05 \frac{283}{260,5} \times \\ &\times \left(\frac{1}{0,6} \cdot \frac{260,5 - 283}{283} + 1 - 1 \right) = \\ &= 1,905 + 0,584 = 2,489. \end{aligned}$$

Следовательно, в рассматриваемом случае поправка, учитывающая влияние приращения эксергии сжатия, положительна и увеличивает экономические потери при дросселировании на $0,584/1,905 = 30,6\%$. Как видно из примера, применяемые ранее методы определения экономических потерь при дросселировании жидкостей, температура которых ниже температуры окружающей среды, дают большую ошибку.

Для дальнейших расчетов приняты следующие данные. По трубопроводу, коэффициент стоимости которого $k_A = 900 \text{ злотых/м}^2 \cdot \text{м}$, течет рассол в количестве $V_p = 23 \text{ м}^3/\text{ч}$ с плотностью $v = 1250 \text{ кг/м}^3$ и коэффициентом динамической вязкости $\eta = 70,8 \cdot 10^{-4} \text{ кг/м} \cdot \text{сек}$. Длина трубопровода составляет $L = 50 \text{ м}$, а сумму местных сопротивлений можно заменить величиной $\Sigma L_z = 60 \text{ м}$. Если принять $\rho = 16\%$; $n = 7000 \text{ ч/год}$ и $\tau = 20 \text{ лет}$, то посредством формулы (12-45) можно будет рассчитать оптимальную скорость течения рассола:

$$\begin{aligned} w_{opt} &= 1,675 \left[\frac{3,1 \cdot 50 \cdot 9000 (1 + 20 \times}{7000 \cdot 0,77 \cdot 20 (50 + 60) \times} \right. \\ &\times 0,16 \cdot 239,825 \\ &\left. \times (70,8 \cdot 10^{-4} \cdot 1250^2)^{0,25} \cdot 2,489 \right]^{0,296} = \\ &= 0,548 \text{ м/сек.} \end{aligned}$$

Стоящее перед скобками число 1,675 учитывает размерность подставленных величин.

В опубликованной ранее литературе оптимальная скорость течения рассматривалась без учета приращения эксергии сжатия. Результат, получающийся при таких расчетах, можно получить при помощи приведенных выше формул, если в формуле (12-42) принять $a=0$. В таком случае получим $A=1,905$. При этом рассчитанная по формуле (12-45) оптимальная скорость течения составит:

¹ См. примечание на стр. 174 (Прим. ред.)

$$\omega_{\text{opt}} = 0,548 \left(\frac{2,489}{1,905} \right)^{0,298} = 0,596 \text{ м/сек.}$$

Это значение почти на 9% больше значения, при расчете которого было учтено влияние приращения эксергии сжатия.

12-7. ОПТИМАЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ КАПИТАЛОВЛОЖЕНИЙ

12-7-1. ЗАВИСИМОСТЬ КАПИТАЛОВЛОЖЕНИЙ ТЕПЛОВОЙ УСТАНОВКИ ОТ СТЕПЕНИ НЕОБРАТИМОСТИ ЕЕ ЗВЕНЬЕВ

Расход приводной эксергии в тепловом процессе тем больше, чем выше необратимость в отдельных звеньях, совместно работающих в этом процессе.

Снижение необратимости в звеньях процесса обычно достигается только путем увеличения капиталовложений. Например, снижение необратимости теплообмена можно получить увеличением поверхности теплообмена. Снижение необратимости превращений может быть обеспечено увеличением внутреннего к. п. д. машины, что, естественно, увеличило бы ее стоимость. Уменьшения падения давления в трубопроводах можно добиться путем увеличения диаметра трубы.

Конечно, снижение необратимости следует производить только в пределах экономической целесообразности. Улучшение звеньев процесса целесообразно только тогда, когда получающееся при этом сокращение расходов на эксергию привода превосходит увеличение капиталовложений и расходов по обслуживанию.

С целью получения оптимальных экономических результатов надлежит не только исследовать зависимость между капиталовложениями на весь процесс и расходами на эксергию привода, но и анализировать распределение капиталовложений между отдельными звеньями процесса. Может случиться так, что при проектировании теплового процесса капиталовложения не будут распределены рационально. Например, тепловые машины, предназначенные для обслуживания про-

цесса, могут быть слишком дороги, а запроектированные теплообменники могут иметь недостаточную поверхность. Может также оказаться, что некоторое снижение стоимости машин приведет к меньшим потерям эксергии, чем увеличение эксергии, которое может быть получено при возрастании капиталовложений в теплообменники на сумму, равную сумме снижения стоимости машин. Следовательно, можно получить экономический эффект, не изменяя суммы капиталовложений, а только изменив характер распределения их между отдельными звеньями процесса.

12-7-2. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ КАПИТАЛОВЛОЖЕНИЙ

Предметом дальнейшего изучения является экономичное распределение капиталовложений при условии, что заранее были установлены следующие значения [Л. 126]:

- 1) сумма капиталовложений в установку в целом;
- 2) условия снабжения приводной эксергией и стоимость этой эксергии;
- 3) годовой полезный эффект процесса (качественная и количественная характеристики).

Первое из перечисленных условий можно описать формулой

$$\sum_i K_i = K_{\Sigma} = \text{idem.} \quad (12-48)$$

Совокупную годовую себестоимость $\dot{K}_u$ полезного эффекта процесса можно выразить уравнением

$$\dot{K}_u = K_{\Sigma} \rho + \dot{E}_N k_N + \dot{K}_k, \quad (12-49)$$

где ρ — относительная стоимость обслуживания, включающая отчисления на накопления и амортизационные, а также постоянные расходы на обслуживание, сохранение, управление и т. д.;

$\dot{E}_N, k_N$ — приводная эксергия процесса и ее удельная стоимость;

K_k — переменные расходы по сохранению и обслуживанию (остаток переменных расходов после вычета из них стоимости приводной эксергии).

В связи с предположением, что требующийся полезный эффект процесса установлен, величина K_k является постоянной. В соответствии с условиями 1 и 2 значения K_Σ и k_N также являются постоянными. Наконец, постоянное значение имеет и параметр p .

Условие минимальной себестоимости K_u полезного эффекта совпадает с условием минимума приводной эксергии:

$$\dot{E}_N = \min. \quad (12-50)$$

Критерий, отраженный в формуле (12-50), может служить основой для экономически целесообразного распределения капиталовложений, но использовать его следует только тогда, когда выполняется условие (12-48).

Иногда может быть целесообразно и практически обосновано частичное решение проблемы оптимального распределения капиталовложений. Например, если влияние какого-либо из звеньев на капиталовложения и потребление приводной эксергии невелико, то это звено можно исключить из рассмотрения, приняв, что его параметры не являются переменными. Часто может представлять интерес оптимальное распределение капиталовложений между самыми капиталоемкими звеньями процесса или даже в пределах одного звена между его отдельными частями. Частичное решение сопряжено, естественно, с гораздо меньшими трудностями, чем решение проблемы в целом.

Описанная выше задача качественно отличается от общей проблемы экономической оптимизации капиталовложений, ибо, как следует из формулы (12-50), задача экономического распределения капиталовложений может быть разрешена без наличия данных об относительных расходах (процентной норме) на обслуживание.

12-7-3. ЗАВИСИМОСТЬ ПРИВОДНОЙ ЭКСЕРГИИ ТЕПЛООВОГО ПРОЦЕССА ОТ СОВЕРШЕНСТВА ЕГО ЗВЕНЬЕВ

Степень совершенства каждого звена теплового процесса можно охарактеризовать одним или несколькими параметрами, значения которых определяют расхождения между изменениями в этом звене и обратимым процессом. Так, например, совершенство турбины или компрессора определяют их внутренний к. п. д. η_i и к. п. д. механический η_m ; совершенство теплообменника определяют средняя разность температур Δt_m жидкостей, протекающих через теплообменник, и потери давления, вызванные гидравлическими сопротивлениями; наконец, совершенство трубопровода описывается либо постоянным падением давления ∇p в нем, либо потерей эксергии ∇e (если кроме падения давления, существует нежелательный теплообмен с окружающей средой). В дальнейшем для обозначения совершенства звеньев процесса будет использоваться общий символ d_j . Выбор параметров d_j в какой-то мере произвольный, лишь бы эти параметры однозначно определяли степень совершенства исследуемых звеньев процесса.

Общий расход приводной эксергии при заранее заданном полезном эффекте процесса является функцией параметров, определяющих совершенство звеньев процесса:

$$\dot{E}_N = \dot{E}_N(d_1, d_2, \dots, d_n). \quad (12-51)$$

Например, расход топлива на тепловой электростанции является при определенных упрощающих предположениях функцией температуры продуктов сгорания, покидающих котел, средней разности температур продуктов сгорания и теплоносителя в котле, внутреннего к. п. д. турбины, средних разностей температур в регенеративных подогревателях питательной воды, средней разности температур в конденсаторе и средней разности температур охлаждающей воды и окружающей среды.

Функциональную зависимость (12-51) можно установить путем подстановки различных значений параметров d_j , изменяющихся в практически возможных пределах, и вычисления соответствующих значений $\dot{E}_N$.

12-7-4. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТОИМОСТИ ЗВЕНЬЕВ ПРОЦЕССА

Размер капиталовложений в каждое звено процесса зависит от степени совершенства этого звена, а также других звеньев процесса. Например, размер капиталовложений в турбину определенной мощности зависит не только от ее к. п. д., но также и от параметров питающего пара, которые в свою очередь зависят от совершенства процессов, протекающих в котле. При записи в общем виде следует учитывать влияние совершенства всех звеньев процесса на капиталовложения в рассматриваемое звено. В особых случаях влияние некоторых звеньев может быть очень мало или же равно нулю. Например, влияние степени совершенства конденсатора теплоэлектростанции на капиталовложения для котла, если теплоэлектростанция имеет регенеративный подогрев, равно нулю. Напротив, степень совершенства процессов, протекающих в котле, влияет на стоимость конденсатора, поскольку параметры генерируемого котлом пара влияют на количество тепла, отдаваемого в конденсаторе (относительного к единице мощности). В связи с этим уравнение (12-48) следует записать в следующем виде:

$$K_1(d_1, d_2, \dots, d_n) + \\ + K_2(d_1, \dots, d_n) + \dots + \\ + K_n(d_1, \dots, d_n) = K_{\Sigma}. \quad (12-52)$$

При решении уравнения (12-52) следует основываться на характеристиках стоимости отдельных звеньев процесса.

Капиталовложения K_i каждого звена процесса являются функцией расхода агента, результата работы машины или установки, максималь-

ных значений температурных параметров и степени совершенства процесса:

$$K_i = K_i(\dot{G}, X, p_{\max}, t_{\max}, d_1, d_2, \dots), \quad (12-53)$$

где

$\dot{G}$ — расход агента;

X — результат действия рассматриваемого звена процесса (например, степень сжатия в компрессоре, количество тепла, отданное единицей объема агента в теплообменнике, и т. д.);

$p_{\max}, t_{\max}$ — максимальные давление и температура, достигаемые в этом звене;

d_1, d_2 — параметры совершенства звена (к. п. д. машины, средняя разность температур в теплообменнике и т. д.).

Иногда значения $\dot{G}$ и X можно заменить одной переменной (например, в теплообменниках вместо этих двух величин можно ввести полезную теплоотдачу).

12-7-5. ОПТИМАЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ КАПИТАЛОВЛОЖЕНИЙ В ДВУХЗВЕННОМ ПРОЦЕССЕ

Наиболее просто вопрос оптимального распределения капиталовложений можно разрешить при рассмотрении двухзвенного процесса, характеризующегося только двумя параметрами совершенства. Наиболее наглядной формой решения является преобразование условия (12-50) при помощи эксергетического баланса:

$$\dot{E}_N = \dot{U} + \nabla \dot{E}_1 + \nabla \dot{E}_2, \quad (12-54)$$

где $\dot{U}$ — полезный эффект процесса, выраженный при помощи эксергии (в соответствии с условием, принятым в подпараграфе 12-7-2, что $\dot{U} = \text{idem}$);

$\nabla \dot{E}_1, \nabla \dot{E}_2$ — потери эксергии в звеньях исследуемого процесса.

На основании уравнения (12-54) условие (12-50) можно заменить условием

$$\nabla \dot{E}_1 + \nabla \dot{E}_2 = \min. \quad (12-55)$$

Сумма потерь эксергии является функцией параметров степени совершенства d_1, d_2 звеньев процесса:

$$\nabla \dot{E}_1 + \nabla \dot{E}_2 = f(d_1, d_2). \quad (12-56)$$

Воспользовавшись уравнением (12-52), переменные d_1, d_2 можно заменить переменными K_1, K_2 :

$$\nabla \dot{E}_1 + \nabla \dot{E}_2 = f(K_1, K_2). \quad (12-57)$$

Условия, определяемые уравнением (12-52), устанавливают, кроме того, зависимость между переменными K_1 и K_2 , в связи с чем сумма потерь эксергии является функцией

только одной из этих переменных:

$$\nabla \dot{E}_1 + \nabla \dot{E}_2 = f(K_1). \quad (12-58)$$

Следовательно, критерий (12-55) можно выразить уравнением

$$\frac{d(\nabla \dot{E}_1)}{dK_1} + \frac{d(\nabla \dot{E}_2)}{dK_1} = 0. \quad (12-59)$$

Из уравнения (12-52) вытекает условие $dK_1 = -dK_2$. Учитывая это условие, уравнение (12-59) можно записать в виде:

$$\frac{\partial(\nabla \dot{E}_1)}{\partial K_1} = \frac{\partial(\nabla \dot{E}_2)}{\partial K_2}. \quad (12-60)$$

Следовательно, в двухзвенном процессе, характеризуемом двумя параметрами степени совершенства, распределение капиталовложений оптимально тогда, когда отнесенные к капиталовложениям приращения потерь эксергии одинаковы в обоих звеньях процесса.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. А. Абрамович, И. А. Абрамович, Анализ работы паровых электростанций по балансу работоспособности, «Теплоэнергетика», 1960, № 12, стр. 77/81.
2. А. И. Андрущенко, Техническая работоспособность термодинамических систем, Саратовский автомобильно-дорожный институт, Саратов, 1956.
3. А. И. Андрущенко, Термодинамические расчеты оптимальных параметров тепловых электростанций, Госэнергоиздат, Москва, 1963.
4. H. D. Baehr, Ein Exergie-Entropie-Diagramm für Luft, Chem.-Ing.-Techn., 33, 1961, № 5, S. 335/38; Ref.: BWK, 13, 1961, S. 503.
5. H. D. Baehr, E. F. Schmidt, Definition und Berechnung von Brennstoffexergien, BWK, 15, 1963, № 8, S. 375/81.
6. H. D. Baehr, Thermodynamik, Berlin—Göttingen—Heidelberg, 1962.
7. T. Bes, Egzerigia w procesach ogrzewania, klimatyzacji i suszenia, Energetyka Przemysłowa, 10, 1962, № 11, str. 388/92.
8. H. Bock, Über den Wirkungsgrad in der Klimatechnik, Allg. Wärmetechn., 8, 1957, № 5/6, S. 105/24.
9. H. Bock, Zum Begriff der maximalen Arbeit und der Exergie der Brennstoffe, Allg. Wärmetechn., 9, 1958/1959, № 4/5, S. 91/93; BWK, 12, 1960, № 8, S. 371.
10. F. Bosnjaković, Kampf den Nichtumkehrbarkeiten, Arch. Wärmewirtsch., 19, 1938, № 1, S. 1/2.
11. F. Bosnjaković, Güte vom Wärmeanlagen und die Leistungsregeln, Tech. Mitt. Essen, 32, 1939, № 15, S. 439/45.
12. F. Bosnjaković, Technische Thermodynamik, T. 2, 3. Aufl., Dresden und Leipzig, 1960.
13. Е. Брицке, А. Капустинский и др., Термические константы неорганических веществ, Изд-во АН СССР, 1949.
14. M. Brauer, R. Jeschar, Die Bedeutung der Exergie für die thermodynamische Untersuchung des Nochofenverfahrens, Archiv für das Eisenhüttenwesen, 34, 1963, № 1, S. 9/16.
15. В. М. Бродянский, И. П. Ишкин, Термодинамический анализ необратимых процессов в холодильных установках, Известия АН СССР, Отделение технических наук, 1958, № 5, стр. 40/45.
16. В. М. Бродянский, Энергетические потери в современных кислородных установках, Известия вузов, «Энергетика», 1959, № 7, стр. 87/95.
17. В. М. Бродянский, Метод термодинамического анализа низкотемпературной ректификации бинарных смесей, Достижения и задачи в производстве и применении холода в народном хозяйстве СССР (сборник докладов конференции), Москва, 1960, стр. 95/101.
18. В. М. Бродянский, И. П. Ишкин, Применение диаграммы энтальпия—эксергия для термодинамических расчетов, «Холодильная техника», 1962, № 1, стр. 19/24.
19. В. М. Бродянский, А. В. Мартынов, Метод термодинамического анализа потерь в парожеткорной холодильной установке, Известия вузов, «Энергетика», 1962, № 5, стр. 76/83.
20. В. М. Бродянский, А. В. Мартынов, Термодинамический анализ потерь в парожеткорной холодильной установке, Известия вузов, «Энергетика», 1962, № 11, стр. 74/83.
21. E. A. Bruges, Available energy and the second law analysis, London, 1959.
22. D. Buimovici, Maximale Arbeit und Exergie der Brennstoffe, Allg. Wärmetechn., 8, 1958, № 9, S. 189/94.
23. G. Darrieus, Definition du rendement thermodynamique des turbines a vapeur, Rev. gen. Electricité, 27, 1930, № 25, p. 963/68.
24. G. Darrieus, L'évolution des centrales thermiques et la notion d'énergie utilisable, Sci. et Ind., 15, 1931, № 206, p. 122/26.
25. N. Elsner, Bedeutung und Anwendung der Exergie in der Wärmetechnik, Abhdig. d. Deutsch—Akad. d. Wiss. zu Berlin, Kl. f. Math., Phys. n. Techn. Z. 2, 1960, S. 71/87; Ref.: BWK, 13, 1961, № 11, S. 502.
26. N. Elsner, W. Fratzscher, Zum Problem der Nichtumkehrbarkeiten bei thermischen Prozessen, Wiss. Z. Hochsch.

- Verkehrswes. Dresden, 5, 1957, № 1, S. 33/47; Energietechn., 8, 1958, № 8, S. 345/49; № 12, S. 560/65.
27. N. Elsner W., Gruhn, Einige Untersuchungen zur Geometrie und thermodynamischen Eigenschaften des e , T_0 , s — Diagramms, Wiss. Z. Techn. Universität Dresden, 11, 1962, № 5, S. 1062/72, Ref.: BWK, 13, 1961, № 11, S. 504.
28. N. Elsner, W. Fratzscher, Dimensionslose Behandlung von Zustandsänderungen idealer Gase unter Verwendung des Exergiebegriffs, Wiss. Z. Hochschule. Verkehrswes. Dresden, 6, 1958/59, № 3, S. 615/27.
29. W. Fratzscher, G. Schöbel, Exergische Beurteilung der mehrstufigen Kompression mit Abwärmerverwertung, Energietechn., 10, 1960, № 9, S. 396/400; Ref.: BWK, 13, 1961, № 11, S. 506.
30. W. Fratzscher, Die grundsätzliche Bedeutung der Exergie für die technische Thermodynamik, Wiss. Z. TH Dresden, 10, 1961, № 1, S. 160/81; Ref.: BWK, 13, 1961, № 11, S. 503.
31. W. Fratzscher, Die Grundgleichung der Exergie und ihre Anwendung auf den Verbrennungsvorgang, Wiss. Z. TH Dresden, 10, 1961, № 2, S. 253/56; Energietechn. 11, 1961, № 4, S. 163/66; Ref.: BWK, 13, 1961, № 11, S. 504.
32. W. Fratzscher, D. Schmidt, Zur Bestimmung der maximalen Arbeit von Verbrennungsreaktionen, Wiss. Z. TH Dresden, 10, 1961, № 1, S. 183/91; Ref.: BWK, 13, 1961, № 11, S. 504.
33. W. Fratzscher, Exergetische Beurteilung technischer Verbrennungsreaktionen, Energietechnik, 12, 1962, № 4, S. 153/161.
34. W. Fratzscher, Einführung des Exergiebegriffes in die technische Thermodynamik, дополнение к книге: М. Р. Вукалович, I. I. Новиков, Technische Thermodynamik, Leipzig, 1962, стр. 483/648.
35. W. Fratzscher, Über den Unterschied zwischen exergetischer und thermischer Betrachtungsweise von rechteilförmigen Kreisprozessen, II симпозиум по технической термодинамике, сборник рефератов, Гливице, 1963, стр. 42/46.
36. P. Glansdorff, Sur la fonction dite d'«Exergie» et son emploi en climatisation, Ann. 1957—2 Suppl. Bull. Inst. Intern. Froid, 1957, p. 61/62.
37. H. Glaser, Das i , s , 1 Diagramm als Hilfsmittel für thermodynamische und verfahrenstechnische Untersuchungen, Allg. Wärmetechnik, 4, 1953, № 5/6, S. 97/104.
38. Д. П. Гохштейн, Энтропийный метод расчета энергетических потерь, Госэнергоиздат, Москва — Ленинград, 1951, изд. 2-е, 1963.
39. G. Gouy, Sur l'énergie utilisable, Journal de physique, II, 8, 1889, p. 50/18.
40. P. Grassmann, Zur allgemeinen Definition des Wirkungsgrades, Chem.-Ing.-Techn., 22, 1950, № 4, S. 77/80.
41. P. Grassmann, J. Kopp, Zur günstigsten Wahl der Temperaturdifferenz und der Wärmeübergangszahl in Wärmeaus-tauschern, Kältetechn., 9, 1957, № 10, S. 306/08.
42. P. Grassmann, Die Exergie und das Flussbild der technisch nutzbaren Leistung, Allg. Wärmetechn., 9, 1959, № 4/5, S. 79/86; Ref.: BWK, 12, 1960.
43. P. Grassmann, Energie und Exergie, BWK, 13, 1961, № 11, S. 482/86.
44. G. Gruhn, E. Keiner, Untersuchung von Zustandsdiagrammen mit der Exergie, Wiss. Z. Hochschule. Verkehrswes. Dresden, 7, 1959/60, № 2, S. 325/41; Ref.: BWK, 13, 1961, № 11, S. 501/02.
45. G. Gruhn, Zur thermodynamischen Beurteilung der Kraft-Wärme-Kopplung, II симпозиум по технической термодинамике, сборник рефератов, Гливице, 1963, стр. 47/53.
46. K. Gumiński, Termodynamika procesow nieodwracalnych, PWN, Warszawa, 1962.
47. A. Guzik, Egzergia gazow technicznych otrzymywanych z powietrza, Energetyka Przemysłowa, 10, 1962, № 11, str. 384/87.
48. A. Guzik, Egzergia składowików powietrza w temperaturach zbliżonych do bezwzględnego zera, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, N108, Energetyka, z. 14, 1964, str. 21/34.
49. A. Guzik, Egzergia termiczna gazow szlachetnych otrzymywanych z powietrza, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, № 108, Energetyka, z. 14, 1964, str. 97/104.
50. Handbuch der Pflanzenphysiologie, Bd V. Die CO_2 — Assimilation, Teil 2, red. A. Pirson, Springer-Verlag, 1960.
51. L. Heller, Harc az entropianő vekedes ellen, Magyar Energiagazdasag, 1952, № 1—2, str. 2.
52. L. Hibbey, Munkakepesseg—entropia diagrammok, Magyar Energiagazdasag, 5, 1952, № 1/2, str. 28/32.
53. R. Jeschar, Exergiebilanz des Tunnelofens, Berichte der Deutschen Keramischen Gesellschaft e. V., 40, 1963, № 11, S. 596/602.
54. E. Jouget, Le theoreme de M. Gouy et quelques—unes de ses applications, Rev. Mecanique, 20, mars 1907, p. 213/38.
55. E. Jouget, Theorie des moteurs thermiques, Paris, 1909.
56. М. Х. Карапетянц, М. Л. Карапетянц, Таблицы некоторых термодинамических свойств различных веществ, Москва, 1961.
57. J. H. Keenan, A steam chart for second law analysis, Mech. Engng, 54, 1932, № 3, p. 195/204.
58. J. H. Keenan, Availability and irreversibility in thermodynamics, Brit. J. Appl. Phys., 2, July 1951, p. 183/92.
59. A. Keller, The evaluation of steam power plant losses by means of the entropy-balance diagram, Transactions of the ASME, 1950, p. 949.
60. М. В. Кирпичев, Энергетический баланс тепловых установок, АН СССР, ОТИ, 1949, № 12, стр. 1820.

61. K. Кондратьев, Лучистая энергия Солнца, 1954.
62. E. Kostowski, Wyznaczenie eg-zergii amoniaku na wykresie entalpia-entropia i, s, Zeszyty Naukowe Politechniki Slaskiej, № 108, Energetyka, z. 14, 1964, str. 65/72.
63. D. W. van Krevelen, Coal, Amsterdam, 1961.
64. G. V. Lerberghe, F. Glans-dorff, Le rendement maximum des machines thermiques, Publ. Ass. Ing. de l'Ecole des Mines, Mons, 42, 1932, p. 365/418.
65. R. Marchal, La thermodynamique et le théorème de l'énergie utilisable, Paris, 1956.
66. J. Marecki, Podzial kosztow w skojarzonej gospodarce energetycznej, Przegląd Elektrotechniczny, 1963, № 1, str. 5/11.
67. K. Nesselmann, Zur Frage eines allgemeinen Vergleichsprozesses für Kältemaschinen, Z. ges. Kälte-Ind., 45, 1938, № 6, S. 118/21.
68. K. Nesselmann, Über den thermodynamischen Begriff der Arbeitsfähigkeit, Allg. Wärmetechn., 3, 1952, № 5/6, S. 97/104.
69. K. Nesselmann, Zur Definition des Wirkungsgradbegriffes, Allg. Wärmetechn., 6, 1955, № 2, S. 31/33.
70. R. Nitsch, Die thermodynamische Beurteilung des Kernkraftwerkes mit Hilfe des Exergiebegriffes, II симпозиум по технической термодинамике, сборник рефератов, Гливице, 1963, стр. 84/89.
71. St. Ochęduszkó, Teoria Maszyn Ciepłych, cz. III, PWT, Warszawa, 1955.
72. St. Ochęduszkó, H. Gorniak, Układ MKS jednostek miar, Energetyka Przemysłowa, 7, 1959, № 9, str. 295/300.
73. Österreichische Energiebilanz für das Jahr 1956, Wien, 1958.
74. R. Petela, Egzergia emsjii własnej ciała doskonałe szarego, Zeszyty Naukowe Politechniki Slaskiej, № 25, Energetyka, z. 5, 1961, str. 33/45.
75. R. Petela, Egzergia jasności promieniowania, Zeszyty Naukowe Politechniki Slaskiej, № 58, Energetyka, z. 9, 1962, str. 43/71.
76. R. Petela, Egzergia promieniowania cieplnego, Energetyka Przemysłowa, 10, 1962, № 11, str. 399/403.
77. R. Petela, J. Szargut, Zastosowanie egzergii przy obliczaniu strat ekonomicznych spowodowanych przez dławienie, Energetyka Przemysłowa, 10, 1962, № 11, str. 379/84.
78. R. Petela, Exergy of heat radiation, Journal of Heat Transfer, Trans. ASME, Series C, vol. 86, May 1964, p. 187/192.
79. J. Pientka, Ocena dobroci procesow termodynamicznych i bilans strat egzergii silowni parowej, Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej (w druku).
80. M. Planck, Vorlesungen über die Theorie der Wärmestrahlung, Leipzig, 1923.
81. R. Rant, Energitska ocenitev postopka fabrikacije sode (Na_2CO_3), Tehnika visoka sola v Ljubljani, Acta technica, 5, 1951 (Series machinarum № 1), str. 1/72.
82. Z. Rant, Vrednost in obracunavanje energije, Strojinski Vestnik, 1, 1955, № 1, str. 4/7; Ref.: Allg. Wärmetechn., 6, 1955, № 10, S. 221/22.
83. Z. Rant, Exergie, ein neues Wort für «technische Arbeitsfähigkeit, Forsch. Ing.-Wes., 22, 1956, № 1, S. 36/37; Ref.: BWK, 8, 1956, № 5, S. 212.
84. Z. Rant, Bewertung und praktische Verrechnung von Energien, Allg. Wärmetechn., 8, 1957, № 2, S. 25/32.
85. Z. Rant, Exergiediagramme für Verbrennungsgase, BWK, 12, 1960, № 1, Arbeitsblätter BWK, 75a, 75b; BWK, 13, 1961, № 11.
86. Z. Rant, Exergiediagramme für Wasser und Wasserdampf, BWK, 12, 1960, № 7, S. 297/301; № 11, S. 520.
87. Z. Rant, Zur Bestimmung der spezifischen Exergie von Brennstoffen, Allg. Wärmetechn., 10, 1961, № 9, S. 172/76; Ref.: BWK, 14, 1962, № 4, S. 248.
88. Z. Rant, Der Einfluss der Luftvorwärmung auf die Nichtumkehrbarkeiten der Verbrennung, BWK, 13, 1961, № 11, S. 496/500; Arbeitsblätter BWK, 75a, 75b; BWK, 13, 1961, № 11.
89. Restricted selected values of properties of hydrocarbons, National Bureau of Standards, American Petroleum Institute Research Project 44.
90. F. D. Rossini, D. D. Wagman, W. M. Ewans, S. Levine, J. Jaffe, Selected values of chemical thermodynamic properties, Circ. Nat. Bur. Stand., 500, 1952.
91. H. Rögner, Anwendung des Exergiebegriffs auf den Dampfkraftprozess, Elektr.-Wirtsch., 60, 1961, № 4, S. 89/92; Ref.: BWK, 13, 1961, № 11, S. 506.
92. E. Ryszká, J. Szargut, Piece przemyslowe w hutnictwie metall niezelaznych, WGH, Katowice, 1961.
93. K. Schäfer, E. Lax, Eigenschaften der Materie in ihren Aggregatzuständen, 4 Teil, Kalorische Zustandsgrößen, Berlin—Göttingen—Heidelberg, 1961.
94. C. Seippel, Betrachtungen über die Dampfkraftanlage, Brown—Boveri Mitt., 37, 1950, № 10, S. 342/56.
95. W. Sellin, Sprawozdanie wewnetrzne Zakladow Chemicznych w Hüls, z 22.6.1948.
96. K. Smulikowski, Geochemia, Panstwowy Instytut Geologiczny, Warszawa, 1952.
97. A. Stodola, Die Kreisprozesse der Gasmaschine, Z. d. VDI, 32, 1898, № 38, S. 1066/91.
98. A. Stodola, Die Dampfturbinen, 4 Aufl., Berlin, 1910.
99. J. Szargut, E. Ryszká, Koneczność uzgadniania bilansow masowych, Prace Instytutu Metalurgii, 1952, № 5, str. 385/94.
100. J. Szargut, Straty pracy mechanicznej w energetycznych urzadzeniach przemyslowych, Gospodarka Cieplna, 2, 1954, № 1, str. 20/23.
101. J. Szargut, Ogolne zasady bilan-

- sowania energetycznego procesów chemicznych oraz nowa metoda bilansowania, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, № 5, Energetyka, z. 1, 1956, str. 81/152.
102. J. Szargut, Bilans potencjonalny procesów fizycznych wynikający z drugiej zasady termodynamiki, Archiwum Budowy Maszyn, 3, 1956, № 3, str. 23/76.
103. J. Szargut, Bilans potencjonalny procesów chemicznych, Archiwum Budowy Maszyn, 4, 1957, № 11, str. 89/117.
104. J. Szargut, O racjonalne ustalenie cen pary, Gospodarka Ciepła, 5, 1957, № 3, str. 104/106.
105. J. Szargut, Bilans eksergetyczny procesów hutniczych, Archiwum Hutnictwa, 6, 1961, № 1, str. 23/60.
106. J. Szargut, Bilans eksergetyczny procesów cieplnych, Energetyka Przemysłowa, 9, 1961, № 3, str. 73/79.
107. J. Szargut, J. Kyka, K. Praczuch, J. Słota, Bilans eksergetyczny pieca grzewczego wlewnego, Energetyka Przemysłowa, 9, 1961, № 4, str. 118/20.
108. J. Szargut, E. Blaszkiewicz, Z. Kolenda, J. Tobola, Bilans eksergetyczny zespołu wielkiego pieca, Problemy Projektowe Hutnictwa, 9, 1961, № 9, str. 274/81.
109. J. Szargut, Die Exergiebilanz der Wärmeprozesse in der Hüttenindustrie, Freiburger Forschungshefte, 1962, № B 68, S. 81/103.
110. J. Szargut, Pojęcie egzergii w odroznieniu od energii i możliwości praktycznego stosowania egzergii, Energetyka Przemysłowa, 10, 1962, № 11, str. 374/78.
111. J. Szargut, Zagadnienie racjonalnej taryfy opłat za parę i gorącą wodę, Gospodarka Paliwami i Energia, 11, 1963, № 4, str. 132/35.
112. J. Szargut, R. Petela, Dobór parametrów pary wytwarzanej w gospodarce skojarzonej dla przeponowych wymienników ciepła, Problemy Projektowe Hutnictwa, 11, 1963, № 8, str. 233/40.
113. J. Szargut, R. Petela, Zastosowanie egzergii do oceny ekonomicznej strat dławienia, Archiwum Budowy Maszyn, XI, 1964, № 1, str. 49/57.
114. J. Szargut, K. Maczek, Bilans eksergetyczny ziębiarki absorpcyjnej, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, № 104, Energetyka, z. 14, str. 73/104.
115. J. Szargut, P. Weiss, Wpływ podgrzania powietrza na straty egzergii przy spalaniu, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, № 104, Energetyka, z. 14, 1964, str. 35/51.
116. J. Szargut, Koncentracja egzergii, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, № 104, Energetyka, z. 14, 1964, str. 13/20.
117. J. Szargut, T. Styryiska, Angenäherte Bestimmung der Exergie von Brennstoffen, BWK 16, 1964, № 12, S. 589/96.
118. J. Szargut, A. Ziebig, Wpływ wzbogacania powietrza tlenem na straty egzergii przy spalaniu, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, № 104, Energetyka, z. 14, 1964, str. 53/63.
119. J. Szargut, A. Ziebig, Egzer-gia związków chemicznych w procesach hutniczych, Problemy Projektowe Hutnictwa, 13, 1965, № 2, str. 40/49.
120. J. Szargut, Die Exergie von typischen Rohstoffen und Produkten in den Hüttenindustrie, Neue Hütte, 10, 1965, № 5.
121. J. Szargut, Sl. Pasierb, J. Wandras, Bilans egzergetyczny huty żelaza, Hutnik № XXXI, 1964, № 4, str. 123/28.
122. J. Szargut, Klasyfikacja pojęć egzergii, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, № 104, Energetyka, z. 14, 1964, str. 5/11.
123. J. Szargut, R. Petela, Sprawność egzergetyczna roślin, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, № 129, Energetyka, z. 18, 1965, str. 3/9.
124. J. Szargut R., R. Petels, Wskazniki egzergetyczne ziębiarek, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, № 129, Energetyka, z. 18, 1965, str. 69/80.
125. J. Szargut, R. Petela, Sprawność egzergetyczna elektrowni i elektrociepłowni parowych, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, № 129, Energetyka, z. 19, 1965, str. 81/88.
126. J. Szargut, Zastosowanie egzergii przy rozwiązywaniu zagadnień techniczno-ekonomicznych energetyki cieplnej, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, № 129, Energetyka, z. 19, 1965, str. 101/116.
127. В. М. Татевский, Физико-химические свойства индивидуальных углеводородов, Гостехиздат, 1960.
128. M. W. Thring, The virtue of energy, its meaning and practical significance, J. Inst. Fuel, 17, 1944.
129. M. W. Thring, The science of flames and furnaces, London, 1952.
130. J. Wagner, Metoda podziału kosztów własnych elektrociepłowni między oddawaną z niej energię elektryczną i ciepłą, Polska Akademia Nauk, Komitet Elektryfikacji Polski, Materiały i Studia, t. V, Łódź—Warszawa, 1962.
131. W. Wisniewski, Rozważania termodynamiczne, Zeszyty Naukowe Politechniki Wrocławskiej, № 9, Mechanika, z. 1, 1955, str. 3/53.
132. H. D. Baehr, Definition und Berechnung von Exergie und Anergie, BWK, 17, 1965, № 1, str. 1/6.
133. H. D. Baehr, Exergie und Anergie und ihre Anwendung in der Kältetechnik, Kältetechnik, 17, 1965, № 1, S. 14/22.
134. В. М. Бродянский, Энергетика и экономика комплексного разделения воздуха, «Металлургия», 1966.
135. В. М. Бродянский, Об эксергетической температурной шкале, Известия вузов, «Энергетика», 1964, № 5, стр. 65/72.
136. В. М. Бродянский, Термодинамический анализ низкотемпературных процессов (конспект лекций), Изд. МЭИ, М., 1966.
137. Energie und Exergie, VDI Verlag, Düsseldorf, 1965 (русский перевод — изд-во «Мир», 1968).
138. W. Frank, Aufgaben und Verfah-

ren der Energiebedarfsforschung, Österreichischer Ingenieur, Zeitschrift 9, 1966, S. 1.

139. P. Grassmann, Zur Definition der Exergie, дискуссионное выступление, ноябрь 1964 г., в рукописи.

140. R. Jeschar, R. Görgen, Beitrag zur Anwendung von Exergiebilanzen in Hüttenwerken, Stahl und Eisen, 85, 1965, Zeitschrift 12, S. 724/30.

141. Z. Rant, Bilanzen und Beurteilungsquotienten bei technischen Prozessen, Internationale Zeitschrift für Gaswärme, 14, 1965, № 1, S. 28/37.

142. Z. Rant, Exergie und Anergie, Wiss. Z. Techn. Univers., Dresden, 13, 1964, Zeitschrift 4, S. 1145/49.

143. Z. Rant, Thermodynamische Bewertung der Verluste bei technischen Energieumwandlungen, BWK, 16, 1964, № 9, S. 453/57.

144. J. Szargut, Anwendungsmöglichkeiten der Exergie, Die Wirtschaft, 20, 1965, № 39, S. 10/11.

145. J. Szargut, J. Wandrasz, Bilans egzergytny pieca martenowskiego, Problemy Projektowe Hutnictwa, 13, 1965, № 6, str. 175/80.

146. J. Szargut, T. Styrylska, Egzergia chemiczna paliw stałych i ciekłych, Zeszyty Naukowe Politechniki Krakowskiej, 1966.

147. M. Tribus, R. Evans, Entropy, Exergy, Energy and Availability, Thayer School of Engineering, Dartmouth College, Eng. Report, Nov. 1963.

148. В. М. Бродянский, А. Б. Грачев, И. М. Савинова, Определение потерь эксергии в поршневом детандере по замерам внутренних параметров. Доклады научно-техн. конференции МЭИ, Подсекция ТЭПП, Изд. МЭИ, 1967.

149. В. М. Бродянский, Л. Е. Медовар, Применение понятия эксергии в холодильной технике, «Холодильная техника», № 5, 1961.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие к русскому изданию	3	5-5. Термическая эксергия продуктов сгорания, не содержащих горючих веществ . . .	101
Предисловие редактора русского издания	4	5-6. Термическая эксергия водяного пара и воды	107
1. Введение	7	5-7. Термическая эксергия хладагентов	109
2. Основные понятия	15	5-8. Химическая эксергия топлива	111
2-1. Понятие эксергии	15	5-9. Термическая эксергия изотопов	133
2-2. Закон уменьшения эксергии	22	6. Эксергетический анализ типовых тепловых процессов	134
2-3. Эксергетический баланс	32	6-1. Типовые тепловые машины	134
2-4. Эксергетический к. п. д.	38	6-2. Комбинированные тепловые циклы	137
2-5. Возможности применения эксергии	39	6-3. Компрессоры и насосы	138
3. Эксергия вещества в физических процессах	44	6-4. Процессы сгорания	140
3-1. Эксергия в циклах	44	6-5. Процессы в промышленных печах	146
3-2. Открытые системы	45	7. Эксергетический анализ процессов на паровых электростанциях	156
3-3. Влияние параметров вещества и окружающей среды на величину термической эксергии	49	7-1. Эксергетический к. п. д.	156
3-4. Графики для определения эксергии рабочего тела постоянного состава	52	7-2. Потери эксергии на паровой электростанции	160
4. Эксергия вещества в химических процессах	55	7-3. Примеры эксергетических балансов электростанций	164
4-1. Состояния отсчета	55	8. Эксергетический анализ процессов охлаждения	173
4-2. Формулы для определения термической эксергии вещества, участвующего в химическом процессе	71	8-1. Эксергетические показатели холодильных установок	173
4-3. Приближенный расчет термической эксергии вещества, участвующего в химическом процессе	72	8-2. Компрессорные холодильные установки	176
5. Термическая эксергия наиболее распространенных рабочих тел	86	8-3. Пример эксергетического баланса абсорбционной холодильной установки	182
5-1. Термическая эксергия сухого воздуха	86	8-4. Пример эксергетического баланса парожеторной холодильной установки	189
5-2. Термическая эксергия влажного воздуха	90	9. Эксергетический анализ тепловых процессов в металлургии	194
5-3. Термическая эксергия технических газов, получаемых из воздуха	93	9-1. Эксергия типового сырья и металлургических продуктов	194
5-4. Термическая эксергия компонентов воздуха при температурах, близких к абсолютному нулю	98	9-2. Примеры эксергетических балансов металлургических процессов	197

10. Использование эксергетического анализа в различных отраслях техники	208
10-1. Системы воздушного пневмопривода	208
10-2. Процессы отопления, кондиционирования, сушки	210
10-3. Турбореактивный двигатель	215
10-4. Газовая турбина	217
10-5. Атомная электростанция	220
11. Эксергия тепловой радиации	223
11-1. Основные понятия, касающиеся радиации	223
11-2. Эксергия излучения	232
11-3. Эксергия произвольной тепловой радиации	238
11-4. Примеры расчета эксергии радиации	241

12. Использование эксергии в экономике	247
12-1. Возможности использования эксергии в экономике	247
12-2. Распределение производственных затрат на ТЭЦ	249
12-3. Тарифы на пар и горячую воду	253
12-4. Выбор оптимальных параметров греющего пара для поверхностных теплообменников	258
12-5. Экономичная толщина изоляции	261
12-6. Экономические потери при дросселировании	263
12-7. Оптимальное распределение капиталовложений	269
Литература	273

Я. Шаргут и Р. Петела

Эксергия

Перевод с польского под ред. В. М. Бродянского

Редактор И. В. Волобуева

Переплет художника В. М. Аладьева

Технический редактор Н. С. Мазурова

Корректор Е. В. Кузнецова

Сдано в набор 21/XII 1967 г.
Подписано к печати 11/VII 1968 г.
Формат 70×108^{1/16} Бумага типографская № 1
Усл. печ. л. 24,5+2 вкл. Уч.-изд. л. 26,74
Тираж 4 000 экз. Цена 2 р. 12 к. Зак. 1048
Издательство „Энергия“. Москва, Ж-114,
Шлюзовая наб., 10.

Московская типография № 10 Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР.
Шлюзовая наб., 10.